

Universidad de **Cádiz**

Proyectos de fin de carrera de **Ingeniería Química**

Facultad: CIENCIAS

Titulación: INGENIERÍA QUÍMICA

Título: DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA  
OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO

Autoras: Esther CAMACHO MONJE y  
Rocío PARRADO BOLAÑOS

Fecha: Junio 2009





## **RESUMEN**

### **1.- Introducción**

El crecimiento de la población mundial en las últimas décadas del siglo XX y en el siglo XXI, así como el avance en la ciencia, medios de producción y tecnologías sitúa a la sociedad mundial actual en una época de pleno desarrollo donde la calidad de vida se ha extendido a un mayor número de población gracias al descubrimiento de nuevas materias y productos rentables para la economía tanto a nivel particular como la propia de una región.

El descubrimiento del petróleo como materia prima para la producción de combustibles y base de la Industria Petroquímica ha supuesto un cambio en la economía mundial y un “boom” productivo permitiendo disponer de productos, hoy imprescindibles, pero que hace apenas unas décadas no se conocían.

El benceno, contenido en la materia prima inicial petróleo y obtenido por medio de distintos métodos de procesado, es y sigue siendo el tercer producto base más importante de la actual Industria Petroquímica. El ciclohexano, a su vez, obtenido por medio del proceso de hidrogenación del benceno se ha convertido en el producto estrella para la producción de dos de las fibras sintéticas más relevantes dentro del campo de la petroquímica: el nylon 6,6 y el nylon 6. Gracias a estos dos compuestos es posible disponer en la actualidad de una extensa gama de prendas de vestir, alfombras, material para el recubrimiento de cables, gomas de neumáticos, componentes eléctricos y electrónicos, etc, productos todos que han facilitado enormemente la actividad humana y que son necesarios para el desarrollo de la misma.

### **2.- Objeto**

El presente Proyecto Fin de Carrera persigue como objeto el diseño de una línea de producción de ciclohexano que se ubicará dentro de los límites pertenecientes a la Refinería de Cepsa Gibraltar–San Roque en el término municipal de San Roque. De este modo, es posible ampliar las líneas de producción con las que cuenta la empresa Cepsa en España gracias a la demanda que presenta el ciclohexano tanto a nivel nacional como a nivel continental e internacional.

Este emplazamiento, además, permite disponer de la materia prima que podrá ser suministrada por la propia Refinería, cuya producción anual de benceno durante el año 2008

asciende a 482.006 toneladas de benceno, y recibirse periódicamente a través del transporte marítimo cuando las condiciones de trabajo en la planta de este modo lo exijan. El hidrógeno y los servicios generales, requeridos para el transcurso del proceso, están también disponibles dentro del propio recinto en el cual se ubicará la línea de proceso diseñada.

### **3.- Proceso**

A nivel industrial, el proceso de obtención de ciclohexano se compone de dos etapas fundamentales:

- Etapa de reacción.
- Etapa de purificación y acondicionamiento del producto final.

Así pues la línea de proceso que se va a diseñar se estructura en tres partes fundamentales de acuerdo con el esquema representado en la **Figura 1**.

- Zona de almacenamiento de la materia prima y del producto. Comprende el sistema de tanques necesarios para depositar la materia prima recibida y el producto y el diseño de los sistemas de impulsión desde el tanque de las materias primas hasta la zona de reacción.
- Zona de reacción. Está formada por los equipos propios para el pretratamiento de la materia prima reaccionante y las unidades de reacción.
- Zona de purificación y acondicionamiento del producto final. El corazón de esta sección lo constituye la columna de destilación multicomponente, precedida por una primera operación de purificación del ciclohexano obtenido durante el proceso por medio de un separador de las fases gas-líquido.

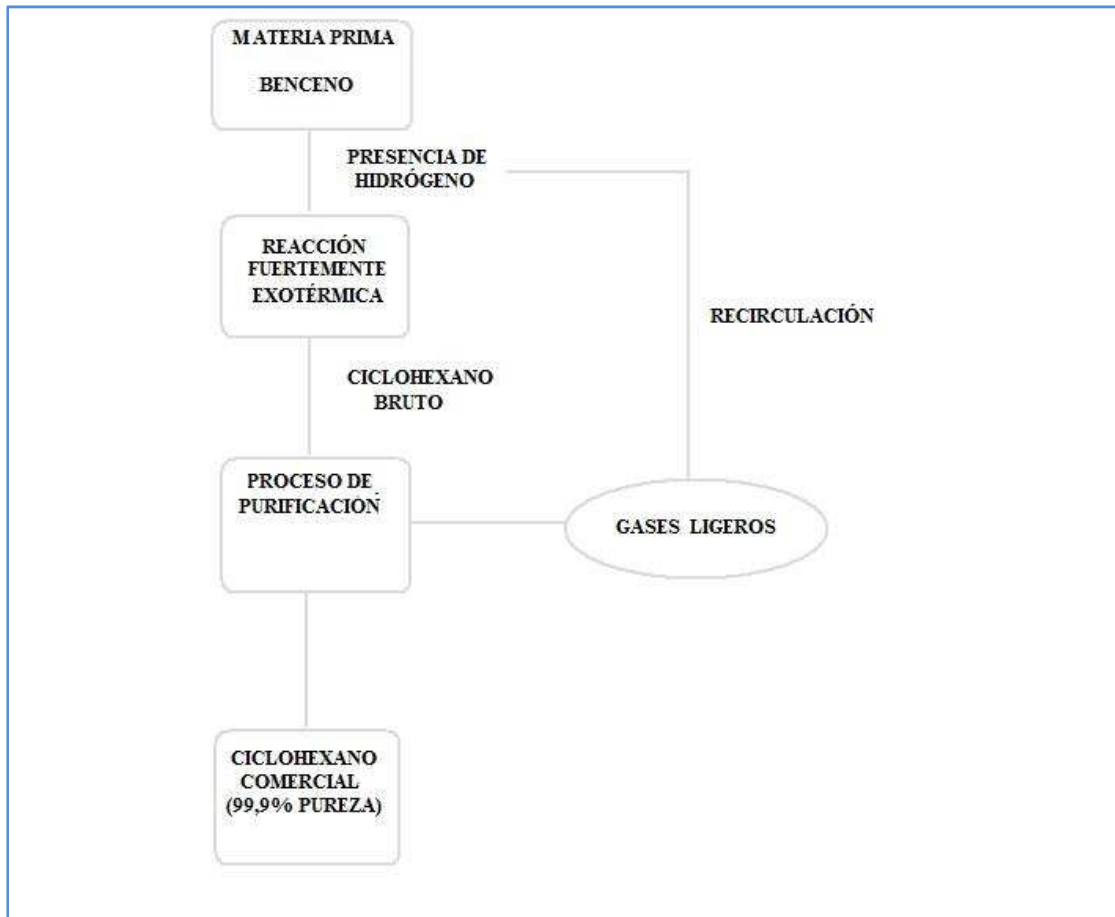


Figura 1: Esquematación del proceso de producción de ciclohexano

El proceso proyectado presenta las siguientes unidades:

- Tanques para el almacenamiento de benceno y ciclohexano.
- Equipos de impulsión: bombas y compresores.
- Intercambiadores de calor.
- Reactores.
- Condensadores de agua y de aire.
- Separadores de fase.
- Columna de destilación.
- Sistemas de tuberías, válvulas y accesorios.

Todas estas unidades y elementos se encuentran repartidos entre las tres zonas de las que consta el proceso de producción.

## **1.- Zona de almacenamiento e impulsión de la alimentación**

Esta primera zona está formada por los depósitos de benceno contenidos en su correspondiente cubeto e independiente de los depósitos de almacenamiento del producto ciclohexano, los cuales también se encuentran contenidos en su propio cubeto de retención, la bomba encargada de impulsar el benceno desde los depósitos hasta el depósito acumulador de la segunda bomba de proceso, el depósito acumulador y la bomba de entrada a proceso.

Los depósitos de benceno y ciclohexano se diseñan de acuerdo con la norma API 650 para depósitos verticales y están capacitados para almacenar dichos compuestos durante un total de siete días. Estos depósitos serán de fondo plano y techo flotante cubierto con el fin de evitar la pérdida de la materia que pueda evaporarse.

Las dimensiones difieren para cada uno de estos tanques:

- En el caso del benceno, se dispone de cuatro tanques construidos en acero inoxidable 316L de 30,48 metros de diámetro y 18,3 metros de altura donde el benceno se almacenará a 20 °C y a una ligera sobrepresión de 1,1 bar.
- Para el ciclohexano se dispone de cuatro tanques y un quinto tanque rundown construidos todos en acero al carbono SA-285. Los cuatro primeros tanques poseen un diámetro de 30,48 metros y una altura de 21,34 metros, mientras que el tanque de rundown tendrá 21,34 metros de diámetro y una altura de 12,19 metros. Este último tanque está especialmente pensado para facilitar la toma de muestras del producto que debe someterse a pruebas de calidad. En todos y cada uno de estos tanques el ciclohexano se almacenará a 50 °C y presión de 1,1, bar.

No es objeto del presente proyecto Fin de Carrera el diseño de los sistemas pertinentes para reducir la presión del producto procedente del proceso de purificación antes de su almacenamiento.

- Bomba de impulsión de tanque y bomba de proceso, ambas son centrífugas, la primera llevará el producto desde los depósitos de benceno hasta el depósito acumulador y la segunda elevará la presión de esta corriente de benceno hasta 35 bar debido a exigencias del propio proceso. El depósito acumulador de la bomba de proceso es similar a un separador de fase gas- líquido y es un equipo de apoyo que garantiza el correcto funcionamiento de la bomba.

## 2.- Zona de reacción

Constituye el motor del proceso productivo. Se compone de dos intercambiadores de calor que permiten vaporizar la corriente de reacción y dos unidades de reacción.

Antes de su entrada en el primer intercambiador de calor, la corriente de benceno a razón de  $67,76 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  se unirá a la de hidrógeno compuesta por un 90% de hidrógeno y un 10% de metano de manera que la relación de alimentación hidrógeno hidrocarburo que entra en la primera unidad de reacción será de 6. Posteriormente, esta corriente se introduce en el primer intercambiador de carcasa y tubos construido en acero inoxidable AISI 316L, ocurriendo la transmisión de calor en un área de  $113 \text{ m}^2$  a través de 534 tubos de 3,67 metros de longitud y 0,019 metros de diámetro exterior. El fluido calefactor que circula por la carcasa es la corriente de producto proveniente del segundo reactor a una temperatura de  $152 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Tras abandonar el primer intercambiador, la alimentación a razón de  $6017 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  se dirige al segundo cambiador de calor de carcasa y tubos de la serie construido en acero inoxidable AISI 316L. Ésta unidad proporciona un área de transmisión de calor de  $141 \text{ m}^2$  con tubos de 3,66 metros de longitud. Su misión es incrementar la temperatura del reactivo hasta  $125 \text{ }^\circ\text{C}$  sirviéndose de la corriente de producto que abandona la primera unidad de reacción a  $227 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Debido a la naturaleza propia de la reacción de hidrogenación, fuertemente exotérmica, se optará por el diseño de dos reactores multitubulares conectados en serie. En el primero de ellos se alcanza una conversión del 88%, mientras que en el segundo se completa la reacción hasta el 99,996%. Estos reactores multitubulares de carcasa y tubos contienen en su interior el catalizador de la reacción, níquel sobre alumina, y se refrigeran por medio de agua de la red de calderas de la Refinería que circulará por el lado de la carcasa aprovechando el calor producido para vaporizarse. Ambos están provistos de tubos de la misma longitud 4,8768 metros y diámetros de 0,0254 metros y 0,03175 metros respectivamente. En la primera de las unidades la relación de alimentación existente entre la corriente de hidrógeno y de hidrocarburos es de 6, mientras que en la segunda de las unidades se aumenta por medio de una nueva corriente de hidrógeno, hasta un valor de 9, favoreciendo así el proceso de reacción.

El producto obtenido por medio de este procedimiento se dirigirá hacia la zona de purificación a razón de  $9044 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  y  $98,42 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### **3.- Zona de purificación y acondicionamiento del producto**

El primer equipo con el cual se encuentra la corriente de producto dentro de esta zona es una batería de tres aéreos en serie construidos en acero al carbono SA-285 y provistos de ventiladores que se encargan de mover el aire que actúa como fluido refrigerante. Cada uno de estos equipos se compone de un banco de tubos aleteados que se agrupan formando haces y se encargarán de reducir progresivamente la temperatura de la corriente hasta 40 °C. Tras esta unidad, se sitúa un separador de fases que permite obtener, por un lado, un caudal de  $7636 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  de gases ligeros para su posterior compresión y recirculación al proceso y una corriente líquida que se dirige hacia la columna de destilación. Este proceso, se lleva a cabo en un separador provisto de una cúpula de 14,16 metros de altura y fondo y cabeza elípticos. Para favorecer la separación de las fases es necesario disponer de una válvula de reducción de presión en la conducción de entrada al sistema de separación.

La corriente líquida,  $83,78 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , obtenida se bombea hasta la entrada de un intercambiador de calor de carcasa y tubos que elevará la temperatura de la corriente de producto hasta 130 °C. Para ello cuenta con un área de intercambio de  $53,2 \text{ m}^2$  suministrada por los 342 tubos de 3,05 metros que componen su interior. Para llevar a cabo este intercambio se hace uso de la corriente caliente que abandona la columna y que no es más que el producto final buscado. Tras abandonar el intercambiador, el producto se somete a su última purificación por medio de una columna de rectificación compuesta de 25 platos perforado. Debido a las condiciones de presión en la columna, 23,5 bar, es necesario reducir la presión de la corriente antes de la entrada a la misma por medio de una válvula análoga a la que se emplea en la entrada del separador.

Esta última unidad de separación permite obtener por el fondo de la columna el producto final con las especificaciones marcadas, 99,9% de pureza, y por la zona superior la corriente de gases ligeros que se dirigen hacia la unidad de Fuel -Gas de la Refinería. La columna que se diseña con tal fin, en acero inoxidable AISI 316L, presenta una altura de 16,19 metros y un diámetro de 1,5 metros.

La construcción de la columna implica, a su vez, el diseño de una serie de unidades auxiliares para cumplir las expectativas de dicho proceso, éstas son:



- Reboiler inundado tipo Kettler de carcasa y tubos situado en la zona inferior de la columna. Cuenta con un área de transmisión de calor de  $20,84 \text{ m}^2$  proporcionada por un total de 82 tubos de 4,27 metros de longitud y 0,019 metros de diámetro.
- Condensador de cabezas que permite reducir la temperatura de la corriente de vapor que abandona la columna, a razón de  $1237 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , desde  $60,77 \text{ }^\circ\text{C}$  a  $35 \text{ }^\circ\text{C}$ . Su morfología es análoga a la de un cambiador de calor de carcasa y tubos compuesto por 302 tubos 4,8768 metros de longitud y 0,019 metros de diámetro.
- Separador de fases gas-líquido cuya misión es recibir la corriente procedente del condensador y escindirla en una corriente líquida que se impulsa de nuevo a la torre como reflujo y otra gaseosa que se dirige hacia la unidad de Fuel-Gas. No es más que un separador de fases vertical construido en acero al carbono SA-285, provisto de una cubierta de 3,734 metros y cúpula y fondo elípticos. La corriente líquida que se obtiene,  $94 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , se impulsa de nuevo al interior de la columna por medio de una bomba centrífuga.

Por último, la corriente de ciclohexano ya purificada, a razón de  $123,4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , se somete a un proceso de acondicionamiento de temperatura antes de su almacenamiento en los depósitos para reducirla desde  $141,1 \text{ }^\circ\text{C}$  hasta  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ . Para ello se recurre al empleo de una batería de cinco aéreos en serie provistos de ventiladores axiales que se encargan de mover el aire que enfriará dicha corriente.

La configuración de esta línea de proceso se recoge a continuación en dos esquemas, uno correspondiente a la zona de almacenamiento y reacción, y otro que muestra la zona de purificación y acondicionamiento del producto de interés.

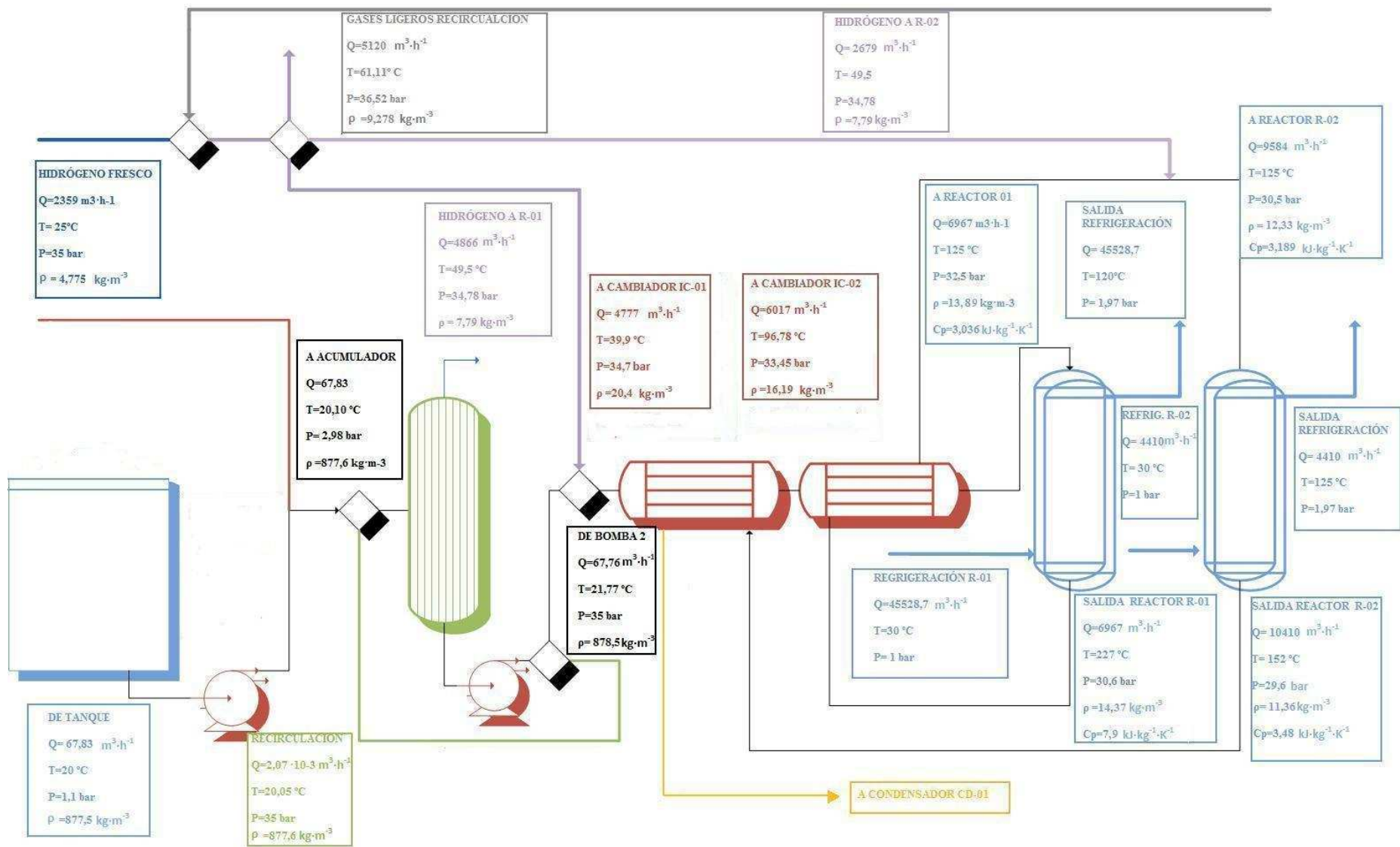


Figura 2: Diagrama de flujo de la zona de almacenamiento y reacción

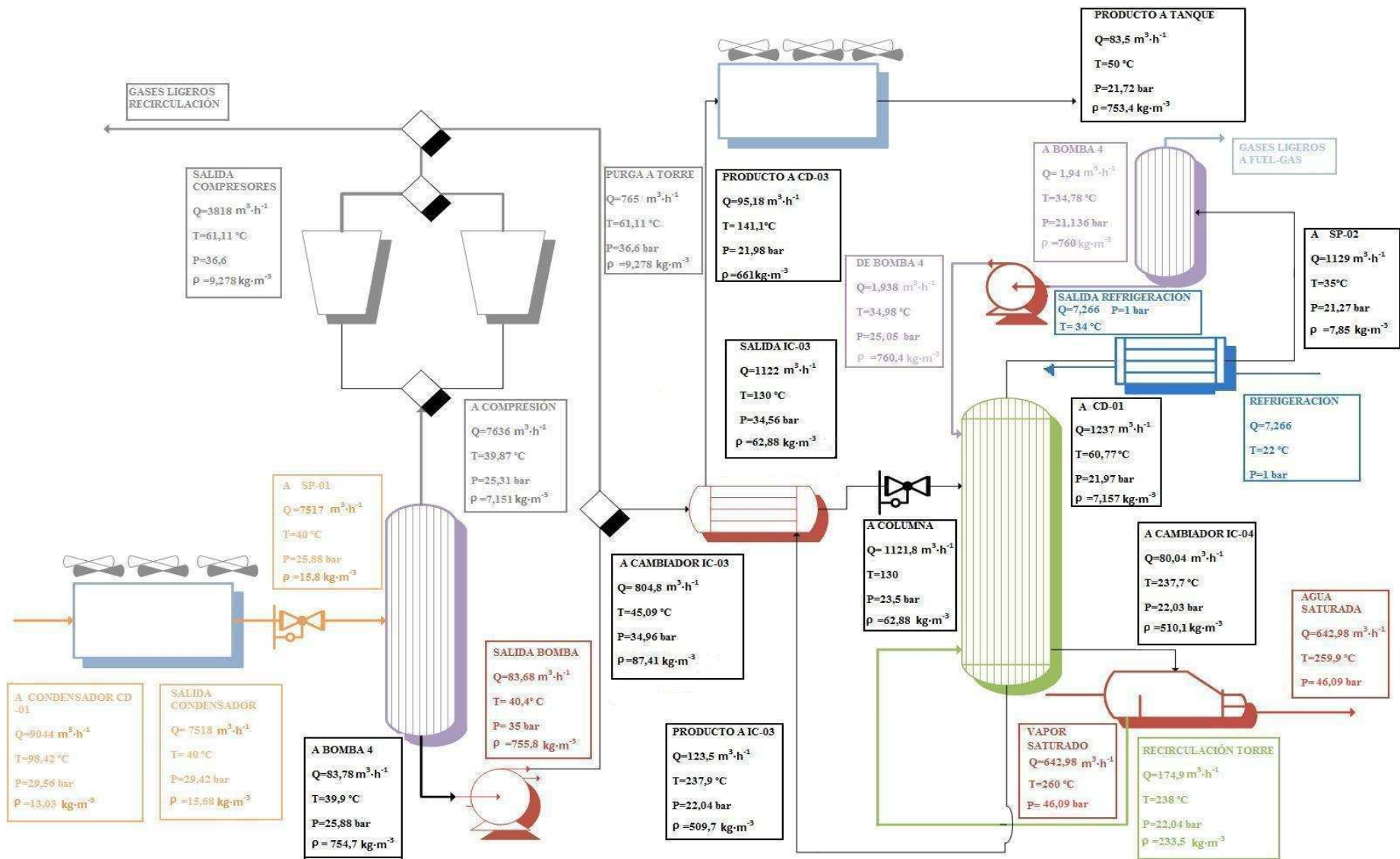


Figura 3: Diagrama de flujo de la zona de purificación y acondicionamiento

# **DOCUMENTOS DEL PROYECTO**

## **DOCUMENTO 1: Memoria**

- a. Memoria Descriptiva
- b. Anexos a la Memoria

## **DOCUMENTO 2: Planos**

## **DOCUMENTO 3: Pliego de Condiciones**

## **DOCUMENTO 4: Presupuesto**

# **DOCUMENTO 1:**

## **MEMORIA**

### **a. MEMORIA DESCRIPTIVA**

## ÍNDICE

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN .....	9
1.1.- Función de la industria petroquímica .....	9
1.2.- Materias Base .....	10
1.3.- Productos Terminados.....	10
1.4.- La industria petroquímica en España .....	11
1.5.- Nylon 6,6 y del Nylon 6.....	13
1.6.- El ciclohexano: antecedentes, importancia y principales aplicaciones .....	16
1.6.1.- Estimación de la demanda futura de ciclohexano .....	18
CAPÍTULO 2: OBJETO DEL PROYECTO .....	21
CAPÍTULO 3: VIABILIDAD DEL PROYECTO .....	22
3.1.- Viabilidad Técnica .....	22
3.1.1.- Métodos de obtención de ciclohexano y selección de alternativas .....	22
3.1.2.- Elección del proceso de producción de ciclohexano.....	31
3.1.3.- Conclusión.....	34
3.2.- Viabilidad legal .....	35
3.3.- Viabilidad económica.....	35
3.4.- Legislación .....	36
3.5.- Normativa.....	37
CAPÍTULO 4: UBICACIÓN Y DISTRIBUCIÓN EN PLANTA.....	38
4.1.- Ubicación de la línea de proceso.....	38
4.1.1.- Suministro de materias primas .....	39
4.1.2.- Suministro de combustibles y energía.....	40
4.1.2.1.- Gas natural .....	40
4.1.2.2.- Fuelóleo.....	41
4.1.3.- Suministro eléctrico.....	43
4.1.4.- Agua .....	43
4.1.5.- Condiciones climáticas.....	43
4.1.5.1.- Temperaturas .....	43
4.1.5.2.- Vientos .....	44
4.1.5.3.- Precipitaciones .....	44
4.1.6.- Comunicación y transporte.....	45
4.1.7.- Residuos .....	45
4.1.8.- Suelo .....	46
4.1.8.1.- Tipo de suelo .....	46
4.1.8.2.- Condiciones de drenaje .....	47
4.1.9.- Mercado del producto.....	48
4.2.- Distribución en planta .....	50

CAPÍTULO 5: MATERIAS PRIMAS Y PRODUCTOS .....	52
5.1.- Introducción .....	52
5.2.- Materias Primas .....	52
5.2.1.- Benceno .....	52
5.2.1.1.- Propiedades físicas y químicas.....	53
5.2.1.2.- Usos.....	53
5.2.1.3.- Procesos de fabricación.....	54
5.2.2.- Tolueno .....	55
5.2.2.1.- Propiedades físicas y químicas.....	55
5.2.2.2.- Usos.....	56
5.2.2.3.- Procesos de fabricación.....	56
5.2.3.- Hidrógeno.....	57
5.2.3.1.- Propiedades físicas y químicas.....	57
5.2.3.2.- Usos.....	58
5.2.3.3.- Procesos de fabricación.....	58
5.2.4.- Metano.....	59
5.2.4.1.- Propiedades físicas y químicas.....	59
5.2.4.2.- Usos.....	60
5.2.4.3.- Proceso de Fabricación .....	60
5.3.- Producto principal: Ciclohexano.....	61
5.3.1.- Propiedades físicas y químicas.....	61
5.3.2.- Usos .....	62
5.3.3.- Procesos de fabricación.....	62
5.4.- Catalizador .....	63
5.5.- Material de aislamiento .....	64
5.6.- Servicios generales .....	65
5.6.1.- Vapor de agua de alta presión .....	65
5.6.2.-Agua de la red interna de condensación.....	65
5.6.3.-Agua de calderas .....	66
5.6.4.-Electricidad.....	66
CAPÍTULO 6: CRITERIOS DE DISEÑO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS .....	67
6.1.- Criterios de diseño de equipos de transferencia de calor .....	67
6.1.1.- Intercambiadores de calor .....	67
6.1.1.1.- Elección del tipo de intercambiador.....	69
6.1.1.2.- Normativa y código de diseño del intercambiador de calor de coraza y tubos.....	71
6.1.1.3.- Selección de la trayectoria del flujo .....	73
6.1.2.- Condensadores .....	73
6.1.2.1.- Selección de condensadores .....	76
6.2.- Criterios de selección de las unidades de reacción .....	78
6.2.1.- Selección de la unidad de reacción .....	79
6.3.- Criterios de diseño de equipos de separación.....	80
6.3.1.- Separador de fases.....	80
6.3.1.1.- Selección del tipo de separador.....	80

6.3.2.- Columna de rectificación .....	82
6.3.2.1.- Selección del tipo de platos .....	82
6.4.- Criterios de diseño de los depósitos de almacenamiento .....	84
6.4.1.- Código de diseño .....	85
6.5.- Criterios de diseño de los equipos auxiliares .....	86
6.5.1.- Bombas .....	86
6.5.2.- Compresor .....	87
CAPÍTULO 7: PROCESO DE PRODUCCIÓN DE CICLOHEXANO .....	89
7.1.- Esquema del proceso .....	89
7.2.- Descripción del proceso .....	90
7.2.1.- Recepción de las materias primas .....	90
7.2.2.- Almacenamiento de la materia prima .....	91
7.2.3.- Acondicionamiento de la materia prima .....	91
7.2.4.- Reacción .....	91
7.2.5.- Enfriamiento .....	92
7.2.6.- Purificación .....	92
7.2.7.- Enfriamiento del producto .....	94
7.2.8.- Almacenamiento del producto final .....	94
7.2.9.- Recirculación del hidrógeno .....	94
CAPÍTULO 8: PROCESO DE REACCIÓN .....	96
8.1.- Introducción .....	96
8.2.- Intercambiador de calor IC-01 .....	96
8.2.1.- Elección del intercambiador .....	97
8.2.1.1.- Selección de la trayectoria del flujo .....	97
8.2.1.2.- Estudio de los elementos fundamentales del intercambiador .....	97
8.2.1.3.- Material de aislamiento .....	102
8.2.1.4.- Datos de diseño del intercambiador de calor .....	102
8.3.- Intercambiador de calor IC-02 .....	103
8.3.1.- Introducción .....	103
8.3.2.- Elección del intercambiador .....	103
8.3.2.1.- Selección de la trayectoria del flujo .....	103
8.3.2.2.- Estudio de los elementos fundamentales del intercambiador .....	104
8.3.2.3.- Material de aislamiento .....	105
8.3.2.4.- Datos de diseño del intercambiador de calor .....	106
8.4.- Sistema de reacción .....	106
8.4.1.- Selección de la unidad de reacción .....	106
8.4.2.- Cinética de la reacción .....	107
8.4.3.- Selección de las condiciones de operación .....	108
8.4.3.1.- Estudio termodinámico .....	109
8.4.4.- Diseño de las unidades de reacción .....	111
8.4.4.1.- Diseño de la primera unidad de reacción .....	111
8.4.4.1.1.- Introducción .....	111



8.4.4.1.2.- Selección de la trayectoria de flujo y caracterización de las corrientes .....	113
8.4.4.1.3.- Estudio de los elementos fundamentales de la unidad de reacción.....	114
8.4.4.1.3.1.- Parámetros característicos en el dimensionamiento del reactor.....	116
8.4.4.1.4.- Datos de diseño del reactor R-01 .....	117
8.4.4.1.5.- Comprobación del correcto funcionamiento .....	118
8.4.4.2.- Diseño de la segunda unidad de reacción .....	118
8.4.4.2.1.- Introducción .....	118
8.4.4.2.2.- Selección de la trayectoria de flujo y caracterización de las corrientes .....	120
8.4.4.2.3.- Estudio de los elementos fundamentales de la unidad de reacción.....	121
8.4.4.2.3.1.- Parámetros característicos en el dimensionamiento del reactor.....	123
8.4.4.2.4.- Datos de diseño del reactor R-02 .....	123
8.4.4.2.5.- Comprobación del correcto funcionamiento .....	124
CAPÍTULO 9: PROCESO DE PURIFICACIÓN .....	125
9.1.- Introducción .....	125
9.2.- Condensador CD-01 .....	126
9.2.1.- Selección del condensador CD-01 .....	126
9.2.1.1.- Selección de la trayectoria del flujo y caracterización de las corrientes.....	126
9.2.1.2.- Estudio de los elementos fundamentales de la batería de aéreos .....	127
9.2.1.3.- Datos de diseño de los aéreos.....	128
9.3.- Separador de fases SP-01 .....	129
9.3.1. Selección del tipo de separador .....	130
9.3.2.- Diseño del separador vertical .....	130
9.3.2.1.- Velocidad de la fase vapor .....	130
9.3.2.2.- Volúmenes de llenado y vaciado.....	130
9.3.2.3.- Diámetro del equipo .....	131
9.3.2.4.- Altura del equipo .....	131
9.3.3.- Diseño mecánico del equipo .....	132
9.3.3.1.- Diseño de la cubierta .....	132
9.3.3.2.- Diseño de la cúpula .....	132
9.3.3.3.- Diseño del fondo inferior .....	132
9.3.3.4.- Características de las faldillas .....	133
9.3.3.5.- Soportes.....	133
9.3.3.6.- Pescantes .....	134
9.3.3.7.- Bocas de hombre e inspección .....	134
9.3.3.8.- Aislamiento .....	134
9.3.4.- Datos de diseño del separador de fases gas-líquido .....	134
9.4.- Intercambiador de calor IC-03 .....	135
9.4.1.- Elección del intercambiador.....	135
9.4.1.1.- Selección de la trayectoria del flujo .....	136
9.4.1.2.- Estudio de los elementos fundamentales del intercambiador.....	136
9.4.1.3.- Material de aislamiento .....	137
9.4.1.4.- Datos de diseño del intercambiador de calor .....	138
9.5.- Columna de rectificación .....	139

9.5.1.- Introducción .....	139
9.5.2.- Características de las corrientes .....	139
9.5.2.1.- Corriente de alimentación .....	139
9.5.2.2.- Corriente de destilado .....	140
9.5.2.3.- Corriente de colas.....	140
9.5.3.- Diseño de la columna .....	140
9.5.3.1.- Número de etapas de equilibrio.....	140
9.5.3.2.- Diseño hidráulico de la columna.....	140
9.5.3.2.1.- Inundación.....	141
9.5.3.2.2.- Lloriqueo .....	143
9.5.3.2.3.- Arrastre excesivo.....	143
9.5.3.2.4.- Descarga .....	144
9.5.3.2.5.- Eficacia de la columna .....	144
9.5.3.2.6.- Plato de alimentación .....	144
9.5.3.2.7.- Número de platos reales y altura de la columna.....	144
9.5.3.3.- Diseño mecánico de la columna.....	145
9.5.3.3.1.- Material .....	145
9.5.3.3.2.- Espesor de la envolvente .....	145
9.5.3.3.3.- Fondos .....	145
9.5.3.3.4.- Soportes.....	146
9.5.3.3.5.- Pescante.....	147
9.5.3.3.6.- Boca de hombre y de inspección.....	147
9.5.3.3.7.- Aislamiento .....	148
9.5.4.- Especificación de la columna.....	148
9.5.4.1.- Características principales de la columna .....	148
9.5.4.2.- Pérdida de carga en los platos .....	149
9.5.5.- Equipos auxiliares .....	149
9.5.5.1.- Condensador CD-02.....	150
9.5.5.1.1.- Selección del Condensador CD-02 .....	151
9.5.5.1.2.- Selección de la trayectoria de flujo y caracterización de las corrientes .....	151
9.5.5.1.3.- Estudio de los elementos fundamentales del condensador .....	151
9.5.5.1.4.- Datos de diseño del condensador .....	153
9.5.5.2.- Separador de fases SP-02 .....	154
9.5.5.2.1.- Selección del tipo de separador.....	154
9.5.5.2.2.- Diseño del separador vertical .....	154
9.5.5.2.2.1.- Velocidad de la fase vapor .....	154
9.5.5.2.2.2.- Volúmenes de llenado y vaciado.....	155
9.5.5.2.2.3.- Diámetro del equipo .....	155
9.5.5.2.2.4.- Altura del equipo .....	155
9.5.5.2.3.- Diseño mecánico del equipo.....	156
9.5.5.2.3.1.- Diseño de la cubierta .....	156
9.5.5.2.3.2.- Diseño de la cúpula .....	156
9.5.5.2.3.3.- Diseño del fondo inferior .....	157
9.5.5.2.3.4.- Características de las faldillas .....	157

9.5.5.2.3.5.- Soportes .....	157
9.5.5.2.3.6.- Pescante .....	158
9.5.5.2.3.7.- Bocas de hombre .....	158
9.5.5.2.3.8.- Aislamiento .....	158
9.5.5.2.4.- Datos de diseño del separador gas-líquido .....	158
9.5.5.3.- Reboiler inundado IC-04 .....	159
9.5.5.3.1.- Introducción .....	159
9.5.5.3.2.- Elección del intercambiador .....	160
9.5.5.3.2.1.- Selección de la trayectoria del flujo .....	160
9.5.5.3.2.2.- Estudio de los elementos fundamentales .....	160
9.5.5.3.2.3.- Material de aislamiento .....	163
9.5.5.3.2.4.- Datos de diseño del intercambiador .....	163
9.6.- Condensador CD-03 .....	164
9.6.1.- Selección del Condensador CD-03 .....	165
9.6.1.1.- Selección de la trayectoria de flujo y caracterización de las corrientes .....	165
9.6.1.2.- Estudio de los elementos fundamentales de la batería de aéreos .....	165
9.6.1.3.- Datos de diseño de los aéreos .....	166
CAPÍTULO 10: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO .....	168
10.1.- Diseño de los depósitos de almacenamiento de benceno .....	168
10.1.1.- Diseño de los depósitos .....	168
10.1.2.- Cubeto de retención de los depósitos de benceno .....	171
10.2.- Depósitos de almacenamiento de ciclohexano .....	172
10.2.1.- Diseño de los depósitos .....	172
10.2.2.- Cubeto de retención de los depósitos de ciclohexano .....	175
CAPÍTULO 11: DISEÑO DE LA RED DE TUBERÍAS Y ACCESORIOS .....	176
11.1.- Introducción .....	176
11.2.- Diseño de tuberías .....	176
11.3.- Material .....	179
11.4.- Material de aislamiento .....	180
11.5.- Accesorios .....	180
11.6.- Uniones .....	181
11.7.- Válvulas .....	182
CAPÍTULO 12: DISEÑO DEL SISTEMA DE IMPULSIÓN .....	188
12.1.- Diseño de bombas .....	188
12.1.1.- Selección .....	188
12.1.3.- Datos de diseño de las bombas .....	189
12.1.4.- Diseño del depósito acumulador .....	189
12.1.4.1.- Soportes .....	191
12.1.4.2.- Pescante .....	191
12.1.4.3.- Bocas de hombre .....	191
12.1.4.4.- Aislamiento .....	192

12.2.- Diseño del compresor.....	192
12.2.2.- Selección del Compresor.....	192
12.2.3.- Datos de diseño del compresor.....	192
CAPÍTULO 13: CONTROL E INSTRUMENTACIÓN DE PROCESO .....	194
13.1.- Introducción .....	194
13.2.- Variables de operación del proceso.....	195
13.3.- Diseño del sistema de control de la línea de producción de ciclohexano .....	197
13.3.1.- Circuito del reactivo .....	197
13.3.2.- Circuito de producto.....	200
13.3.3.- Circuito de gases ligeros .....	205
CAPÍTULO 14: MEDIO AMBIENTE Y SEGURIDAD .....	209
14.1.- Medio Ambiente.....	209
14.1.1.- Introducción .....	209
14.1.2.- Gestión de residuos generados .....	209
14.1.3.- Emisiones atmosféricas .....	210
14.1.4.- Estudio de impacto ambiental de la línea de proceso.....	211
14.2.- Objetivo del Estudio de Seguridad e Higiene .....	212
14.2.1.- Legislación aplicable.....	213
14.2.1.1.- Legislación en materia de Seguridad .....	213
14.2.1.2.- Legislación en materia de Higiene en el trabajo .....	214
14.3.- Análisis de riesgos y establecimiento de medidas preventivas.....	215
14.3.1.- Introducción al Análisis de Riesgos .....	215
14.3.2.- Riesgos existentes en la línea de proceso.....	216
14.3.2.1.- Riesgo Químico.....	217
14.3.2.2.- Riesgo Físico .....	221
14.3.2.3.- Riesgo de explosión e incendio.....	224
14.3.2.4.- Riesgo eléctrico .....	228
14.3.2.5.- Riesgos en la manipulación de maquinaria y herramientas .....	230
14.3.2.6.- Riesgos en la línea de proceso.....	231
14.3.2.7.- Riesgo en el almacenamiento de sustancias químicas .....	233
14.4.- Protección personal .....	235
14.4.1.- Equipos de protección individual.....	235
14.4.2.- Equipos de protección colectiva.....	235
14.5.- Alumbrado.....	236
14.6.- Gestión de la Seguridad.....	237
14.6.1.- Coordinación de seguridad.....	237
14.6.2.- Registro de información de seguridad.....	238
14.6.3.- Formación .....	238
CAPÍTULO 15: OPERACIONES DE MANTENIMIENTO .....	239
15.1.- Introducción .....	239
15.2.- Funciones del mantenimiento .....	239

15.3.- Tipos de mantenimiento .....	241
15.3.1.- Clasificación.....	241
15.3.2.- Mantenimiento Correctivo .....	241
15.3.3.- Mantenimiento Preventivo .....	242
15.3.4.- Mantenimiento Predictivo .....	243
15.3.5.- Mantenimiento Productivo Total (MPT).....	244
15.4.- Política de mantenimiento.....	245
15.5.- Plan de mantenimiento .....	246
15.5.1.- Análisis previo .....	246
15.5.2.- Selección de equipos .....	246
15.5.3.- Mantenimiento de la línea de proceso.....	248
15.6.- Puesta en marcha.....	255
15.7.- Costes del Mantenimiento.....	256
BIBLIOGRAFÍA .....	258

## **CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN**

Del petróleo se obtienen determinados compuestos que son la base de diversas cadenas productivas que acaban en una amplia gama de productos denominados petroquímicos, que después se utilizan en las industrias de fertilizantes, plásticos, alimenticia, farmacéutica, química y textil, entre otras.

La conversión de hidrocarburos en productos químicos se llama petroquímica y es uno de los pilares de la industria y la tecnología actual. Esta industria ha hecho posible muchos de los productos que hoy se consideran normales y necesarios, componentes electrónicos, tejidos, juguetes, etc.

La utilización del petróleo y el gas natural como fuentes de productos petroquímicos ha sido posible gracias al desarrollo de técnicas de transformación de su estructura molecular. El crecimiento de la demanda de los productos petroquímicos se ha debido al desplazamiento de las materias primas tradicionales por las nuevas materias sintéticas:

- Industria textil: Fibras sintéticas que suplen a la lana y el algodón.
- Industria del caucho: nuevos productos con iguales propiedades y a veces superiores a las del caucho natural.
- Industria de envases y embalajes: el polietileno como alternativa al cristal y al celofán de la construcción, plásticos para la construcción, por su gran resistencia a la corrosión y a las inclemencias del tiempo, por su ligereza y flexibilidad.

### **1.1.- Función de la industria petroquímica**

La función de la industria petroquímica, es transformar el gas natural y algunos derivados del petróleo en materias primas, las cuales representan la base de diversas cadenas productivas. Las principales cadenas petroquímicas son:

- 1.- Metano (gas natural).
- 2.- Etano (olefinas ligeras).
- 3.- Naftas (aromáticos).

La industria petroquímica es una plataforma fundamental para el crecimiento y desarrollo de importantes cadenas industriales como son la textil y del vestido; la automotriz y del transporte; la electrónica; la de construcción; la de los plásticos; la de los alimentos; la de los fertilizantes; la farmacéutica y la química, entre otras.

## **1.2.- Materias Base**

Las principales materias de base o cadenas petroquímicas son el gas natural, las olefinas ligeras (etileno, propileno y butenos) y los aromáticos.

Para obtener estas materias, la industria petroquímica utiliza los procedimientos del “cracking” (desdoblamiento de moléculas pesadas en moléculas más ligeras) y el “reformado” (modificación de la estructura molecular del hidrocarburo).

A partir del etileno se obtienen un gran número de derivados, como las diferentes clases de polietileno, cloruro de vinilo, compuestos clorados, óxidos de etileno, monómeros de estireno entre otros que tienen aplicación en plásticos, recubrimientos, moldes, etc.

Del propileno se producen compuestos como alcohol isopropílico, polipropileno y acrilonitrilo, que tiene gran aplicación en la industria de solventes, pinturas y fibras sintéticas.

Una cadena fundamental en la industria petroquímica se basa en los aromáticos (benceno, tolueno y xilenos). El benceno es la base de producción de ciclohexano y de la industria del nylon; así como del cumeno para la producción industrial de acetona y fenol. Los xilenos son el inicio de diversas cadenas petroquímicas, principalmente las de las fibras sintéticas.

## **1.3.- Productos Terminados**

La inmensa variedad de productos terminados de la Petroquímica puede clasificarse en cinco grupos:

- Los plásticos. Abarca productos que difieren entre sí por su estructura química, sus propiedades físicas, sus procesos de fabricación. Hay tres grandes familias de plásticos: los termoplásticos, los termoendurecibles y los poliuretanos.

- Las fibras sintéticas. Se obtienen por hilado de sustancias fundidas. La primera que se comercializó fue nylon, en 1938. Desde entonces, el aumento de la demanda no ha dejado de crecer. Por su volumen, representan la segunda materia en importancia de la Petroquímica, tras los plásticos.
- Los cauchos sintéticos o elastómeros. Suministrador principal de la industria del automóvil, concretamente en la fabricación de neumáticos.
- Los detergentes. Son productos solubles en el agua, cuya propiedad fundamental consiste en poder modificar la tensión superficial de los líquidos en los que se encuentra, disminuyendo o eliminando la suciedad contenida en ellos. Para suprimir sus efectos contaminantes en las aguas residuales, los detergentes se fabrican a base de productos biodegradables, que son rápidamente destruidos por los microorganismos que viven en el agua.
- Los abonos nitrogenados. La agricultura ha sufrido una gran revolución gracias a la química. El ácido sulfúrico, los fosfatos y la síntesis del amoníaco, han puesto en circulación una gama muy amplia de abonos químicos que mejoran el rendimiento de la agricultura. La petroquímica, mediante el suministro de hidrógeno a bajo precio para la producción de amoníaco, contribuye a promover el empleo masivo del nitrógeno asimilable en sus tres variantes: nitratos, sulfatos y urea y la infinidad de abonos complejos.

Además, la petroquímica proporciona a la agricultura productos fitosanitarios tales como herbicidas, fungicidas e insecticidas.

#### **1.4.- La industria petroquímica en España**

La industria petroquímica española ha tenido un importante avance en los últimos años, favorecida en gran parte por el desarrollo de los plásticos. Ello ha animado a las empresas, tanto españolas como extranjeras, a invertir en esta industria, lo que se ha traducido en la ejecución de grandes proyectos en nuestro país.

Otro sector que destaca dentro del mercado nacional es la producción de fibras sintéticas, destacando las variedades de nylon, y en concreto el nylon 6 y nylon 6,6, cuya producción deriva de una serie de productos intermedios obtenidos a partir del ciclohexano.



Actualmente, en España tan sólo hay dos empresas que fabrican ciclohexano: Quality Chemicals y Cepsa. La primera de ellas lo utiliza posteriormente para la producción de ciclohexanona y, finalmente, ácido adípico. Por el contrario CEPSA, destina la producción a la venta en el mercado, generalmente en el internacional (exportaciones). En la **Tabla 1.1** se muestra la capacidad de producción de ciclohexano de CEPSA en los últimos 20 años.

Tabla 1.1:  
Capacidad de producción de ciclohexano de CEPSA  
(Directorio de Empresas y Productos Químicos)

Empresa (Localización)	Capacidad de Producción (tm/año)				
	1989	1993	1997	2003	2008
<b>Cepsa (La Rábida, Huelva)</b>	50.000	80.000	90.000	150.000	180.000

Una gran parte del ciclohexano producido por CEPSA, es destinado a la exportación a diversos países, tal y como se observa a raíz de los datos ofrecidos en la **Tabla 1.2**, donde se muestran los principales países a los que exporta dicha empresa y la cantidad total exportada para cada uno de los años. Claramente, el país al que más ciclohexano se exporta es Bélgica.

Tabla 1.2:  
Países a los que CEPSA exporta ciclohexano desde España  
(Base de Datos de Comercio Exterior)

Año	País	Cantidad Exportada (tm)	Cantidad total Exportada (tm)
2003	Bélgica	61.332	76.111
	Italia	7.723	
	Reino Unido	7.036	
2004	Bélgica	58.278	76.960
	Reino Unido	9.580	
	Italia	6.454	
	Colombia	1.890	
	Francia	612	
2005	Bélgica	18.993	36.583
	Reino Unido	8.685	
	EE.UU.	3124	
	Italia	2779	
2006	Países Bajos	19.550	45.640
	Bélgica	11.494	
	Reino Unido	11.207	
	Italia	2.757	
	Francia	618	
2007	Bélgica	67.967	103.396
	Reino Unido	18.173	
	Países Bajos	11.029	
	Italia	5.531	
	Francia	681	

El ciclohexano se emplea, en un 90% para la fabricación de ciclohexanona, compuesto intermedio en la obtención de caprolactama (a partir del cuál se obtiene Nylon 6) y ácido adípico (Nylon 6,6). El otro 10% se emplea para la fabricación de disolventes y pesticidas.

Actualmente, en España hay tres empresas que fabrican ciclohexanona: COR Química SL, Quality Chemicals SL y UBE Corporation Europe SA. La primera de ellas está situada en la localidad de Valdemoro en Madrid y no se tienen datos de donde obtiene el ciclohexano, aunque posiblemente proceda de CEPSA, pues no lo importa. Por su parte, Quality Chemicals obtiene ciclohexanona a partir del ciclohexano fabricado en la propia planta y lo utiliza para obtener ácido adípico (con el cual se fabrica Nylon 6,6). Por último, UBE Corporation Europe SA fabrica ciclohexanona a partir de ciclohexano importado y lo utiliza para la fabricación de caprolactama, intermedio del Nylon 6.

Las empresas que fabrican caprolactama y ácido adípico en España se pueden observar en la **Tabla 1.3**.

Tabla 1.3:  
Empresas productoras de caprolactama y ácido adípico en España  
Directorio de Empresas y Productos Químicos

<b>Producto</b>	<b>Empresa</b>
<b>Ácido Adípico</b>	Quality Chemicals SL
	Roída Iberia SA
<b>Caprolactama</b>	<b>UBE Corporation</b>

### **1.5.- Nylon 6,6 y del Nylon 6**

Los nylons son las más resistentes y duras de todas las fibras y también son estables al calor, de modo que es posible hilarlas por fusión. Se trata de sustancias hidrofóbicas por lo que secan con rapidez después de someterlas a procesos de lavado.

Los números que se emplean para designar el nylon se refieren al número de átomos de carbono en el ácido diaminado y en el dibásico, en el orden citado: la presencia de un único número indica que el grupo amino y el grupo carboxilo se encuentran en la misma posición.

Gracias a la alta resistencia a la tensión, elasticidad y a la abrasión, constituyen productos ideales para la fabricación de: cables, cuerdas para neumáticos, prendas de vestir para usos rudos, pantimedias, medias y alfombras.

El nylon 6,6 constituye la primera de las fibras totalmente sintéticas y junto con el nylon 6 todavía conserva la principal parte del mercado del nylon. Fue obtenido por primera vez en 1933 por W.H. Carothers por síntesis del ácido adípico y la hexametildiamina y ya en 1939 DuPont lo obtuvo a escala industrial [Wittcoff, H.A., 2002].

Hoy en día, aproximadamente la mitad de la producción de este tipo de nylon se emplea para la fabricación de fibras de nylon para cuerdas de llantas y poseen también usos industriales en la fabricación de bandas transportadoras y telas para filtros.

La diferencia existente entre el punto de fusión del nylon 6 (215-220 °C) y el nylon 6,6 (265-270 °C) se aprovecha para la producción de fibras bicomponentes que poseen centro de nylon 6,6 y cubierta de nylon 6. Ambos pueden hilarse juntos en diversas formas produciendo fibras heterogéneas con secciones transversales como las que se recogen a continuación:

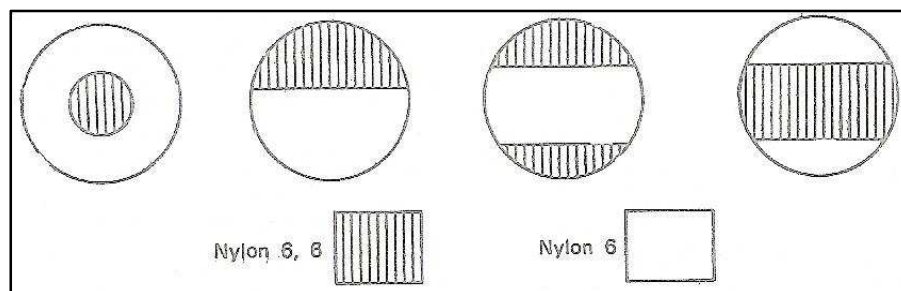


Figura 1.1: Proceso de preparación de fibras de nylon 6 y nylon 6,6 (Wittcoff, H.A., 2002)

Si estas fibras se fusionan, es decir, se colocan en una matriz, se calientan a una temperatura mayor que la de reblandecimiento del nylon 6 y se comprimen, se funden generando una tela aglomerada que se emplea en cortinas y alfombras.

El nylon 6,6 es el polímero resultado de la condensación del ácido adípico en presencia de etilendiamina.

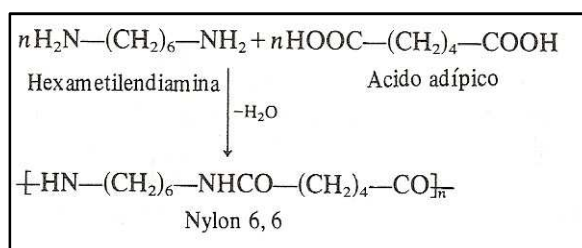


Figura 1.2: Estructura de la molécula de Nylon 6,6 (Wittcoff, Harold, A., 1996)

El nylon 6 se obtiene como el producto de autocondensación de la caprolactama.

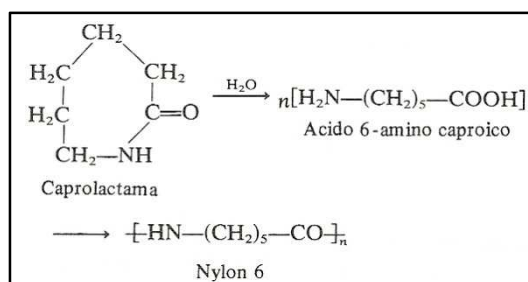


Figura 1.3: Estructura de la molécula de Nylon 6 (Wittcoff, Harold, A., 1996)

La principal materia prima para la producción de estos dos tipos de nylon es el ciclohexano. Así pues, también puede recurrirse al empleo de fenol, butadieno, furfural y tolueno, constituyendo cada una de ellas un proceso con identidad propia para la obtención de nylon 6 y nylon 6,6.

Si bien, la obtención de una u otra fibra de nylon, discrepa en el método de fabricación seguido para su producción. A modo resumen, se recoge la secuencia de pasos a desarrollar para la fabricación de cada una de estos compuestos.

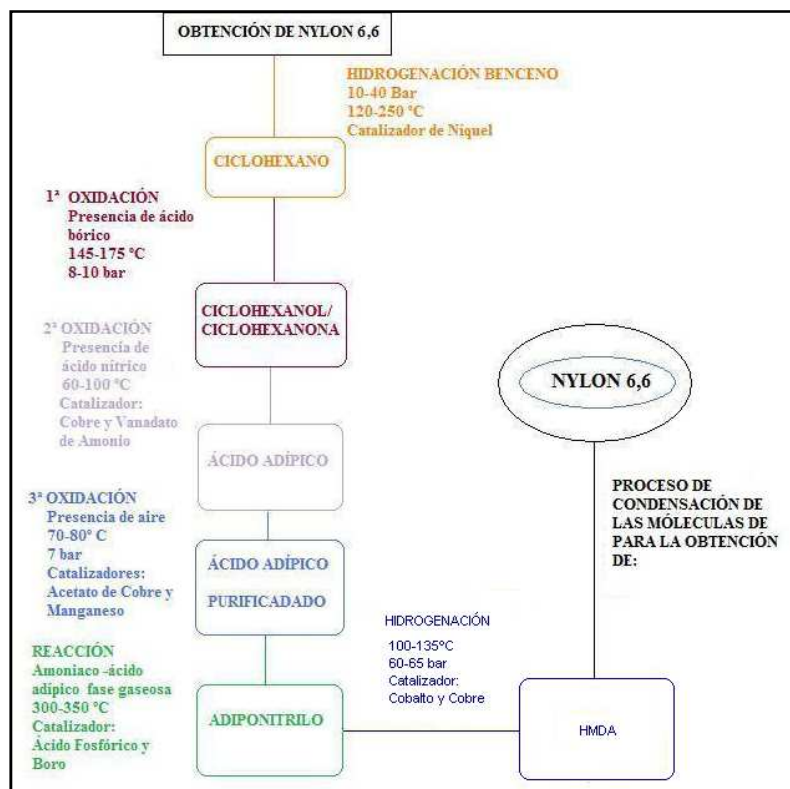


Figura 1.4: Proceso de obtención del Nylon 6,6 (Chauvel A., Lefebvre, G., 1989)

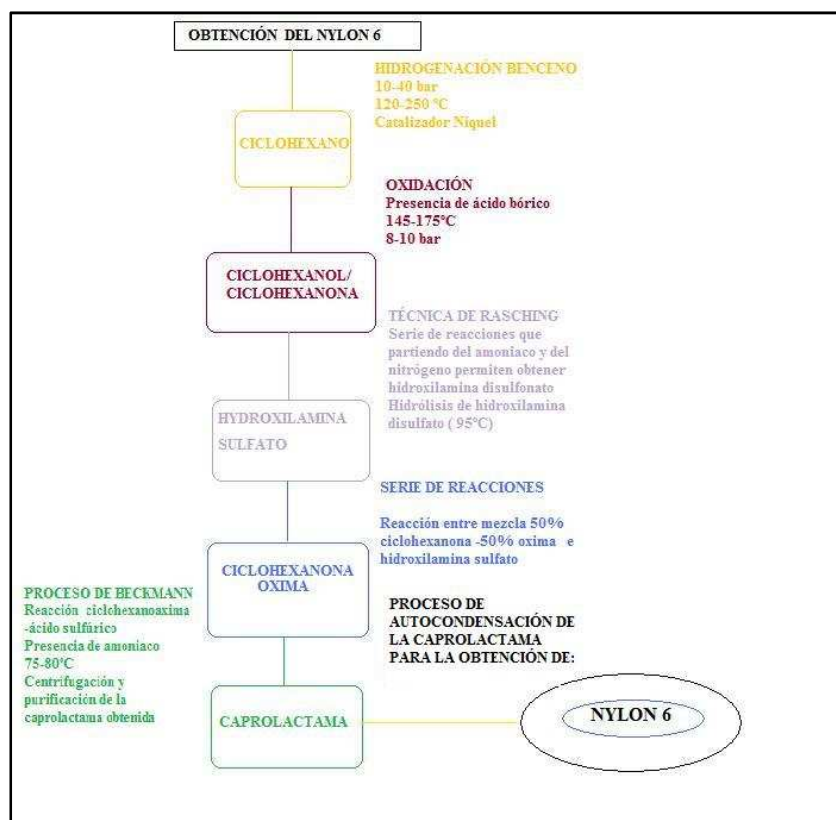


Figura 1.5: Proceso de obtención de Nylon 6 (Chauvel A., Lefrebre, G., 1989)

## 1.6.- El ciclohexano: antecedentes, importancia y principales aplicaciones

Como se ha comentado anteriormente, el ciclohexano es el producto estrella en la producción de nylon 6 y nylon 6,6.

La producción de ciclohexano en el mercado actual está íntimamente ligada con la demanda que presenta tal producto así como con la importancia que posee la materia prima de la cual se obtiene.

Hoy en día, en Europa, el principal destino de la materia ciclohexano se reserva a las grandes empresas de producción y obtención de productos petroquímicos situadas principalmente en Europa central, destacando Alemania como principal país productor de compuestos derivados de la industria petroquímica. Particularmente en España, es posible encontrar tanto sectores dedicados a la producción de materias primas derivadas de la Industria Petroquímica como industrias que, a partir de materias prima ya fabricadas, se dediquen a la síntesis de productos más complejos derivados de esta materia prima inicial.

En concreto, la producción de ciclohexano depende de la disponibilidad existente en el mercado de la materia prima de partida de la cual se obtiene, en este caso, el benceno.

El benceno es y sigue siendo, por su importancia y multitud de usos, la tercera materia prima de la petroquímica mundial. Esta importancia está ligada a los descubrimientos realizados durante el siglo XX que permitieron disponer de moléculas tales como: estireno, bisfenol-A, caprolactama, nylon 6,6 o el LAB dando lugar a un “vertiginoso desarrollo” de las industrias de polímeros, fibras sintéticas, resinas fenólicas o detergentes biodegradables, industrias todas que encuentran en el benceno su materia prima básica [López Bahamonte, J.M., 2000].

A continuación, se recoge un esquema que muestra las principales vías de salida del benceno como materia prima de la Industria Petroquímica actual.

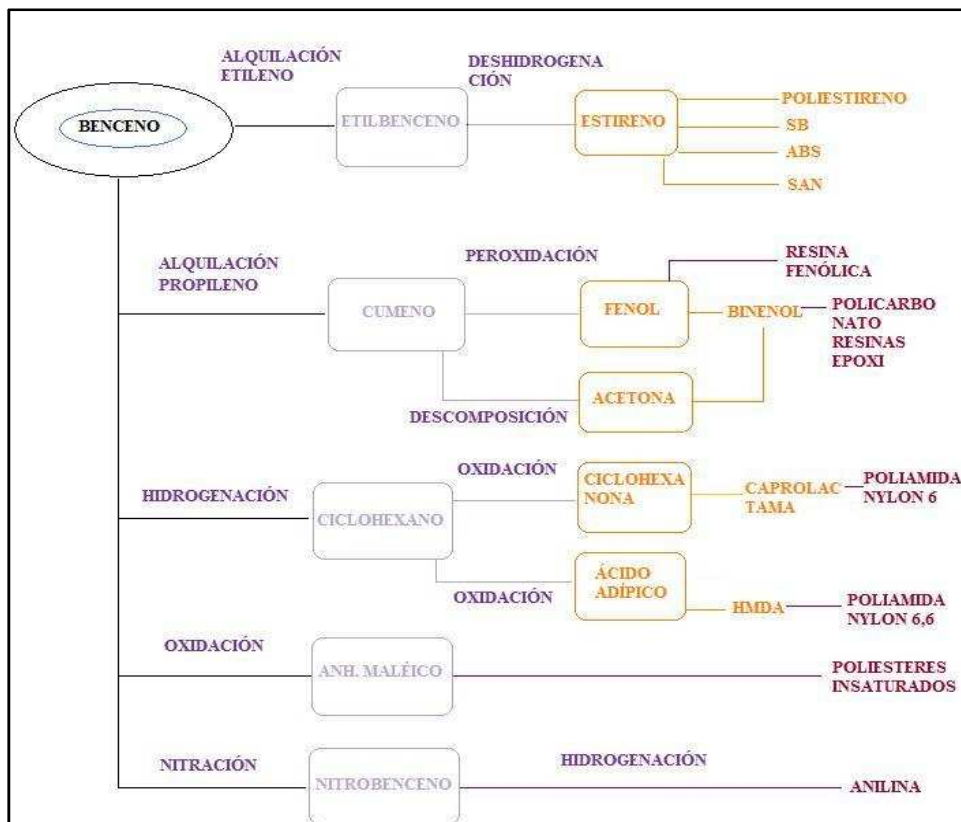


Figura 1.6: Vías de producción de la materia prima benceno (López Bahamonte, J.M., 2000)

En sus orígenes, el ciclohexano se obtenía directamente por destilación fraccionada de determinadas fracciones de bencina bruta, con el único inconveniente de que la pureza del proceso obtenido era, tan solo, del 85%. Los procesos posteriores de isomerización del

metilciclohexano a ciclohexano permitieron desarrollar patentes en industrias tales como Humble Oil, Shell y Atlantic Richfield (Estados Unidos) mejorando la calidad del producto a casi el 98%. A causa de la fuertemente creciente demanda de ciclohexano como producto básico para la obtención de nylon 6 y nylon 6,6, el ciclohexano producido por estos métodos sólo cubría una pequeña parte de la demanda existente de ciclohexano. Por lo que, desde principios del siglo XX hasta la actualidad la mayor parte de este producto se obtiene por medio del proceso de hidrogenación de benceno, dando lugar a multitud de patentes que han desarrollado su propio método para la obtención de este producto tan necesario.

Así pues, aunque puede destinarse a otros usos, la importancia del ciclohexano reside en que se trata del principal precursor para la producción del nylon 6 y el nylon 6,6, unas de las fibras sintéticas más importantes del siglo XX. Así pues, los principales destinos del ciclohexano en la actualidad son [ICIS Chemical Business, 2008]:

- Fabricación del ácido adípico para la producción del nylon 6,6 (52%).
- Obtención de caprolactama para la producción de nylon 6 (38%).
- Fabricación de disolventes, insecticidas y plastificados (10%).

Estas cifras demuestran pues que la salida más relevante del ciclohexano en el mercado actual está enfocada a la producción de dos tipos distintos de nylon, destacando el denominado nylon 6,6.

### **1.6.1.- Estimación de la demanda futura de ciclohexano**

Para realizar la estimación de la demanda esperada para este producto en los próximos años, se va a recurrir al empleo del método econométrico.

Para la aplicación de esta técnica, es necesario en primer lugar conocer el PIB (Producto Interior Bruto) del país de estudio, en este caso España.

En la **Tabla 1.4** se recogen los datos del PIB durante el periodo que abarca desde 1980 hasta 2007 (con base en el año 2000) en variación de volumen encadenado mientras que en la **Tabla 1.5** se expresa la variación interanual de este periodo.

Tabla 1.4: Datos anuales del PIB desde 1980

Fuente: Instituto nacional de estadística

<b>Año</b>	<b>PIB (MM€)</b>	<b>Año</b>	<b>PIB (MM€)</b>
1980	97.387	1.994	413.730
1981	109.265	1.995	447.205
1982	125.653	1.996	473.855
1983	143.082	1.997	503.921
1984	161.461	1.998	539.493
1985	179.408	1.999	579.942
1986	205.758	2.000	630.263
1987	229.673	2.001	680.678
1988	255.700	2.002	729.206
1989	286.523	2.003	782.929
1990	319.148	2004	841.042
1991	349.971	2005	908.450
1992	376.926	2006	980.954
1993	389.960	2007	1.049.848

Tabla 1.5: Variación interanual del PIB

Fuente: Instituto nacional de estadística

<b>Año</b>	<b>Variación Interanual</b>	<b>Año</b>	<b>Variación Interanual</b>
1.980	-	1.994	6,10
1.981	12,20	1.995	8,09
1.982	15,00	1.996	5,96
1.983	13,87	1.997	6,34
1.984	12,85	1.998	7,06
1.985	11,12	1.999	7,50
1.986	14,69	2.000	8,68
1.987	11,62	2.001	8,00
1.988	11,33	2.002	7,13
1.989	12,05	2.003	7,37
1.990	11,39	2.004	7,42
1.991	9,66	2.005	8,01
1.992	7,70	2.006	7,98
1.993	3,46	2.007	7,02

En el crecimiento del PIB en nuestro país se observan dos tendencias claramente diferenciadas: mientras que hasta 1990 el crecimiento superaba siempre el 10%, a partir de ese año se sitúa sistemáticamente por debajo de ese valor. Por ello se ha decidido escoger, a la hora de hacer una estimación futura, los valores desde ese año. En la **Figura 1.7** se



representan los datos del PIB en el periodo escogido para la estimación del su valor futuro, esto es, desde 1990 hasta 2007.

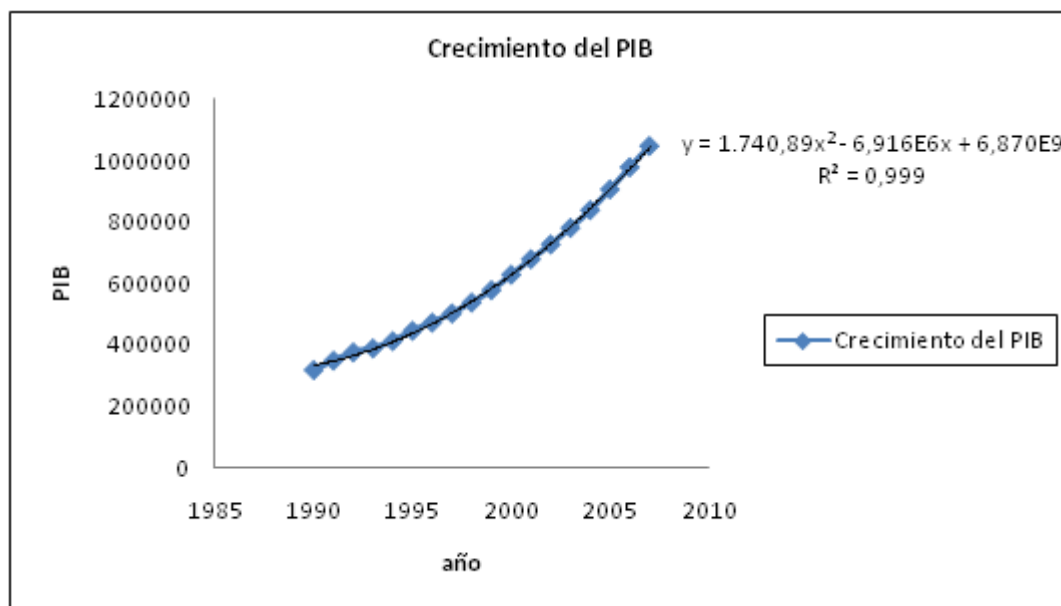


Figura 1.7: Evolución del PIB

Mediante la técnica de la extrapolación, se calcula ahora el consumo nacional aparente en el año presente y dentro de 20 años [Aries y Newton, 1998], que es el mínimo plazo que se pretende que permanezca activa la planta. Los resultados obtenidos se exponen en la **Tabla 1.6**.

Tabla 1.6: Previsión del PIB

PIB estimado 2.010	1.266.384,6 MM€
PIB estimado 2.030	3.599.470,6 MM€

## **CAPÍTULO 2: OBJETO DEL PROYECTO**

El objeto del presente Proyecto Fin de Carrera se centra en el diseño de una línea de proceso para la producción de ciclohexano en el complejo industrial de la Refinería de Cepsa Gibraltar–San Roque situada en el término municipal de San Roque en la provincia de Cádiz.

La línea de proceso proyectada es diseñada para producir 500.000 toneladas de ciclohexano anuales con una pureza del 99,9% a través del proceso de hidrogenación de benceno y la posterior purificación y acondicionamiento del producto final.

## **CAPÍTULO 3: VIABILIDAD DEL PROYECTO**

En este apartado de la Memoria del presente Proyecto Fin de Carrera, la viabilidad se contempla desde cinco puntos de vista:

- Viabilidad técnica.
- Viabilidad económica.
- Viabilidad legal.
- Legislación.
- Normativa.

### **3.1.- Viabilidad Técnica**

#### **3.1.1.- Métodos de obtención de ciclohexano y selección de alternativas**

Los procesos existentes para la obtención de ciclohexano comprenden todos aquellos desarrollados a nivel industrial para suplir las demandas del mercado.

Así pues, a continuación, se destaca un trío de procesos principales para la obtención de ciclohexano a escala industrial.

##### ***A. - Separación de las fracciones de nafta pesada***

Dentro de la historia de la producción de ciclohexano, éste fue el método pionero para su obtención. Las primeras producciones proporcionaban el producto directamente por destilación simple de las fracciones de bencina bruta presentando el inconveniente de una pureza inferior a la demandada por el mercado. Por ello, fue necesario desarrollar posteriores mejoras para alcanzar una mayor calidad de fabricación estando, actualmente, la destilación simple totalmente desaconsejada al no cumplir los requisitos. Estas mejoras pasaron por sustituir la operación de destilación simple por una destilación extractiva con el fin de cumplir las especificaciones establecidas, exigiendo una pureza no inferior al 95%, muy por encima del 85% que corresponde a la destilación simple.

Hoy en día, la mayor parte de los procesos que forman parte de esta categoría están, pues, basados en destilaciones extractivas de cortes apropiados de naftas que contienen entre un 5% y un 15% de peso en ciclohexano. Las diferencias entre unos y otros métodos estriban

en el tipo de agente extractante empleado y la composición de la alimentación. De acuerdo con este criterio, destacan los procesos recogidos a continuación:

- **Proceso “Phillips Petroleum Co”:** basado en la destilación extractiva de mezclas de n-heptano y ciclohexano al 15 y 85% respectivamente, por medio de disolventes compuestos por diferentes productos. En el proceso, se trabaja con una relación de reflujo interna de 10 alcanzándose una pureza del 99,5% para el producto deseado.
- **Proceso “Humble”:** está constituido por una columna de destilación extractiva basada en fenol en la cual se obtiene un producto con una pureza del 99%.
- **Proceso “UBKR”:** se compone de dos unidades fundamentales, una columna de destilación constituida por 180 platos y un reactor donde se hidrogena el metilciclopentano obtenido en la unidad anterior a ciclohexano con una pureza del 99,9%. En este caso, el agente extractante es el fenoxietanol.
- **Union “Carbide Process”:** este proceso comprende una serie de extracciones basadas en el tetraetilenglicol. El refinado procedente de dicha operación, rico en parafinas, isoparafinas y cicloparafinas se somete a un proceso exhaustivo de separación basado en la cristalización de las distintas mezclas obtenidas: metilciclopentano y ciclohexano; metilciclopentano y n-hexano; y n-hexano y ciclohexano. El producto final posee una pureza del 99,9% en peso y es posible recuperar hasta un 40,3% del producto deseado.

### ***B.- Hidrogenación del Benceno***

Éste es, por antonomasia, el método más difundido para la producción de ciclohexano en las plantas petroquímicas a partir de derivados del crudo de petróleo. Estos métodos están basados en la reacción catalítica fuertemente exotérmica de hidrogenación del benceno y, aunque usualmente es éste el compuesto que se emplea como materia prima de partida, es posible también servirse de tolueno, sólo que la fabricación requiere entonces un paso intermedio adicional. Independientemente de las características propias de cada proceso, todos y cada uno de ellos presentan dos pasos fundamentales, el primero consiste en la reacción de hidrogenación en sí, seguido de un segundo de purificación y acondicionamiento del producto final con el fin de cumplir con las estrictas exigencias de calidad que dicta el mercado.

Así, los métodos basados en la reacción de hidrogenación, se clasifican atendiendo a criterios que influyen en la calidad del producto derivado:

- **Condiciones de operación:** permiten distinguir entre los procesos que se desarrollan en fase líquida, más obsoletos y con menor velocidad de reacción y, los que se llevan a cabo en fase gaseosa, más actuales, con mayor registro de temperaturas y catalizado por metales nobles.
- **Tipos de catalizador:** dependiendo del catalizador que se utilice cambiarán las especificaciones impuestas a la alimentación. Los más ampliamente utilizados son los de Níquel y Platino, aunque también se emplean el Paladio, Cobre, Rodio y sulfuros de Molibdeno, Wolframio y Níquel. Si la reacción está catalizada por metales nobles, como el Platino, el contenido en azufre de la alimentación debe ser menor de 1 p.p.m evitando así el envenenamiento del catalizador. Para el resto de los compuestos mencionados, las especificaciones son menos exigentes.
- **Disipación de calor durante la reacción:** constituye el aspecto más importante a la hora de controlar el correcto funcionamiento del sistema. Siendo así, las opciones pasan por el uso de una serie de reactores de lecho fijo adiabáticos provistos de intercambiadores de calor intermedios, reactor multitubular catalítico de lecho fijo y, por último, reactor de lecho móvil donde el contenido del interior de la unidad se emplea para disipar el calor generado durante la reacción.

Sea cual sea el proceso elegido, las condiciones para el desarrollo de la reacción han sido analizadas y determinadas de manera que sean las más apropiadas para el sistema:

- Temperaturas comprendidas entre los 100-220 °C; si el catalizador es de níquel pueden alcanzarse los 250 °C sin riesgo de que se formen productos secundarios.
- Presiones que van desde 10-30 bar, pudiendo ser incluso superiores a los 40 bar.
- Relación de alimentación hidrógeno-hidrocarburo superiores a 6.

Como se ha mencionado con anterioridad, la clasificación de los procesos existentes para la obtención del producto de interés puede realizarse atendiendo a diversos criterios. Existen multitud de procesos destinados a la producción de ciclohexano basados en patentes desarrollados principalmente por industrias petroquímicas sólidas. A continuación, se va a hacer una clasificación de los mismos en base al estado de agregación en el que se encuentra el sistema en el interior del reactor.

*B.1.- Procesos en Fase Líquida*

*B.1.1.- Hydrar Process (HBU nibon)*

Se conoce como el primer proceso a escala industrial para la producción de ciclohexano. El sistema se compone de un reactor de lecho fijo con catalizador de platino soportado sobre una base de sal de litio, catalizador capaz de tolerar contenidos de azufre en la alimentación superiores a 30 p.p.m. El hidrógeno requerido debe someterse a un proceso de pretratamiento con sosa cáustica para eliminar el ácido sulfúrico y el dióxido de carbono presente en la corriente, así como a un proceso de metanación para la recuperación de monóxido de carbono. La alimentación líquida que entra al reactor compuesta de benceno fresco y ciclohexano recirculado se mezcla con una corriente de hidrógeno fresco y recirculado, se precalienta y comprime hasta la temperatura y presión requeridas respectivamente para ser introducida en una serie de dos o tres reactores de lecho fijo donde se trabaja entre los 200-300 °C a 30 bar de presión. Tras la salida del reactor, la corriente producto se somete a una destilación flash para separar el producto de interés de la corriente gaseosa, y purgar esta última para su consiguiente recirculación. El control de la temperatura en la unidad de reacción se consigue recirculando una parte de la corriente de producto ya enfriada en el interior del reactor. Operando del modo descrito se alcanza una conversión prácticamente completa.

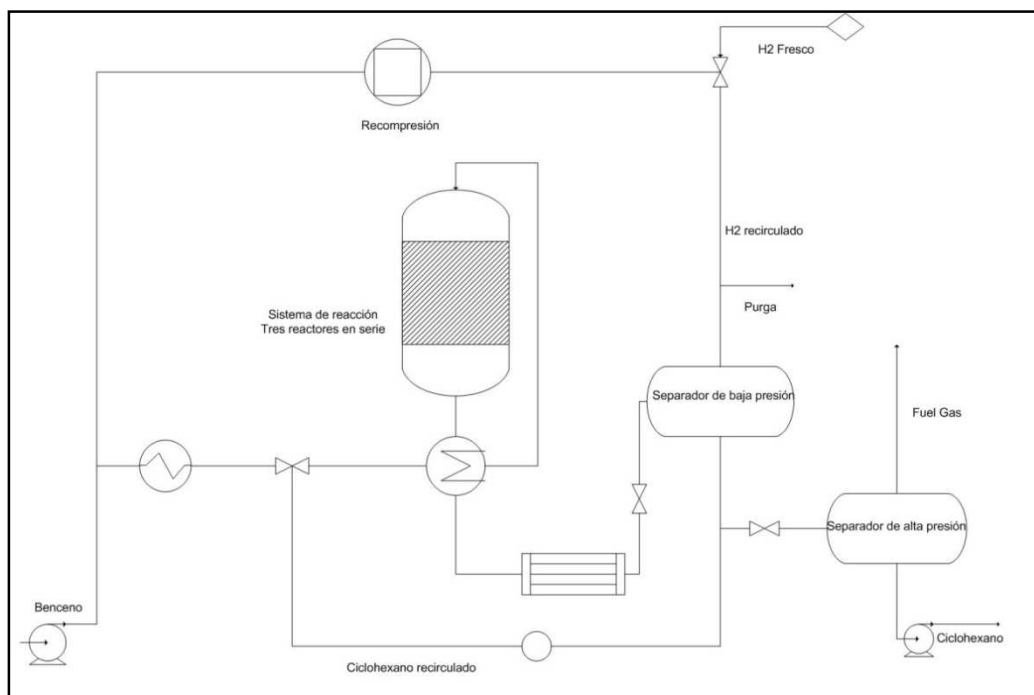


Figura 3.1: Proceso Hydrar para la producción de ciclohexano  
(Chauvel A., Lefebvre, G., 1989)

B.1.2.- Proceso Sinclair/Engelhard (HA-84)

Está basado en un reactor de lecho fijo dotado de una camisa refrigerante donde se genera vapor de agua. El efluente procedente del reactor se introduce en un separador gas-líquido que permite recuperar la corriente gaseosa que no ha reaccionado y someter la de líquido a una segunda separación en el interior de una torre estabilizadora. Operando de este modo, se alcanza una pureza del 99,9% en peso de ciclohexano sin necesidad de recircular la corriente de producto que sale del reactor. Si es necesario, sin embargo, trabajar con un gran exceso de hidrógeno.

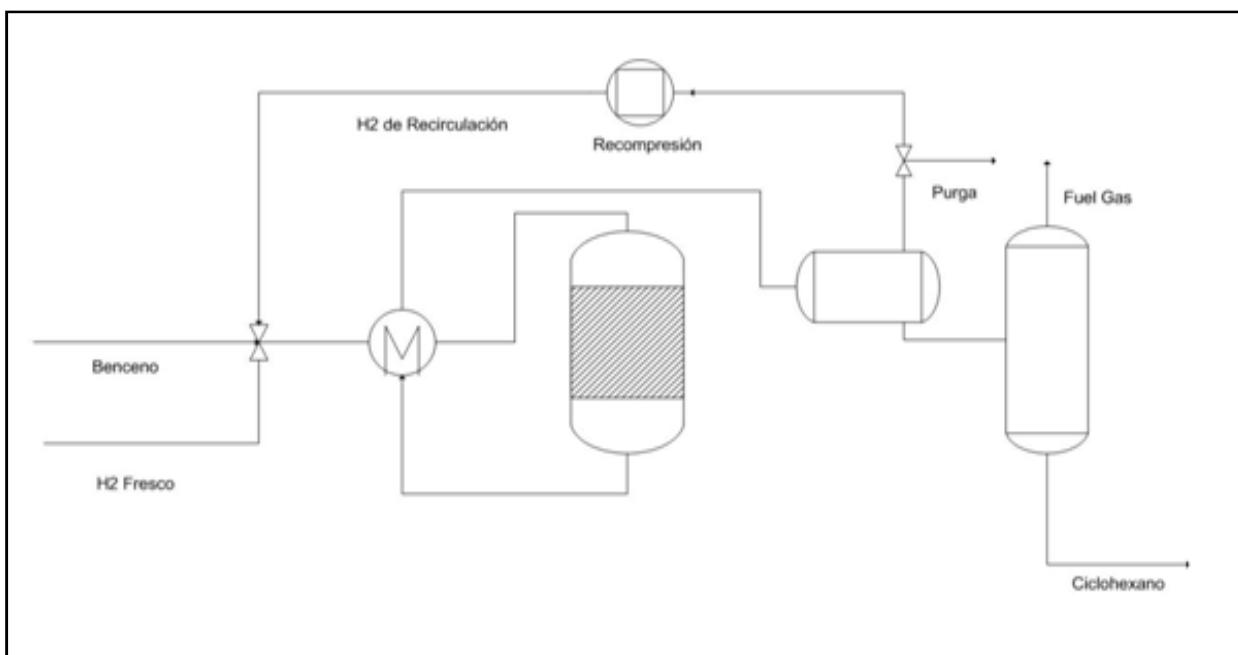


Figura 3.2: Proceso HA-84 para la producción de Ciclohexano (Hydrocarbon Processing, 1981)

Estos dos procesos que se han descrito comparten en común el uso de catalizadores compuestos por metales nobles.

B.1.3.- Proceso IFP (Instituto Francés del Petróleo)

El sistema se constituye de un reactor de lecho fluidizado que opera a 200 °C y 40 bar de presión en presencia de un catalizador de Níquel Raney en suspensión. El calor del sistema se evacua enfriando parte del contenido del reactor en un intercambiador de calor externo generándose a su vez una corriente de vapor de baja presión. La reacción de hidrogenación del benceno es completada en un segundo reactor donde se obtiene un producto con una pureza del 99,8%, siempre que el contenido de azufre en la alimentación sea bajo. A continuación, el

efluente procedente de la unidad de reacción se dirige a un separador gas-líquido de alta presión y, por último, la corriente líquida se introduce en una torre estabilizadora para alcanzar la máxima pureza.

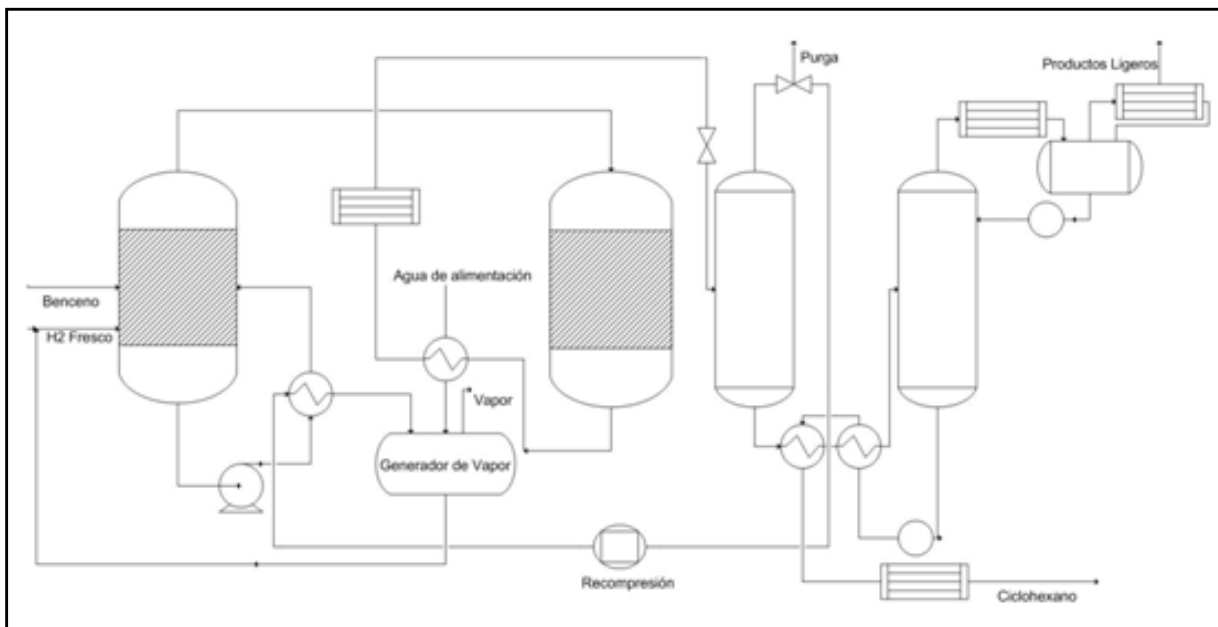


Figura 3.3: Proceso IFP para la producción de Ciclohexano  
(Chauvel A., Lefebvre, G., 1989)

## *B.2.- Procesos en fase vapor*

### *B.2.1.- Proceso Bexane*

Se trata de un método desarrollado por la empresa Stamicarbon y basado en el empleo de dos reactores multitubulares que contienen catalizador de Platino y de Níquel respectivamente. La alimentación, precalentada previamente con el efluente proveniente del primer reactor, se introduce en el sistema a 30 bar de presión y 370 °C, y el efluente se dirige a su vez a la segunda unidad de reacción a una temperatura de 220 °C donde la reacción se completa. La pureza del producto final se sitúa en un 99,9% tras someterlo a las pertinentes operaciones de purificación y acondicionamiento.



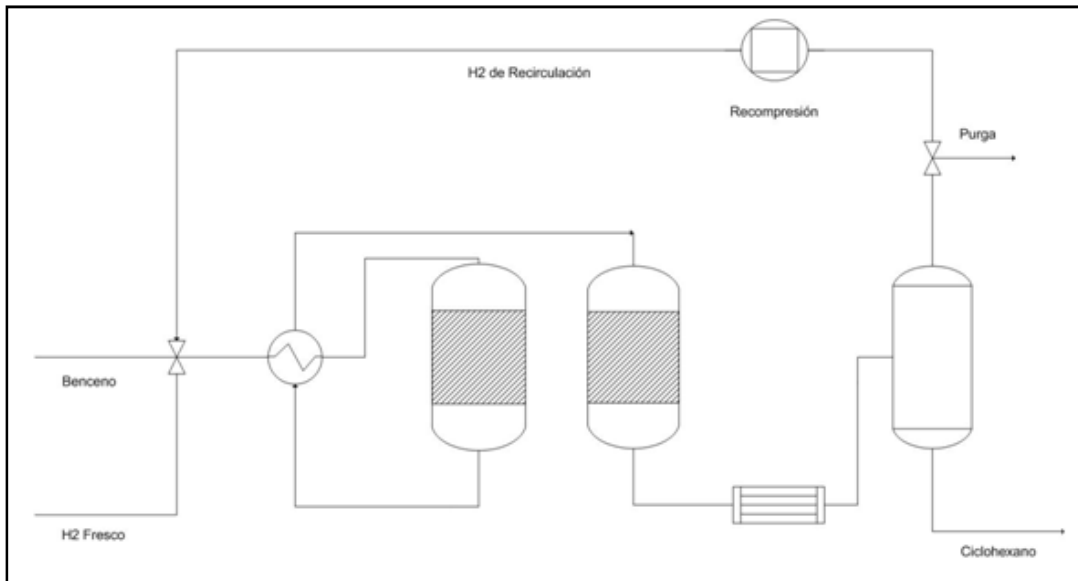


Figura 3.4: Proceso Bexane para la producción de Ciclohexano (Hydrocarbon Processing, 1981)

### B.2.2.- Proceso Hytoray

El sistema se compone de un reactor adiabático perfectamente diseñado para el correcto control de temperatura donde la conversión registrada es del 99,7%. El catalizador empleado, T-61, está basado en un metal noble. Hay que destacar que el consumo de hidrógeno para la reacción es bajo comparado con el resto de procesos. Tras la unidad de reacción, será necesario un acondicionamiento del producto separándolo de la fase gaseosa y, por último, someterlo a una purificación en columna estabilizadora.

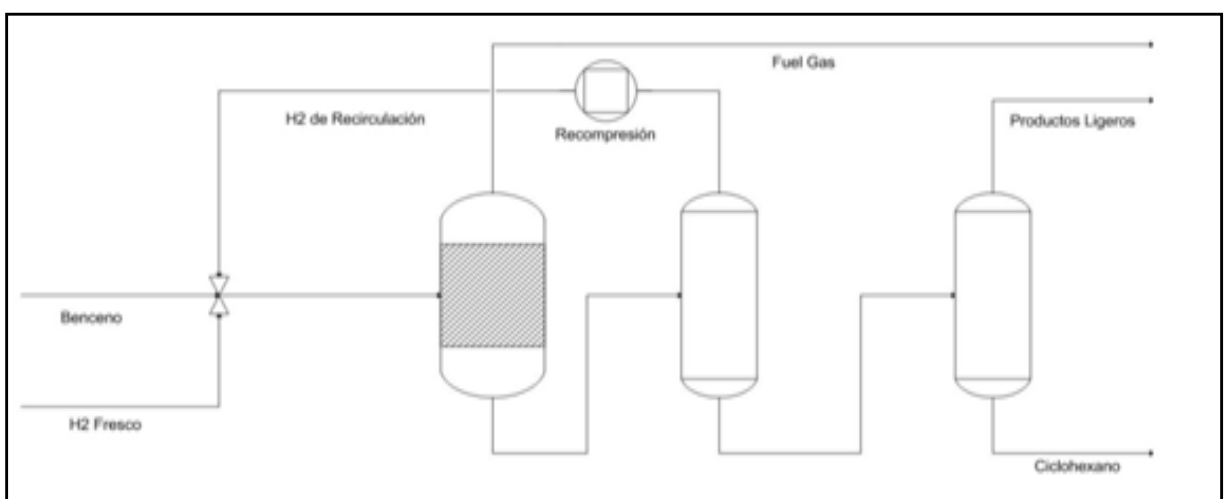


Figura 3.5: Proceso Hytoray para la producción de Ciclohexano (Hydrocarbon Processing, 1981)

### *B.3.- Procesos en Fase Líquido–Vapor*

Los procesos enmarcados dentro de esta categoría se basan en reactores fijos de catalizador de níquel, destacando:

#### *B.3.1.-Proceso Arosat*

Patentado por LUMMUS, se basa en una unidad de reacción que trabaja con una corriente líquida y otra gaseosa proveniente de la recirculación de la corriente de producto. El control del calor generado se produce por medio de un intercambio de calor entre el contenido del reactor y la alimentación fresca. Posteriormente, el efluente proveniente del reactor se somete a un proceso de separación y a una consiguiente purificación en torre estabilizadora.

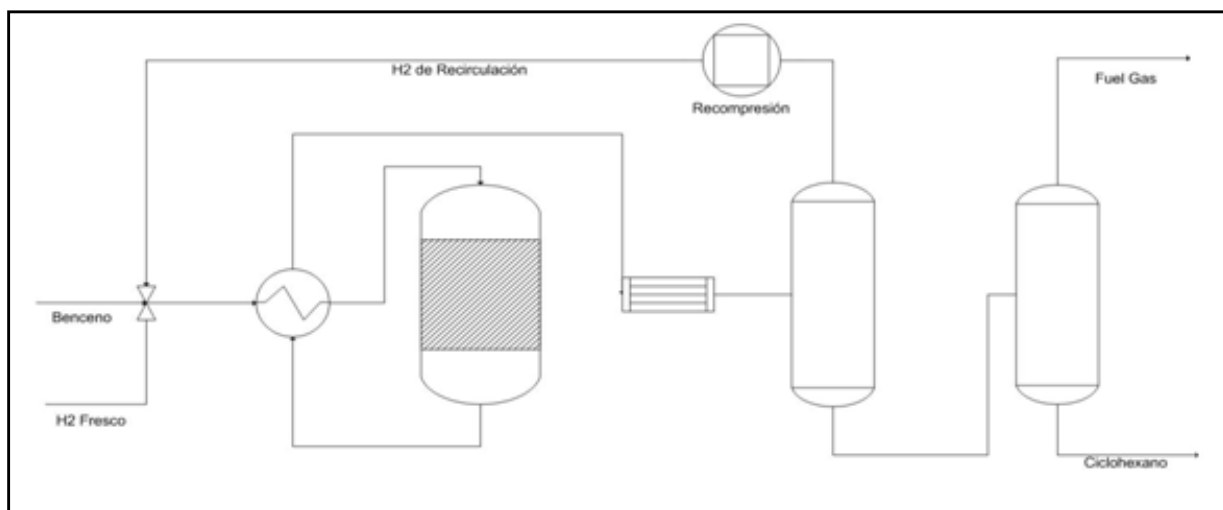


Figura 3.6: Proceso Arosat para la producción de Ciclohexano  
(Hydrocarbon Processing, 1981)

#### *B.3.2.-Proceso BP (British Petroleum)*

Este sistema se compone de dos reactores de lecho fijo conectados en serie. En el primero de ellos, se alcanza una conversión del 95% y, en el segundo, gracias a la inyección de una nueva corriente de hidrógeno se completa la conversión prácticamente hasta el 100% y se controla el incremento de temperatura de la reacción exotérmica. Esta forma de operar en el sistema requiere trabajar con bajas presiones de hidrógeno obteniéndose una alta selectividad.

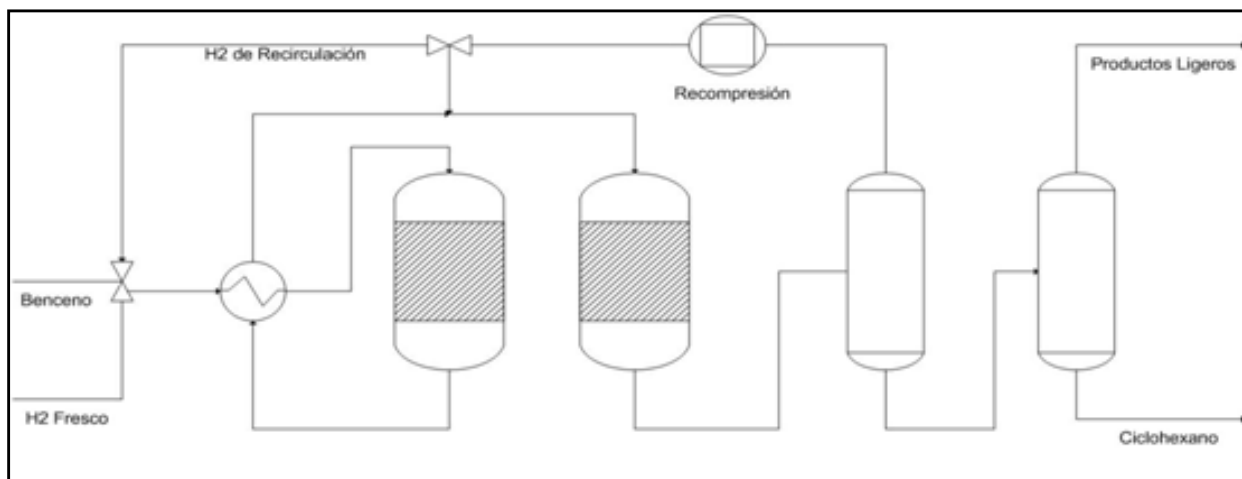


Figura 3.7: Proceso BP para la producción de Ciclohexano  
( Hydrocarbon Processing, 1981)

Los procesos que se han descrito están basados en técnicas desarrolladas durante la segunda mitad del Siglo XX. Con el fin de mejorar paulatinamente la calidad de los procesos de fabricación y del producto derivado de los mismos, estos métodos han evolucionado y sufrido modificaciones y, en la actualidad, el más difundido en las industrias petroquímicas para la producción de ciclohexano consta de dos reactores en serie provistos de catalizador de Níquel. En el primero de ellos, se trabaja a velocidades de reacción mayores alcanzándose una menor conversión. En el segundo, se completa la reacción casi al 100%, aunque sacrificando las velocidades de reacción. Tras la unidad de reacción, se lleva a cabo una purificación del producto en torre de separación con el fin de obtener la corriente líquida del producto de interés y la corriente gaseosa destinada a recirculación.

### ***C.- Saturación de olefinas***

Los procesos basados en las reacciones de saturación de olefinas se caracterizan por ser reacciones sumamente rápidas y altamente exotérmicas. Así pues mientras una reacción de desulfuración genera un calor de reacción de  $1 \text{ Btu}\cdot\text{lb}^{-1}$  por cada  $10 \text{ ft}^3$  de hidrógeno consumido, la saturación de olefinas genera esta misma cantidad de calor por cada  $2 \text{ ft}^3$  de hidrógeno consumido. Este hecho, hace que sea realmente importante desarrollar un sistema adecuado de disipación del calor generado para poder controlar el régimen de temperatura alcanzado y evitar la formación de coque durante el proceso. Es por ello que las diolefinas no deben hidrogenarse a temperaturas superiores a  $200 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Se debe tener en cuenta, además, que las olefinas son compuestos no contenidos como tal en el crudo de petróleo por lo que será necesario obtenerlas en procesos térmicos y catalíticos posteriores.

### **3.1.2.- Elección del proceso de producción de ciclohexano**

El método seleccionado para la producción de ciclohexano si bien no se basa en ninguna patente de las ya descritas, sino que toma como base los principales procedimientos de operación que componen los métodos de producción de ciclohexano en aquellos procesos que transcurren en fase gaseosa.

A la hora de diseñar el proceso de producción más adecuado para la obtención del ciclohexano, lo primero que debe tenerse en cuenta es la materia prima de partida. Tal y como se ha descrito en el apartado anterior, son dos, las alternativas más importantes: obtener el ciclohexano a través de un proceso de separación de las fracciones de nafta pesada o por medio de la hidrogenación del benceno. La hidrogenación del benceno es, sin duda, el más difundido a nivel industrial, puesto que la separación de las naftas, actualmente, está orientada en su totalidad a los procesos de reformado de las gasolinas.

Por tanto, el método elegido para la producción de ciclohexano estará basado en la hidrogenación del benceno. Este proceso exige que la materia prima benceno posea una alta pureza: el contenido en azufre de la alimentación deberá ser inferior a 1 p.p.m. Hoy en día, la pureza de la materia prima no supone un impedimento para el desarrollo de la reacción puesto que se dispone de tecnologías suficientemente avanzadas que permiten obtener benceno de muy alta pureza y prácticamente libre de azufre.

Este proceso de hidrogenación del benceno comprenderá dos fases principales:

- Fase de reacción para la transformación de la materia prima en el proceso de interés.
- Proceso de purificación y acondicionamiento del producto final obtenido.

#### ***A.- Fase de reacción***

Para seleccionar el sistema de reacción más adecuado deben contemplarse los siguientes aspectos:

- Estado de agregación de la mezcla reaccionante.
- Diseño del sistema de reacción.
- Comportamiento del lecho catalítico.
- Sistema de disipación de energía.

▪ *Estado de agregación de la mezcla reaccionante*

La hidrogenación del benceno puede llevarse a cabo en fase líquida o en fase vapor. Dependiendo de un estado de agregación u otro, cambiarán las condiciones del proceso. Los procesos desarrollados en fase vapor, más actuales, presentan las siguientes ventajas frente a los que se desarrollan en fase líquida:

- Favorecen la separación de sustrato y catalizador.
- Requieren menores tiempos de residencia para alcanzar una misma conversión. Estos tiempos menores permiten, que pese a las altas temperaturas, se evite la isomerización del ciclohexano a metilciclopentano.

En base a estos argumentos, se opta por la elección de un proceso que permita desarrollar la reacción partiendo de una alimentación en fase gaseosa.

▪ *Diseño del sistema de reacción*

La complejidad de la reacción exige el empleo de un método de operación que ante todo permita llegar a una situación óptima entre la conversión alcanzada en el equilibrio y la velocidad de reacción. Se recurre para ello a la disposición de dos reactores multitubulares en serie donde:

- En el primero de ellos se trabajará a mayor temperatura y presión favoreciendo la velocidad de reacción a costa de alcanzar una menor conversión.
- En la segunda unidad de reacción, una reducción de la presión y la temperatura de operación, permite completar la reacción hasta el 99,996% aunque para ello es necesario sacrificar la velocidad.

▪ *Comportamiento del lecho catalítico*

El tipo de lecho a emplear se determinará en base al tamaño de las partículas de catalizador a emplear en el sistema así como a la capacidad del mismo para paliar los problemas derivados de los perfiles de concentración y temperatura desarrollados en el seno del lecho.

Los lechos fijos presentan un perfil de temperaturas más acusado con respecto a los de lecho fluidizado, sin embargo, su funcionamiento es más sencillo. Los problemas de los perfiles de temperatura en los reactores de lecho fijo, pueden solventarse al disponer de sistemas de reactores multitubulares en serie que permiten disipar el calor producido durante la reacción.

Basados en este hecho y, teniendo en cuenta que el tamaño de las partículas seleccionadas para la reacción (2,5-5 mm) se adecua a las especificaciones para las reacciones que se desarrollan en lechos fijos, se opta por el diseño de reactores multitubulares de lecho fijo.

- *Sistema de disipación de energía*

Es importante pensar en el diseño del sistema más adecuado para disipar la energía que se desprende durante el proceso. Para ello se dispondrá de dos reactores multitubulares de lecho fijo conectados en serie, que para las mismas condiciones de operación, presentan una mayor área de transferencia para la disipación de la energía generada por la reacción exotérmica. Este tipo de reactor, además, ayudará a paliar las deficiencias de los reactores de lecho fijo frente a los de lecho fluidizado con respecto a la aparición de perfiles de temperatura a lo largo de la unidad de reacción.

Una vez analizados todos estos aspectos, el método empleado para desarrollar la reacción se basa en disponer de dos reactores multitubulares de lecho fijo conectados en serie donde la reacción de hidrogenación de benceno tendrá lugar en fase gaseosa y la refrigeración se llevará a cabo por medio de agua procedente de la red de calderas de la Refinería que circulará a través de la carcasa abandonando el sistema como vapor de agua de baja presión.

Las razones que justifican optar por tal diseño del sistema de reacción se basan en que:

- La disposición de dos reactores en serie es el sistema actual más difundido a nivel de la industria química para reacciones de hidrogenación de benceno.
- La disipación de calor se ve favorecida al disponer de reactores multitubulares que incrementan el área de transmisión de calor.
- El diámetro de las partículas de catalizador seleccionadas, 2,5 milímetros, es apropiado para el empleo de reactores de lecho fijo frente a los de lecho fluidizado.

- Las reacciones desarrolladas en fase gaseosa favorecen la separación entre el sustrato y el catalizador, así como disminuyen el tiempo de residencia, por lo que existe menor posibilidad de que aparezcan las reacciones secundarias de isomerización.

### ***B.- Fase de purificación y acondicionamiento del producto***

Desarrollado el proceso de reacción se obtiene una corriente de producto que es necesario purificar con el fin de obtener las especificaciones marcadas por el mercado para la comercialización del producto ciclohexano.

El hecho de haber agotado casi en su totalidad la corriente de benceno permite purificar el producto final por medio de una destilación en columna de rectificación, donde al no existir benceno es posible llevar a cabo una destilación simple sin la aparición de azeotropos<sup>1</sup> [Ruiz, C. A., Jaksland C., Gani R., 1998].

Esta purificación en columna de rectificación, se acompaña de una primera separación gas-líquido donde se eliminará la mayor parte de gases ligeros que no han reaccionado y que se encuentran contenidos en la corriente de producto. La corriente líquida resultante de este proceso es la que se someterá a destilación en columna de rectificación para alcanzar la pureza buscada, es decir, 99,9%.

Por último, el producto obtenido tras la purificación se somete a un proceso de enfriamiento que permitirá acondicionarlo para su almacenamiento en depósitos.

### **3.1.3.- Conclusión**

Dado a conocer el objeto del Proyecto, la situación actual del producto obtenido así como la descripción de los métodos disponibles para llevar cabo el proceso, se está en condiciones de afirmar que el proyecto es viable técnicamente de acuerdo con el estado actual de las tecnologías empleadas para el diseño del mismo.

---

<sup>1</sup> El sistema benceno ciclohexano no puede someterse a una destilación simple para alcanzar la pureza buscada para el producto final puesto que posee un azeótropo para la composición del 99,7%.

### **3.2.- Viabilidad legal**

La viabilidad legal viene determinada por la legislación y normativa que el proyecto debe cumplir, tanto a nivel del producto, como a nivel del proceso de obtención de ciclohexano.

El presente Proyecto cumple todas las normativas vigentes vinculadas con los aspectos tratados en el mismo, no existiendo ninguna legislación que afecte al Proyecto impidiendo su ejecución ni operación cuando la línea de proceso esté en marcha.

### **3.3.- Viabilidad económica**

La línea de producción de ciclohexano diseñada adquiere una serie de costes y beneficios. Generalmente, en cualquier proceso productivo, el factor que supone mayores costes es la compra de la materia prima. De acuerdo con el Documento 4: Presupuesto, la rentabilidad alcanzada en la línea de producción es superior a la rentabilidad mínima de una planta química, que es del 15%, por lo que la viabilidad económica está completamente justificada.

Para realizar un análisis correcto de los costes, se deben tener en cuenta las siguientes partidas:

- **Costes de Fabricación**

Se incluyen en este punto los costes relacionados con:

- Materias Primas. Presupuesto parcial correspondiente al benceno y el hidrógeno.
- Mano de obra directa.
- Mano de obra indirecta.
- Servicios generales. Incluye el agua de refrigeración, el vapor de alta, y la electricidad consumida por las unidades de compresión y bombeo.
- Honorarios de proyecto y dirección de montaje.

- **Costes de Gestión**

Se consideran en este concepto los costes Comerciales y los costes de Gerencia o costes relacionados con los salarios del personal de administración.



- Costes relacionados con la tecnología aplicada

Se consideran en este apartado los costes correspondientes al inmovilizado de las unidades de proceso, es decir, los costes derivados de la adquisición de equipos, instrumentación, tuberías y aislamiento incluyendo dentro de esta partida, a su vez, el coste correspondiente al montaje de los mismos.

En cuanto a los beneficios generados por la línea de producción de ciclohexano proceden de la comercialización de dicho producto, así como por la incorporación de vapor de baja presión a la línea de vapor de la Refinería.

En cuanto a la rentabilidad, se considera que una planta química es viable económicamente cuando ésta es superior al 15%. De acuerdo con el Documento 4: Presupuesto, la línea de producción presenta una rentabilidad superior a la mínima aceptable e igual a 16,31% por lo que la viabilidad económica está completamente justificada.

### **3.4.- Legislación**

La legislación aplicable en el presente Proyecto Fin de Carrera:

- **Ley 31/1995**, de 8 de noviembre, de Prevención de Riesgos Laborales.
- **Real Decreto 1299/2006**, de 10 de noviembre, por el que se aprueba el cuadro de enfermedades profesionales en el sistema de la Seguridad Social y se establecen criterios para su notificación y registro. BOE núm. 302 de 19 de diciembre.
- **Real Decreto 1244/1979**, de 4 de abril, por el que se aprueba el Reglamento de Aparatos a Presión.
- **Real Decreto 1942/1993**, de 5 de noviembre, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones de Protección contra Incendios.
- **Real Decreto 2267/2004**, de 3 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento de Seguridad contra Incendios en Establecimientos Industriales.
- **Real Decreto 400/1996**, de 1 de marzo. Aparatos y sistemas de protección para uso en atmósferas potencialmente explosivas.
- **Real Decreto 485/1997**, de 14 de abril. Disposiciones mínimas en materia de señalización de seguridad y salud en los lugares de trabajo.
- **Real Decreto 773/1997**, de 30 de mayo. Disposiciones mínimas sobre utilización por los trabajadores de equipos de protección individual.
- **Real Decreto 1254/1999**, de 16 de julio, por el que se aprueban las medidas de control de los riesgos inherentes a los accidentes.
- **Real Decreto 379/2001**, de 6 de abril, por el que se aprueba el Reglamento de Almacenamiento de productos Químicos y sus instrucciones técnicas complementarias.

- **Real Decreto 614/2001**, de 8 de junio, sobre disposiciones mínimas para la protección de la seguridad y salud de los trabajadores frente al riesgo eléctrico.
- **Real Decreto de 842/2002**, de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento electrotécnico para baja tensión.
- **Decreto 3151/68**, de 28 de noviembre., reglamento de la Línea de Alta tensión.
- **Real Decreto 681/2003**, de 12 de junio, sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores expuestos a los riesgos derivados de atmósferas explosivas en el lugar de trabajo.
- **Reglamento (CE) 1907/2006** del Parlamento Europeo y el Consejo, de 18 de diciembre, relativo al registro, la evaluación, la autorización y la restricción de las sustancias y preparados químicos (REACH).
- **Real Decreto 286/2006**, de 10 de marzo, sobre la protección de la salud y seguridad de los trabajadores contra los riesgos relacionados con la exposición al ruido.
- **Real Decreto 374/2001**, de 6 de abril, sobre la protección de la salud y seguridad de los trabajadores contra los riesgos relacionados con los agentes químicos durante el trabajo.
- **Real Decreto 1124/2000**, de 16 de Junio, por el que se modifica el Real Decreto 665/1992, de 12 de Mayo, sobre la protección de los trabajadores contra los riesgos relacionados con la exposición a agentes cancerígenos durante el trabajo (B.O.E. núm. 145 de 17 de Junio de 2000).

### **3.5.- Normativa**

En este apartado se lista la normativa que se aplica al presente proyecto.

- **Código ASME** de diseño, Sección VIII-Div.1 y Div.2.
- **Norma API 650**. Diseño y cálculo de tanques de almacenamiento a presión atmosférica.
- Catálogo de **Normas UNE**.
- **Normas ANSI**.
- **Normas ISO**.

## **CAPÍTULO 4: UBICACIÓN Y DISTRIBUCIÓN EN PLANTA**

### **4.1.- Ubicación de la línea de proceso**

Para la localización de la línea de proceso se ha tenido en cuenta una serie de condiciones que deberá cumplir la zona geográfica para suplir sus necesidades y asegurar el funcionamiento óptimo de la misma.

Entre estas condiciones se tendrán en cuenta:

- Suministro de la materia prima.
- Suministro de combustible.
- Suministro eléctrico.
- Comunicaciones.
- Clima.
- Residuos
- Suelo.

Al ser las materias primas fundamentales para el presente Proyecto, el benceno y el hidrógeno, la línea de proceso estará ubicada lo más próximo posible a una refinería. En la provincia de Cádiz, se encuentra la Refinería Gibraltar-San Roque del Grupo Cepsa, situada en la bahía de Algeciras, por lo que la línea de obtención de ciclohexano se situará en dicha Refinería en el campo de Gibraltar.



Figura 4.1: Bahía de Algeciras

El lugar elegido está perfectamente comunicado e integrado mediante vías aéreas, terrestres y marítimas a Europa y el mercado nacional.

En la siguiente figura se muestra el lugar de ubicación de la línea de proceso. En la figura se encuentra señalado el lugar exacto de ubicación de la refinería en la que se posicionará la línea de proceso.



Figura 4.2: Refinería Cepsa Gibraltar-San Roque

#### **4.1.1.- Suministro de materias primas**

Dado que la línea de proceso se inserta en la Refinería, el suministro de la materia prima está asegurado. La propia refinería de San Roque, suministrará a la línea de ciclohexano el benceno necesario, procedente de la planta de aromáticos o bien, la propia Refinería generalmente compra benceno para suministrar a CEPESA QUÍMICA, petroquímica que limita con la Refinería Gibraltar-San Roque, por lo que el suministro de benceno no supone ningún problema. En la tabla siguiente se muestra el nombre de empresas que producen benceno y su ubicación geográfica.

Tabla 4.1:  
Empresas productoras de benceno en España  
(Directorio de Empresas y Productos Químicos)

<b>EMPRESA</b>	<b>LOCALIZACIÓN</b>
<b>CEPSA</b>	La Rábida (Huelva)
<b>Quality Chemicals S.A.</b>	Esparreguera (Barcelona)
<b>Repsol-YPF Química S.A.</b>	Puertollano (Ciudad Real)

En cuanto al hidrógeno, llega a la Refinería a partir de la red de gasoductos proveniente del norte de África.

#### 4.1.2.- Suministro de combustibles y energía

##### 4.1.2.1.- Gas natural

El gas natural es una fuente de energía fiable tanto en el almacenamiento como en el transporte. Sólo se pierde un 10% del gas transportado antes de llegar a su lugar de origen para ser consumido. En la siguiente figura se puede observar la red de gaseoductos nacional.



Figura 4.3: Red nacional de gasoductos (La Guía de la energía)

El precio del gas natural viene dado en función de la presión de suministro. Se muestra su precio en la tabla.

Tabla 4.2:  
Red nacional de gaseoductos (La Guía de la energía)

TARIFA DE CONSUMO		TÉRMINO FIJO ((€/cliente)/mes)	TÉRMINO FIJO (€/kWh./día)	TÉRMINO VARIABLE (€/kWh.)
<b>Tarifas grupo 2 (4 bar &lt; P ≤ 60 bar)</b>				
2.1	Consumo inferior o igual a 500.000 kWh./año	141,06	0,039121	0,021586
2.2	Consumo superior a 500.000 kWh./año e inferior o igual a 5.000.000 kWh./año	141,06	0,039121	0,021574
2.3	Consumo superior a 5.000.000 kWh./año e inferior o igual a 30.000.000 kWh./año		0,050298	0,021346
2.4	Consumo superior a 30.000.000 kWh./año e inferior o igual a 100.000.000 kWh./año		0,047504	0,021248
<b>Tarifas grupo 3 (P ≤ 4 bar)</b>				
3.1	Consumo inferior o igual a 5.000 kWh/año	2,44		0,049489
3.2	Consumo superior a 5.000 kWh/año e inferior o igual a 50.000 kWh/año	5,46		0,042247
3.3	Consumo superior a 50.000 kWh/año e inferior o igual a 100.000 kWh/año	42,31		0,033402
3.4	Consumo superior a 100.000 kWh/año	63,13		0,030905
<b>Tarifas grupo 2 bis (P ≤ 4 bar)</b>				
2.1	Consumo inferior o igual a 500.000 kWh/año	146,17	0,040539	0,022414
2.2	Consumo superior a 500.000 kWh/año e inferior o igual a 5.000.000 kWh/año	149,3	0,041406	0,022907
2.3	Consumo superior a 5.000.000 kWh/año e inferior o igual a 30.000.000 kWh/año		0,053634	0,022844
2.4	Consumo superior a 30.000.000 kWh/año e inferior o igual a 100.000.000 kWh/año		0,051256	0,023025

#### **4.1.2.2.- Fuelóleo**

La actividad de almacenamiento, transporte y distribución de productos petrolíferos en España es realizada principalmente por una empresa, la Compañía Logística de Hidrocarburos (CLH), aunque también, en menor medida, existen otras empresas que cubren alguna parte de estos servicios.

En la **Figura 4.4** se muestra la distribución de oleoductos y gaseoductos en el territorio nacional.



Figura 4.4: Mapa de oleoductos y gaseoductos (La Guía de la Energía)

Para la comunidad autónoma de Andalucía la red de gaseoductos se muestra en la **Figura 4.5:**



Figura 4.5: Red de gaseoductos de Andalucía (La Guía de la Energía)

#### **4.1.3.- Suministro eléctrico**

El suministro de energía eléctrica está garantizado. La línea de proceso diseñada no supone ningún problema, ya que la Refinería en la que irá instalada está dotada de plantas de cogeneración para la producción simultánea de electricidad y vapor de agua, logrando de esta manera la optimización energética de la Refinería y sus instalaciones.

Cepsa cuenta además con el 50% de una central eléctrica de ciclo combinado a gas, con una potencia de 800 MW.

#### **4.1.4.- Agua**

La calidad del agua no será un factor importante en la línea de producción de ciclohexano, puesto que en el proceso de fabricación sólo se utilizará agua de caldera para la refrigeración de los reactores y agua de refrigeración para el condensador de cabeza de la columna de rectificación.

#### **4.1.5.- Condiciones climáticas**

El clima en la provincia de Cádiz es muy variado debido a su posición latitudinal y por las características propias del territorio. La península se encuentra en una zona templada, no teniendo características climáticas homogéneas al ser regiones de mezcla entre zonas de aire cálido y zonas de aire frío.

##### **4.1.5.1.- Temperaturas**

La zona elegida posee un clima que es óptimo para el desarrollo industrial, debido a que no presenta cambios bruscos de temperatura, siendo un clima templado, con una media de (18,2 °C), y al estar situada en el sur de España goza de muchas horas de sol al año, lo que supone una gran ahorro de energía y la posibilidad de desarrollar sistemas de utilización de la energía solar como fuente de energía alternativa.



#### 4.1.5.2.- Vientos

Por sus características de península, bordeada por el Atlántico y Mediterráneo, las condiciones cambiantes son importantes. No obstante, los vientos de España no son difíciles de predecir.

En la **Figura 4.6** se muestran los diversos tipos de viento de la península y las direcciones que toma.



Figura 4.6: Dirección de los diferentes tipos de viento en la península Ibérica  
(Renovart, el sitio del viento)

En el estrecho de Gibraltar, el viento que influye es el levante. Se trata de un viento persistente, algo húmedo y racheado, procedente del este.

España está situada en una zona poco ventosa, en la que las velocidades medias raramente son superiores a los 50 km/h, pero en la que en algunas ocasiones se observan rachas superiores a los 180 km/h.

#### 4.1.5.3.- Precipitaciones

En ciertas zonas del territorio español se registran más precipitaciones que en otras. En la zona elegida para la construcción de la línea de proceso de producción de ciclohexano, los datos de precipitaciones totales (en milímetros) son 759,9 [Instituto Nacional de Estadística].

#### **4.1.6.- Comunicación y transporte**

En este apartado se tienen en cuenta las posibilidades de distribución de los productos obtenidos en la línea de producción. Se trata de un suelo industrial muy bien comunicado, tanto por carretera, como por mar, debido a la cercanía del puerto de Algeciras.

Los productos y el crudo llegan a Refinería fundamentalmente por vía submarina que parte de una monoboya situada en la Bahía de Algeciras, a una milla de la costa, en la que pueden amarrar petroleros hasta 350.000 toneladas de peso muerto (TPM). El ritmo de descarga puede alcanzar hasta 12.000 metros cúbicos por hora.

Existe además un puerto con siete puntos de atraque disponibles para la carga y descarga de productos, más otro terminal que se dedica, en exclusiva, a la actividad de las barcazas que dan suministro de combustibles a los buques que cruzan el estrecho. El tamaño máximo de barco que puede atracar en estas instalaciones es de 175.000 TPM.

#### **4.1.7.- Residuos**

El Campo de Gibraltar es el mayor polo industrial de Andalucía y uno de los más importantes de la Península, aglomera una alta concentración industrial y por ello cuenta con un elevado número de empresas dedicadas a la recogida, transporte, almacenamiento, tratamiento y conversión de residuos.

Los residuos generados por la línea diseñada serán a gran escala los siguientes:

- Corriente gaseosa purgada.
- Agua residual de refrigeración.
- Catalizador (fin de vida útil).

La corriente gaseosa se utilizará como combustible en la propia instalación.

Las aguas residuales procedentes de los distintos servicios de que dispone la línea de proceso se verterán a la red de alcantarillado. Las procedentes de los sistemas de refrigeración se adecuan térmicamente para su posterior vertido.

Los residuos generados (benceno y derivados, Níquel) aparecen contemplados en la lista europea de residuos (LER) catalogados de peligrosos. La **Tabla 4.3** es un resumen de las

empresas autorizadas por la Consejería de Medio Ambiente para la gestión de residuos peligrosos según la Ley 10/1998 de 21 de abril, de Residuos, y por el RD. 833/1988 de 20 de julio, modificado por el RD 952/97 de 20 de junio de Residuos Tóxicos y Peligrosos (excepto art. 50, 51 y 56 derogados por la Ley 10/98) y por el Decreto 283/1995, de 21 de noviembre, por el que se aprueba el reglamento de residuos de la Comunidad Autónoma de Andalucía.

Tabla 4.3:  
Empresas relacionadas con Medio Ambiente  
(Junta de Andalucía, Conserjería de Medio Ambiente)

<b>NOMBRE GESTOR</b>	<b>DIRECCIÓN</b>	<b>TIPO GESTIÓN</b>
EGMASA, (EMPRESA DE GESTION MEDIOAMBIENTAL S.A.)	PARQUE TECNOLÓGICO ISLA DE LA CARTUJA, EDIFICIO EGMASA. JOHAN G. GUTEMBERG 41092 SEVILLA	Estación de transferencia.
CESPA GESTIÓN DE RESIDUOS, S.A.	CIRCUNVALACION DE ATARFE, S/N. 18230. ATARFE (GRANADA) Y POL. LA ESTRELLA.D8-D9. 41100. CORIA DEL RIO (SEVILLA)	Recogida, transporte, almacenamiento y tratamiento
MONTAJES KIUP	FERNANDO EL CATOLICO 10-B 21003 HUELVA	Recogida, transporte, almacenamiento temporal. Tratamiento y recuperación
DELTA S.A. (DESGASIFICACION Y LIMPIEZA DE TANQUES)	DIQUE DE LEVANTE 11007 CADIZ	Estación de transferencia y pretratamiento
BEFESA GESTION DE RESIDUOS INDUSTRIALES, S.L.	APDO. DE CORREOS Nº 20 CTRA. NERVA - EL MADROÑO, KM ,0800, 21670 NERVA-HUELVA	Recogida, transporte, almacenamiento, tratamiento y eliminación de residuos. Descontaminación
SUCCION Y LIMPIEZA DE RESIDUOS, S.L.	C/ TRABAJO, 8 -1ºB 41010-SEVILLA	Recogida y transporte
PUSAMA, S.L.	PGNO. IND. SALINAS DE SAN JOSÉ, C/ CANOA S/N, 11500 EL PUERTO DE SANTA MARIA (CADIZ)	Recogida y transporte.

#### **4.1.8.- Suelo**

##### **4.1.8.1.- Tipo de suelo**

En la provincia de Cádiz pueden distinguirse una serie de regiones naturales que, si bien no separadas entre sí por ningún accidente geográfico, son diferentes por su geología, clima,

suelos, vegetación, etc. Estas regiones o comarcas naturales son: La Serranía de Grazalema, Las Sierras Subbéticas del Norte, Las Sierras y Colinas del Campo de Gibraltar, La Campiña y las Costas. San Roque, en particular, pertenece a la región de Sierras y Colinas del campo de Gibraltar. Dentro de esta región se encuentran distintos tipos de suelos: cambisoles, regosoles, fluvisoles y luvisoles.

Los suelos más frecuentes en la comarca presentan una textura arcillo-limosa y están formados sobre arcillas y margas ricas en elementos finos. Son profundos, de estructura algo grumosa en superficie, pero muy compacta en el resto del perfil, que es muy pesado, casi impermeable, y de drenaje difícil. Son calizos pero no contienen una elevada cantidad de calcio libre; el pH es alcalino y el contenido en materia orgánica aceptable, ya que muchos de estos suelos están dedicados a pastos.

Textura algo menos pesada poseen algunos suelos de Algeciras y San Roque, formados sobre sedimentos limosos o que se encuentran próximos a terrenos del Plioceno. En este caso aparecen margas con areniscas muy finas, poco coherentes, incluso algo sueltas, que mejoran mucho la textura del suelo. El perfil es de estructura grumosa en superficie, de color pardo amarillento, y se hace más claro y más compacto en profundidad donde a veces muestra estructura prismática. La permeabilidad es pequeña y el drenaje malo. El suelo es profundo y se dedica preferentemente a cereales.

#### **4.1.8.2.- Condiciones de drenaje**

Se pueden apreciar en el siguiente gráfico las diferentes zonas del terreno que presenta un buen o pobre drenaje.

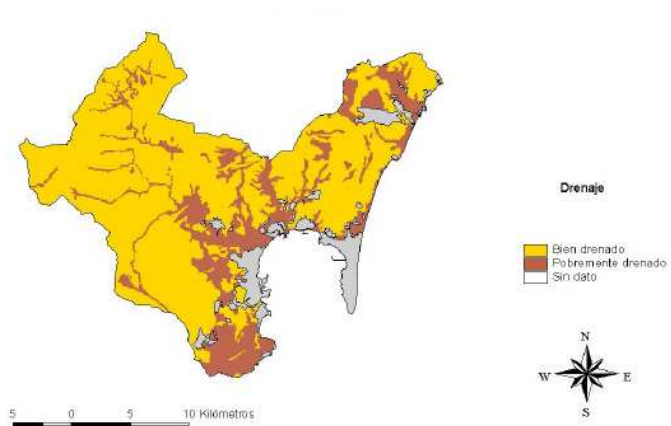


Figura 4.7: Drenaje del terreno en la zona del campo de Gibraltar (Instituto de Recursos Naturales y Agrobiología)

#### 4.1.9.- Mercado del producto

En España, sólo dos empresas fabrican ciclohexano. Su ubicación se muestra en la **Tabla 4.4:**

Tabla 4.4:  
Empresas productoras de ciclohexano en España  
(Directorio de Empresas y Productos Químicos)

<b>EMPRESA</b>	<b>LOCALIZACIÓN</b>
<b>CEPSA</b>	La Rábida (Huelva)
<b>Quality Chemicals S.A.</b>	Esparreguera (Barcelona)

La principal aplicación de este producto es la fabricación de ciclohexanona. Las principales empresas productoras de dicho compuesto en España aparecen en la tabla siguiente:

Tabla 4.5:  
Empresas productoras de ciclohexanona en España  
(Directorio de Empresas y Productos Químicos)

<b>EMPRESA</b>	<b>LOCALIZACIÓN</b>
<b>Cor Química, S.L.</b>	Valdemoro (Madrid)
<b>Quality Chemicals S.A.</b>	Esparreguera (Barcelona)
<b>UBE Corporation Europe,</b>	El Grao (Castellón)

La ubicación de otras empresas que trabajan con ciclohexano de manera minoritaria se puede observar en la **Tabla 4.6:**

Tabla 4.6:  
Empresas minoritarias que emplean ciclohexano en España  
Directorio de Empresas y Productos Químicos

<b>EMPRESA</b>	<b>LOCALIZACIÓN</b>
R. Orts Simo, S.A	Aldaia (Valencia)
Suministros Industriales Martí, S.A	Igualada (Barcelona)
Comercio Godó, S.L	Igualada ( Barcelona)
Unión de disolventes S.A	Gava( Barcelona)
Brenntag Química S.A	Caldas de Rey ( Pontevedra), Dos Hermanas (Sevilla), El Rosario (Tenerife), Getafe, Llanera (Asturias), Massalfassar (Valencia), Polinya ( Barcelona)
Villarán Química, S.A	Paterna(Valencia)
Exxon Mobil Chemical Ibérica, División de Esso Española, S.L	Madrid
Dow Chemical Ibérica S.A.	Tarragona
Hoechst Ibérica ,S.A.	Reus y Tarragona

De forma complementaria se adjunta la **Tabla 4.7**, en la cual se recoge el emplazamiento de empresas españolas que distribuyen, fabrican o manipulan productos finales (fibras y resinas de Nylon) cuyo producto de partida es el ciclohexano.

Tabla 4.7:  
Empresas relacionadas con productos finales del ciclohexano en España  
(Directorio de Empresas y Productos Químicos)

<b>EMPRESA</b>	<b>LOCALIZACIÓN</b>
Poliseda, S.L	Alcalá de Henares (Madrid)
Nurel, S.A	Zaragoza
Repol, S.L	Almazora (Castellón)
Residesa, S.L	Barcelona
Solvay Benvic Ibérica, S.A	Montornès del Valles( Barcelona)
Solvay Fluor Ibérica, S.A	Barcelona
Nylstar, S.A	Blanes( Barcelona)
ICOA, S.A	Vizcaya, Valencia, Castellón
Cléber Industrial, S.A	Zaragoza
Residesa, S.L	Barcelona
BASF Española, S.A	La Canoja (Tarragona)
Poliamidas Barbastro	Barbastro( Huesca)
Plásticos Lutesor	Sant Frutos de Bages (Barcelona)
Du Pont Ibérica, S.L	Barcelona
Ferro Spain, S.A	Almazora (Castellón)

Para el caso de ciclohexano, los principales países importadores de esta sustancia se muestran en la **Tabla 4.8**:

Tabla 4.8:  
Países importadores de ciclohexano  
Fuente: Directorio de Empresas y Productos Químicos

<b>PAÍS</b>	<b>CUOTA MUNDIAL (%)</b>
Bélgica	31,3
Estados Unidos	15,3
Francia	15,1
Países Bajos	9,6
Canadá	5,3
México	4,7
Tailandia	3,2
Alemania	2,1
Singapur	1,4
Resto o Sin determinar	12,1

## **4.2.- Distribución en planta**

A continuación se listan los equipos y unidades de proceso que presenta la línea de producción de ciclohexano.

- Depósitos de almacenamiento de benceno.
- Depósitos de almacenamiento de ciclohexano.
- Intercambiador de calor IC-01.
- Intercambiador de calor IC-02.
- Reactor multitubular de lecho catalítico R-01.
- Reactor multitubular de lecho catalítico R-02.
- Condensador CD-01.
- Separador de fases gas-líquido SP-01.
- Intercambiador de calor IC-03.
- Columna de rectificación T-01.
- Condensador CD-02.
- Separador gas-líquido SP-02.
- Reboiler inundado IC-04.
- Bombas y compresores.
- Depósito acumulador de bomba.

Para la disposición de los equipos en la línea de proceso se tendrá en cuenta la separación mínima entre equipos de proceso de acuerdo con la tabla siguiente, según especificaciones de Refinería Cepsa ESP-0200-1. Las distancias a las que se hace referencia en los siguientes apartados son horizontales e implica que ningún punto del borde del equipo podrá estar a menos de esa distancia de cualquier punto del borde de cualquier otro equipo.

Tabla 4.9:  
Disposición de equipos en planta  
(Especificaciones de Refinería Cepsa ESP-0200-1)

<b>DISTANCIA EN METROS</b>	<b>Compresores</b>	<b>Reactores y Recipientes</b>	<b>Intercambiadores de tubos</b>	<b>Aerorefrigerantes</b>	<b>Bombas</b>
<b>Compresores</b>	3				
<b>Reactores y Recipientes</b>	9	(*)			
<b>Intercambiadores de calor</b>	9	(*)	1,5		
<b>Aerorefrigerantes</b>	9	6	4,5	NM	
<b>Bombas</b>	9	3	3	3	2

NM: No se requiere distancia mínima.

Notas:

(\*): Para diámetros de equipo inferiores a 3 metros estarán como mínimo a 2,5 metros de cualquier otro equipo. Para diámetros entre 3 y 5 metros estarán como mínimo a 3 metros de cualquier otro equipo. Y para diámetros superiores a 5 metros estarán como mínimo a 4 metros de cualquier otro equipo.

Con respecto a los tanques de almacenamiento, según especificaciones de Refinería, la distancia mínima entre tanques adyacentes dentro del área de procesos será como mínimo la del diámetro del mayor de ellos. La distancia a cualquier otro equipo de procesos será como mínimo de 9 metros. La distancia mínima desde la envolvente de un tanque al muro del cubeto será como mínimo la mitad del diámetro del tanque.



## **CAPÍTULO 5: MATERIAS PRIMAS Y PRODUCTOS**

### **5.1.- Introducción**

En este apartado se procede a la caracterización de las materias primas de la línea de proceso de producción de ciclohexano, así como de la descripción del producto principal o producto producido.

Además se exponen las características físicas y químicas del catalizador empleado en los reactores, así como las propiedades del material que se emplea para el aislamiento térmico de los equipos y tuberías que conforman la línea de proceso.

Por último se describen las características más importantes de las líneas de servicios generales: vapor de alta presión, agua de condensación, agua de la red de calderas y suministro eléctrico.

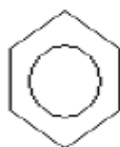
### **5.2.- Materias Primas**

Con respecto a las materias primas necesarias para la fabricación de ciclohexano en la línea de proceso diseñada son benceno e hidrógeno. Se requiere esta materia prima tan pura como sea posible, sin embargo, estos reactivos llegan a Refinería con un porcentaje de tolueno y metano, respectivamente.

#### **5.2.1.- Benceno**

Fórmula Química:  $C_6H_6$

Estructura Química:



### **5.2.1.1.- Propiedades físicas y químicas**

El benceno es un líquido incoloro e inflamable, de amplia utilización como disolvente y como reactivo en operaciones industriales. Es prácticamente insoluble en agua, pero completamente soluble en alcohol, éter y numerosos líquidos orgánicos.

A continuación se presentan las principales propiedades del benceno.

Tabla 5.1:  
Propiedades del benceno (Wittcoff, H. A, 1996)

<b>PROPIEDAD</b>	<b>VALOR</b>
Peso molecular	78,1 g·mol <sup>-1</sup>
Presión de vapor a 20 °C	10000 Pa
Presión crítica	48,9 bar
Densidad a 20 °C	879,4 kg·m <sup>-3</sup>
Densidad relativa de vapor (aire=1)	2,7
Solubilidad en agua a 25 °C	0,18 g·ml <sup>-1</sup>
Punto de ebullición	80 °C
Punto de fusión	5,5 °C
Temperatura crítica	26,6 °C
Calor de fusión	9,95 kJ·mol <sup>-1</sup>
Calor de vaporización	30,72 kJ·mol <sup>-1</sup>
Calor de combustión	-3275,3 kJ·mol <sup>-1</sup>
Calor de formación	82,93 kJ·mol <sup>-1</sup>

El benceno es térmicamente estable y su formación está, cinética y termodinámicamente favorecida a temperaturas de 773 K o mayores. Requiere por lo tanto temperaturas elevadas para su descomposición térmica o para que se lleven a cabo reacciones de condensación o deshidrogenación.

### **5.2.1.2.- Usos**

Este compuesto aromático es ampliamente utilizado como disolvente, si bien por sus características carcinogénicas, el benceno está explícitamente prohibido en muchas formulaciones, existiendo algunos reparos en cuanto al tolueno y ciertas prevenciones respecto a los xilenos. De hecho, se está verificando una paulatina reducción de la demanda, más o menos acusada en los sectores de las pinturas, los adhesivos, los productos fitosanitarios, que hace unos años lo empleaban masivamente.

Se considera que la demanda del benceno tiene la siguiente estructura:

- Etilbenceno: destinado a la fabricación de estireno.
- Cumeno: producto intermedio obtenido por preparación del benceno con propileno, que mayoritariamente termina como fenol, materia prima de las resinas fenólicas, del bifenol y sus resinas derivadas (poliésteres, epoxi, policarbonatos y polisulfonas), además de la caprolactama (precursora del nylon 6) a través de la ciclohexanona y otros múltiples productos químicos orgánicos como, por ejemplo, los alquilfenol etoxilados, usados como agente emulgente y tensioactivos.
- Ciclohexano: obtenido por hidrogenación del benceno para dar ácido adípico y caprolactama, ambas materias primas de las poliamidas 6,6 y 6, respectivamente.
- Otros derivados minoritarios, entre los que destacan el nitrobenceno y su derivado la anilina, y el derivado de ésta el MDI (difenilmetanodiiisociano), además de los dinitrobencenos, de los que derivan la iso- y la para-fenilamina.
- Los ácidos alquilbencenosulfónicos: base de los detergentes LAS (“linear alkylbenzenesulfonates”).

### ***5.2.1.3.- Procesos de fabricación***

El benceno es un componente natural del petróleo, sin embargo, no puede ser separado del crudo por una simple destilación, ya que forma azeótropo con otros hidrocarburos. La recuperación de benceno es más económica si la fracción de petróleo está sujeta a un proceso catalítico o térmico que incremente la concentración de dicho hidrocarburo.

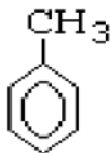
El benceno que procede del petróleo es industrialmente producido por reformado y separación, y desalquilación térmica o catalítica de tolueno. La cantidad de benceno recuperado por reformado es normalmente mayor que el obtenido a través de las técnicas de extracción.

Otros procesos de obtención de benceno son el craqueo de nafta pesada o hidrocarburos ligeros como el propano o butano, con los que se consigue un producto rico en aromáticos, los cuales contienen un 65% de aromáticos, 50% del cual es benceno.

### 5.2.2.- Tolueno

Fórmula Química:  $C_6H_5CH_3$ ,

Estructura Química:



#### 5.2.2.1.- Propiedades físicas y químicas

A temperatura y presiones ordinarias, el tolueno es un líquido incoloro, inflamable de viscosidad baja con un olor similar a los disolventes de pintura. Se caracteriza por ser miscible con la mayoría de disolventes orgánicos, por ejemplo alcoholes, éteres, cetonas, fenoles, ésteres y clorohidrocarburos, aunque prácticamente inmisible en agua.

En la siguiente tabla aparecen las propiedades físicas más importantes de este compuesto químico.

Tabla 5.2:  
Propiedades del tolueno (Wittcoff, H. A, 1996)

PROPIEDADES	VALOR
Peso molecular	92,1 g·mol <sup>-1</sup>
Punto de ebullición	111 °C
Punto de fusión	-95 °C
Temperatura crítica	321 °C
Punto de inflamación	4 °C
Temperatura de autoignición	480 °C
Densidad a 20 °C	0,87 g·ml <sup>-1</sup>
Densidad relativa del gas (aire=1 g·ml <sup>-1</sup> )	3,2 g·ml <sup>-1</sup>
Densidad relativa de la mezcla vapor/aire a 20 °C (aire 1 g·ml <sup>-1</sup> )	1,06 g·ml <sup>-1</sup>
Solubilidad en agua	Ninguna
Presión de vapor (a 20 °C)	2.900 Pa
Presión crítica	41,3 bar
Calor de vaporización	38,01 kJ·mol <sup>-1</sup>
Calor de combustión	3910,3 kJ·mol <sup>-1</sup>
Calor de formación	50,0 kJ·mol <sup>-1</sup>

En condiciones normales es estable. Con oxidantes fuertes, el grupo metilo es oxidado pasando por productos intermedios como el alcohol bencílico y el benzaldehído para dar,

finalmente, ácido benzoico. La misma reacción se puede llevar a cabo de forma catalítica con oxígeno como oxidante o mediante óxidos de nitrógeno en fase vapor.

Además, el grupo metilo puede ser atacado por reactivos radicalarios como el bromo. Esta sustitución en el grupo alquilo es favorecida por irradiación y elevadas temperaturas.

#### **5.2.2.2.- Usos**

El tolueno tiene mucha menor demanda que el resto de compuestos aromáticos, por lo que se transforma en benceno y xilenos por hidrodesalquilación y transalquilación. Además se utiliza como materia prima alternativa para la producción de caprolactama vía ácido benzoico.

Como componente de la gasolina, el uso del tolueno está decreciendo. El tolueno forma parte de numerosos procesos industriales importantes. La hidrogenación de tolueno produce metilciclohexano, un disolvente de grasas, aceites y caucho. El trinitrotolueno [TNT,  $\text{CH}_3\text{C}_6\text{H}_2(\text{NO}_2)_3$ ] es el mayor componente de numerosos explosivos. La producción de trinitrotolueno requiere la nitración completa del tolueno, que puede ser utilizado para el uso de ácido nítrico.

Al igual que el benceno, el tolueno proporciona gran variedad de compuestos químicos. El tolueno es una fuente alternativa para la obtención de isómeros de xilenos, especialmente p-xilenos.

El tolueno también interviene en la síntesis de ácido benzoico, ingrediente esencial en la producción de fenol.

#### **5.2.2.3.- Procesos de fabricación**

Con respecto a su síntesis, el tolueno existe en forma natural en el petróleo crudo.

Generalmente, el tolueno es producido junto con benceno, xilenos y aromáticos de la serie C9 mediante reformado catalítico de naftas de entre C6-C9. El producto reformado es extraído para separar la mezcla de benceno, tolueno, xileno y aromático C9, los cuales son luego separados mediante fraccionamiento.

La principal fuente de tolueno es el reformado catalítico de corrientes de refinería. Esta fuente supone un 79% del total del tolueno producido. Además, sobre 16% es separado por

pirólisis de la gasolina producida en craqueo durante la manufactura de etileno y propileno. Además sobre el 1% de tolueno es recuperado como subproducto en la generación de estireno y 4% es obtenido del alquitrán.

Las reacciones que tienen lugar en el reformado catalítico para separar los productos aromáticos son la deshidrogenación o aromatización de ciclohexanos, deshidrogenación de ciclopentanos, y la ciclodeshidrogenación de parafinas.

### **5.2.3.- Hidrógeno**

Fórmula química:  $H_2$

Estructura:           H-H

En la naturaleza, se generó como el “gas de la gran explosión” que dio lugar al origen del Universo.

#### ***5.2.3.1.- Propiedades físicas y químicas***

El hidrógeno es el elemento más abundante en el Universo, formando parte del gas interestelar, y sin embargo, en la Tierra rara vez se encuentra en estado libre, es necesario obtenerlo empleando algún tipo de energía primaria. En este sentido, debe de ser considerado como “un portador de energía” al igual que sucede con la energía eléctrica: ambos proceden de una fuente de energía primaria y son limpios en el punto de consumo.

El hidrógeno se encuentra mayoritariamente en la naturaleza en forma molecular formando parte de gases, de la molécula de agua y de multitud de compuestos orgánicos. Este hecho se debe fundamentalmente, a su elevada reactividad prácticamente en cualquier entorno.

Se trata del elemento más ligero y su minúsculo tamaño le permite situarse dentro de cualquier átomo o tipo de enlace destacando dentro de este último su tendencia a formar puentes de hidrógeno.

Entre algunas de sus propiedades más relevantes, se destacan las siguientes:

Tabla 5.3:  
Propiedades del Hidrógeno molecular (Wittcoff, H. A, 1996)

<b>PROPIEDAD</b>	<b>VALOR</b>
Peso molecular	2,016 gmol
Presión de vapor ( medida a 23 K)	209 Pa
Presión crítica	1316900 Pa
Temperatura crítica	33,2 K
Densidad	2,447 kg·m <sup>-3</sup>
Densidad relativa del vapor (respecto al aire=1)	0,07 kg·m <sup>-3</sup>
Solubilidad en agua (medida a 293,15 K)	1,7 mg·l <sup>-1</sup>
Punto de ebullición	20,268 K
Punto de fusión	14,025 K
Calor de fusión	0,11736 kJ·mol <sup>-1</sup>
Calor de vaporización	0,904 kJ·mol <sup>-1</sup>
Calor de combustión	-285,84 kJ·mol <sup>-1</sup>
Calor de formación	0 kJ·mol <sup>-1</sup>

#### **5.2.3.2.- Usos**

El hidrógeno puede emplearse dentro de dos vertientes bien diferenciadas:

1. En los procesos de obtención de productos industriales tales como la síntesis de amoniaco y fundamentalmente en las instalaciones de una refinería. En esta última, además, hay que distinguir entre el consumo de hidrógeno en reacciones propiamente dichas y el de aportación a las unidades como materia prima de proceso.
2. El papel del hidrógeno como fuente de energía alternativa y renovable, tanto por medio de una conversión directa de su energía química en electricidad a través de la pila combustible, como la combustión directa en motores alternativos o turbinas de gas. En este sentido, está previsto que se convierta en uno de los posibles sustitutos de los combustibles fósiles en el sector transporte.

#### **5.2.3.3.- Procesos de fabricación**

Dentro de los procesos para la síntesis del hidrógeno, también es preciso distinguir entre dos categorías en base a la naturaleza de la materia prima: procesos químicos de obtención basados en combustibles fósiles y aquellos que emplean como punto de partida alguna fuente de energía renovable.

En el primer grupo, se destacan los siguientes procesos:

- Reformado del metano, obteniéndose el llamado “gas de síntesis” (CO e H<sub>2</sub>).
- Reformado con vapor de agua.
- Reformado autotérmico
- Oxidación parcial catalítica del metano, siendo este método más rápido que el reformado simple.
- Gasificación del carbón mineral a altas temperaturas.
- Pirólisis.

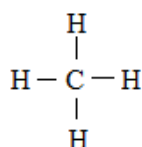
En un segundo grupo, se incluyen:

- Electrolisis de la molécula de agua.
- Gasificación a alta temperatura de la lignina contenido en la biomasa.
- Procesos de fermentación de diversa naturaleza: fermentaciones biológicas, bacterianas o procesos de descomposición por medio de la acción de algas.
- Métodos basados en la energía solar de alta temperatura que son sistemas centralizados y de gran capacidad de producción.
- Métodos basados en la energía nuclear, los cuales comparten sus procedimientos con los de la energía solar de alta temperatura.

#### **5.2.4.- Metano**

Fórmula Química: CH<sub>4</sub>

Estructura:



##### **5.2.4.1.- Propiedades físicas y químicas**

El metano es el hidrocarburo más sencillo presente en la naturaleza. Éste se encuentra formando parte mayoritaria del gas natural y en el crudo de petróleo en distintas proporciones dependiendo de la naturaleza del mismo.



Desde el punto de vista estructural es una molécula cuyos enlaces C-H están dirigidos hacia los vértices de un tetraedro regular, y debido a la debilidad de estos enlaces este compuesto se presenta en fase gaseosa en condiciones ambientales.

Dentro de las propiedades físicas y químicas de este compuesto, cabe destacar aquellas que permiten definirlo dentro de un proceso:

Tabla 5.4:  
Propiedades del Metano (Wittcoff, Harold A.,1996)

<b>PROPIEDAD</b>	<b>VALOR</b>
Peso molecular	16,04 gmol
Presión crítica	1327030 Pa
Temperatura crítica	190,6 K
Densidad	0,717 kg·m <sup>-3</sup>
Densidad relativa del vapor (con respecto al aire)	0,6 kg·m <sup>-3</sup>
Solubilidad en agua (medida a 293,15 K)	3,3 mg·l <sup>-1</sup>
Punto de ebullición	111 K
Punto de fusión	90,5 K
Calor de fusión	1,1 kJ·mol <sup>-1</sup>
Calor de vaporización	8,179 kJ·mol <sup>-1</sup>
Calor de combustión	-890,36 kJ·mol <sup>-1</sup>
Calor de formación	-74,85 kJ·mol <sup>-1</sup>

#### **5.2.4.2.- Usos**

La aplicación principal del metano como tal está destinada a la obtención de productos de gran interés en la industria petroquímica destacando los derivados halogenados, dentro de los cuales se enmarcan el cianuro de hidrógeno, metanos clorados, acetileno y gas de síntesis, compuesto este último por una mezcla de hidrógeno y monóxido de carbono.

Si se considera el metano como constituyente mayoritario del Gas Natural se puede afirmar entonces que éste tendrá también las mismas aplicaciones a las que se destina este último, destacando su uso como combustible.

#### **5.2.4.3.- Proceso de Fabricación**

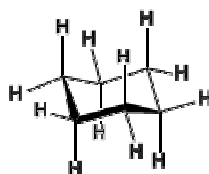
Una buena parte del metano que se produce en la actualidad procede del Gas Natural, aunque también puede sintetizarse a través de los gases de refinería obtenidos por medio de un proceso de destilación del petróleo donde se separan las distintas fracciones contenidas en el

crudo. Siendo así, la primera fracción y la más volátil está compuesta por el metano y homólogos superiores al mismo y se asemeja al Gas Natural.

### 5.3.- Producto principal: Ciclohexano

Fórmula Química:  $C_6H_{12}$

Estructura Química:



#### 5.3.1.- Propiedades físicas y químicas

El ciclohexano es un líquido incoloro y transparente. Es altamente inflamable, de olor penetrante similar al del petróleo.

A continuación se destacan las propiedades más importantes del compuesto:

Tabla 5.5:  
Propiedades del ciclohexano (Wittcoff, Harold A., 1996)

PROPIEDADES	VALOR
Peso molecular	84,18 g·mol <sup>-1</sup>
Punto de ebullición	80,7°C
Punto de fusión	6,47°C
Temperatura crítica	280°C
Punto de inflamación	-18°C
Temperatura de autoignición	260°C
Densidad a 20°C	0,778 kg·m <sup>-3</sup>
Solubilidad en agua	Insoluble
Presión de vapor a 20°C	12,7 kPa
Presión crítica	40,73 bar
Calor de vaporización	778,4 kJ·kg <sup>-1</sup>
Calor de combustión	3,922·10 <sup>6</sup> J·mol <sup>-1</sup>
Calor de formación	-123,22·10 <sup>3</sup> J·mol <sup>-1</sup>

El ciclohexano normalmente es estable aún bajo exposiciones al fuego. Se trata de un compuesto insoluble en agua.

### **5.3.2.- Usos**

Alrededor del 98% del ciclohexano producido es empleado para la fabricación de intermedios de nylon: ácido adípico, caprolactama, y hexametildiamina, los dos primeros consumen alrededor del 95%. El primero de los intermedios se utiliza para la elaboración de nylon 6.6, mientras que el segundo de ellos es un monómero del nylon 6.

Además suele emplearse para remover pinturas, como solvente para lacas y resinas y en la fabricación de materiales orgánicos.

Cantidades menores de ciclohexano son destinadas a su uso como disolvente y como agente químico intermedio.

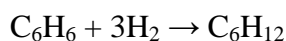
El ciclohexano se emplea para obtener, por oxidación catalítica con aire, ciclohexanol y ciclohexanona, que son materias primas para la obtención, además de Nylon, de resinas poliéster y poliuretanos.

El crecimiento del consumo de ciclohexano es estimado alrededor del 2-3% anual.

### **5.3.3.- Procesos de fabricación**

El ciclohexano se obtiene mediante dos procesos principales: la hidrogenación del benceno y el reformado catalítico de la fracción de nafta del petróleo.

La hidrogenación del benceno se realiza mediante fase líquida o vapor con catalizador de níquel o platino a 210 °C y entre 300 y 500 psi de presión. La reacción que se produce es la siguiente:



Normalmente se usan varios reactores en serie, obteniéndose conversiones de hasta el 99,9% de ciclohexano.

No obstante, todos estos procesos ya han sido explicados con detalle anteriormente (véase Capítulo 3).

## **5.4.- Catalizador**

La elección del catalizador más adecuado para el sistema de reacción descrito en el presente Proyecto Fin de Carrera, se basa tanto en consideraciones de índole técnica como económica. Desde el punto de vista técnico, se debe tener en cuenta que el comportamiento del sistema influye en las dimensiones de la partícula catalítica, por lo que se va a considerar aquellas que tienen un diámetro de 2-5 mm, aconsejadas para trabajar en el caso de que el sistema de reacción se comporte como un lecho inmovilizado.

Desde el punto de vista económico, se descarta el uso de catalizadores compuestos por metales nobles, y se elige un sistema que emplea como metal activo el Níquel, hecho que presenta dos ventajas fundamentales: la principal es que permite alcanzar un alto índice de efectividad en un proceso que resultará más rentable, y la segunda de las razones atañe a las condiciones de operación, ya que los catalizadores de Níquel impiden la aparición de la reacción secundaria de isomerización de ciclohexano a metilciclopentano incluso trabajando a 250 °C.

Siguiendo con las consideraciones económicas, la superficie disponible para la reacción es un aspecto relevante a tener en cuenta, puesto que dicha reacción ocurrirá en los poros del sólido. Para el caso que se aplica, se opta por un catalizador de elevada superficie específica, compensando el coste del producto con un consumo menor del mismo para alcanzar el grado de conversión deseado. Además, un punto más a favor para elegir este tipo de superficie específica reside en un mayor beneficio operativo con respecto a superficies inferiores.

Considerando estas razones, el catalizador que se va a emplear, HTC-400, pertenece a la familia de catalizadores denominados HTC, especialmente recomendados para las reacciones de hidrogenación a nivel industrial, debido principalmente a que:

- Han alcanzado un rotundo éxito en la conversión de benceno a ciclohexano.
- Son capaces de duplicar la vida útil del catalizador comparado con otros usados en la misma reacción.
- Pueden operar a temperaturas superiores, reduciendo la posibilidad de que aparezcan reacciones secundarias indeseadas, es decir, aumentan la selectividad del sistema de reacción.
- La velocidad espacial puede llegar a ser hasta 1,5 veces mayor con respecto a catalizadores convencionales.

El catalizador HTC-400 seleccionado presenta estructura de tríflebo y las siguientes especificaciones técnicas:

Tabla 5.6:  
Propiedades específicas del catalizador HTC-400  
(Johnson Matthey catalizadores)

<b>PROPIEDAD</b>	<b>VALOR</b>
Composición (% en peso)	16% Ni, 84% Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>
Densidad	2702,7 kg·m <sup>-3</sup>
Diámetro de partícula	2,5 mm
Superficie específica	7000 m <sup>2</sup> ·kg <sup>-1</sup>
Longitud partícula	8 mm

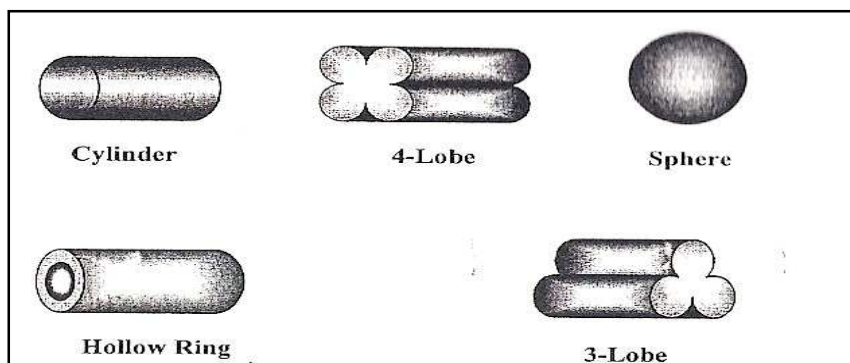


Figura 5.1: Morfología de los principales catalizadores para hidrogenación  
(David S. Jones, Peter R. Pujadó, 2006)

## 5.5.- Material de aislamiento

Para el aislamiento de los equipos que operan a temperatura elevada y tuberías que transportan fluidos a temperatura excesivas (mayor a 65 °C) se hace imprescindible un material de aislamiento para el recubrimiento de la superficie exterior.

El material de aislamiento que se elige es lana de roca, ya que es un producto especialmente indicado para los aislamientos térmicos en la industria (altas temperaturas).

La lana de roca se obtiene a partir de rocas basálticas. Este mineral se funde y se convierte en fibras, para posteriormente transformarse en un componente cuya estética recuerda a la lana. Se trata de un producto aislante constituido por un entrelazado de filamentos de materiales pétreos que forman un fieltro que mantiene entre ellos aire en estado

inmóvil. Esta estructura permite obtener productos muy ligeros que por su peculiar configuración, ofrecen elevados niveles de protección frente al calor, el ruido y el fuego. Están reconocidas internacionalmente como aislantes acústicos, por su estructura flexible, y térmicos, por el entrelazado que mantiene el aire inmóvil, siendo, además, incombustibles, dado su origen inorgánico.

Además de sus importantes propiedades como aislante, su escaso peso y su fácil maniobrabilidad, hacen de la lana de roca el material más apropiado para el aislamiento de los equipos y del sistema de tuberías de la línea de proceso de producción diseñada.

## **5.6.- Servicios generales**

Además de la materia prima requerida para llevar a cabo el proceso de hidrogenación del ciclohexano, así como la presencia de catalizador en las unidades de reacción y el propio material de aislamiento, el proceso demanda otros servicios que son suministrados directamente por la Refinería, siendo esenciales para su correcto funcionamiento. Estos servicios y sus especificaciones se describen a continuación. Debe tenerse en cuenta que las especificaciones de los servicios no son impuestas por el propio proceso, sino que se trata de bienes proporcionados por la Refinería de Cepsa Gibraltar-San Roque y sus valores son frutos de las condiciones alcanzadas en los procesos en los cuales estos recursos se producen.

### **5.6.1.- Vapor de agua de alta presión**

El uso de éste se requiere en el calderín, equipo auxiliar de la columna de rectificación. Se consume a razón de  $936 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . Este vapor es suministrado por Refinería a una presión de 46,09 bar y 260 °C.

### **5.6.2.- Agua de la red interna de condensación**

Se emplea en el condensador de cabeza de la columna de destilación con un consumo de  $2,61 \cdot 10^4 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ . Es suministrada por Refinería a 21 °C y presión atmosférica.

### **5.6.3.- Agua de calderas**

El agua que se emplea en la red de calderas de la Refinería para producir el vapor de calefacción, es la que se utiliza como fluido refrigerante en los reactores debido a que es posible calentarla a mayores temperaturas que en el caso del agua de condensación de equipos debido a su mayor calidad. Se encuentra a 30 °C y presión atmosférica.

### **5.6.4.- Electricidad**

Es necesaria para el funcionamiento de todas las unidades, sistemas de alumbrado así como equipos de impulsión y otros muchos servicios. Refinería puede suministrar la electricidad requerida por las unidades de proceso, equipos auxiliares y demás elementos que requieran de este recurso para su funcionamiento.

## **CAPÍTULO 6: CRITERIOS DE DISEÑO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS**

### **6.1.- Criterios de diseño de equipos de transferencia de calor**

#### **6.1.1.- Intercambiadores de calor**

Se emplean ampliamente en la industria química y petroquímica para situar las distintas corrientes de fluido a su nivel térmico adecuado y además para conseguir el máximo ahorro de energía posible. Para ello se integran las distintas corrientes de fluido entre sí enlazando corrientes a calentar con corrientes a enfriar, de modo que el consumo de energía adicional sea mínimo.

Los factores principales a tener en cuenta en la elección de un tipo dado de intercambiador para un servicio concreto son los siguientes:

- Temperaturas de trabajo, y estado de los fluidos.
- Presiones de las corrientes y pérdidas de presión admisibles.
- Caudales de los fluidos.
- Posibilidades de ensuciamiento del aparato.
- Acción corrosiva de los fluidos.
- Espacio disponible para la instalación.
- Factor económico.

Los intercambiadores de calor más utilizados en la industria son los siguientes:

- **Intercambiadores de calor de doble tubo:**

Las ventajas de estos intercambiadores son las que siguen:

- Fáciles de desmontar.
- Operando en contracorriente se obtienen altos rendimientos.

Entre sus inconvenientes se encuentran:

- Riesgos de fugas en los empalmes.
- Flexión del tubo interior, si es demasiado largo.
- Superficies de transferencia pequeña en relación con el volumen global del aparato, como consecuencia del radio mínimo de los codos, que limita la aproximación de los tubos.



El empleo de estos intercambiadores está limitado a productos de pequeño caudal.

- **Intercambiadores de calor de carcasa y tubos:** es el intercambiador de calor más empleado en la industria química. Este tipo de intercambiadores están compuestos por una carcasa cilíndrica en cuyo interior se dispone un haz de tubos de pequeño diámetro, paralelamente al eje del cilindro, un fluido se hace circular por el interior de los tubos, mientras que el segundo fluido circula por el interior de la carcasa bañando los tubos del haz por su parte exterior. En los extremos del haz de tubos se disponen cabezales del intercambiador que, mediante unas placas apropiadamente dispuestas, obligan al fluido que circula por el interior de los tubos a recorrer un camino sinuoso por el haz de tubos. Asimismo, diversos tabiques deflectores colocados en la carcasa hacen que el fluido externo circule en dirección lo más perpendicular posible al haz de tubos, mejorándose la transmisión de calor. Es corriente encontrar intercambiadores de calor de 2,4,8, etc., pasos de tubos. De la misma manera existe la posibilidad de diseñarlos con varios pasos de carcasa.

Estos intercambiadores son los más extendidos, ya que presentan una gran facilidad de limpieza y mantenimiento, así como una gran superficie de transferencia. Son idóneos para intercambio de calor de productos de elevado caudal.

- **Intercambiadores de calor de placas:** Su diseño está basado en sustituir las superficies tubulares por superficies planas con ciertas rugosidades.

Estos intercambiadores presentan ventajas frente a los demás como, por ejemplo:

- Tienen mayor tasa de transferencia de calor.
- Producen menos ensuciamiento.
- Son más fáciles de limpiar.
- Son de más fácil mantenimiento.
- Ocupan menos espacio.

Entre las desventajas, destacar:

- La elección de los fluidos está limitada por la resistencia química de las placas y las juntas, así como por la temperatura de trabajo. El intervalo de temperatura de trabajo para este tipo de intercambiadores es de 25-150 °C.
- El intervalo de presión en los conductos o aberturas de las placas, limitan el caudal que fluye a través de ellas.
- Son muy caros.

#### **6.1.1.1.- Elección del tipo de intercambiador**

De acuerdo con la información dada en el apartado anterior, el empleo de un intercambiador de placas es desaconsejable debido a que:

- El intervalo de temperatura de trabajo en la línea de proceso (hasta los 227 °C) es superior al de operación de este intercambiador (25-150 °C).
- Produce elevadas pérdidas de carga.
- La máxima presión de trabajo para este tipo de intercambiador es de 16,64 kg/m<sup>2</sup> y en este proceso de producción se opera a presiones mayores, por lo se descarta la posibilidad de utilizar un intercambiador de placas.
- Elevado precio de este intercambiador.

En cuanto al intercambiador de doble tubo tampoco es aconsejable ya que:

- Presenta superficies de transferencia de calor muy pequeñas.
- El riesgo de fugas que implican, no son adecuados para esta instalación, debido a la presencia del benceno, compuesto tóxico.

Por todo esto, en el presente Proyecto se diseñan intercambiadores de calor de contracorriente del tipo carcasa y tubos, dado su facilidad de limpieza y mantenimiento, así como por su elevada superficie de transferencia. Esta elección está basada, además, en las condiciones y propiedades físicas del proceso, puesto que las corrientes a enfriar y calentar presentan un caudal muy alto con un calor a intercambiar elevado. Todo esto hace de este tipo de equipos de intercambio de calor los más adecuados para las necesidades térmicas que se requieren. Añadir que este tipo de cambiadores son muy eficaces y frecuentísimos en la industria, por lo que será más fácil encontrar un proveedor de este equipo.

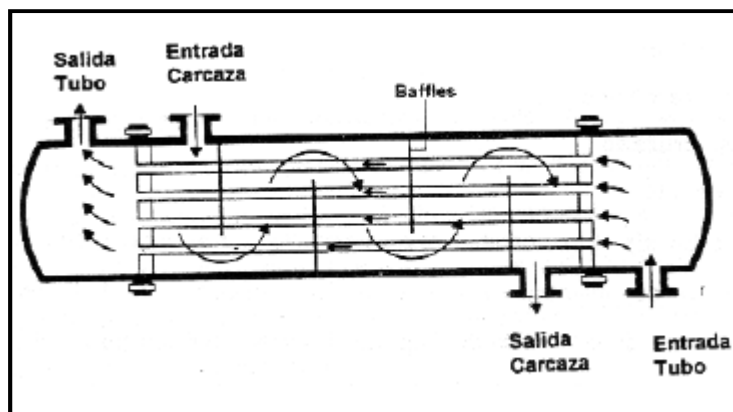


Figura 6.1: Intercambiador de carcasa y tubos  
(Mc Cabe, Smith y Harriot, 2007)

El tipo de intercambiador elegido como equipo auxiliar de la torre, calderín, es un cambiador de calor de contracorriente de coraza y tubos, por ser los más extendidos en la industria química, debido a su gran versatilidad, disponibilidad y posibilidad de mantenimiento, además de ser capaces de operar en un amplio intervalo de temperaturas y presiones.

El calderín también llamado rehervidor es un intercambiador de calor que conectado a la base de la columna proporciona el calor necesario para devolver el vapor al fondo de la columna y permitir así que se lleve a cabo la destilación.

El rehervidor utilizado es de tipo Kettle, en el cual, el fluido de calentamiento circula por la coraza, mientras que la vaporización ocurre por el interior de los tubos. Estos equipos poseen un espacio extra entre la coraza donde se produce la separación del líquido y del vapor de manera que retorna a la columna vapor puro y el líquido que se encuentra en equilibrio sale del rehervidor como producto de fondo.

Las ventajas que posee este intercambiador son:

1. Fácil de mantener.
2. Fácil de controlar.
3. No hay límite en la carga de vapor.

### **6.1.1.2.- Normativa y código de diseño del intercambiador de calor de coraza y tubos**

El código seguido en este Proyecto para el diseño de los intercambiadores de calor es el ASME (American Society of Mechanical Engineers) Boiler and Pressure Vessels Code), y en particular, la Sección VIII relativa a recipientes a presión (División 1), la cual establece las normas mínimas de construcción. Para el diseño de los tubos, el código remite a la norma ANSI B31.3.

Las normas TEMA (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association) especifican las características mecánicas y térmicas correspondientes a las diversas condiciones de funcionamiento. Concretamente, esta norma sirve para complementar y definir el código ASME para todas las aplicaciones de intercambio de calor de tipo de coraza y tubos.

Los intercambiadores de calor de carcasa y tubos se pueden nombrar mediante tres letras, según TEMA:

- La primera letra indica el tipo de cabezal estacionario. Los tipos A (canal y cubierta desmontable) y B (casquete) son los más empleados.
- La segunda letra se refiere a la carcasa. La carcasa tipo E, de un solo paso, es la más común. La carcasa F se utiliza normalmente cuando no es posible un único paso por carcasa debido a las diferencias de temperaturas entre el casco y los tubos. En cuanto a los intercambiadores G (tipo Split) su uso principal es la condensación de vapores, J (de fluido dividido) y H (doble Split) se usan para reducir las pérdidas de carga en la carcasa cuando ésta es variable. El intercambiador K (tipo Kettle) se utiliza cuando se requiere generar vapor. La carcasa X es del tipo flujo cruzado, en la cual se colocan una serie de boquillas de alimentación, y en posición contraria otras de salida.
- La tercera letra es indicativa del tipo de cabezal del extremo posterior. Las denominaciones S (cabezal flotante con dispositivo de apoyo), T (cabezal flotante sin contrabrida) y U (haz de tubo en U) son los más importantes.

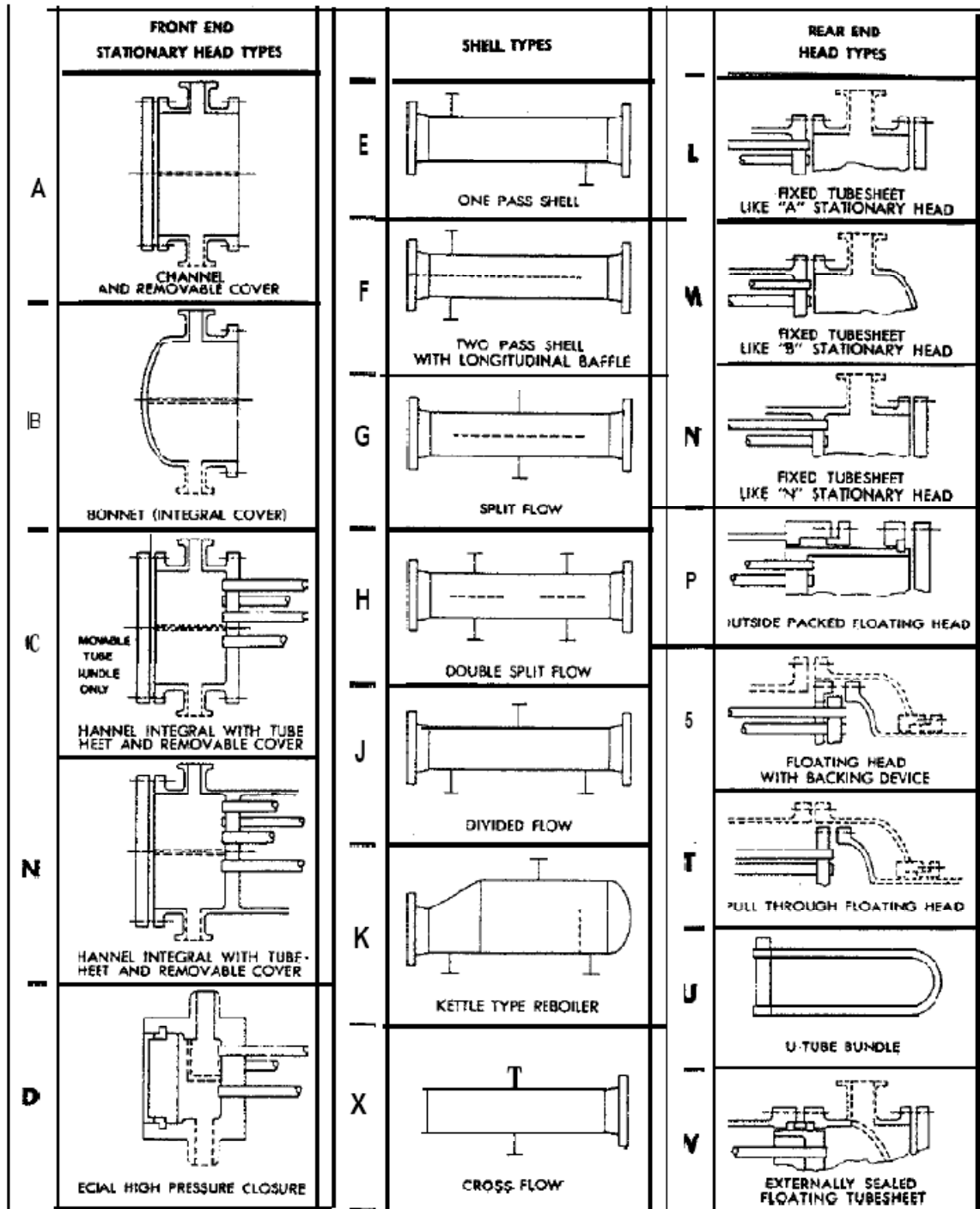


Figura 6.2: Designación tipo TEMA para intercambiadores de calor de carcasa y tubos (Normas TEMA)

Esta misma normativa se aplicará, a su vez, para el diseño de las unidades de condensación y las unidades de reacción, debido a la similitud que estas últimas comparten con los equipos de intercambio de calor en su morfología.

### **6.1.1.3.- Selección de la trayectoria del flujo**

Uno de los aspectos más relevantes en el diseño de un intercambiador de carcasa y tubos es la selección de la trayectoria de flujo a través del intercambiador, es decir, elegir que fluido circula por la carcasa y cual por el interior de los tubos.

Los criterios para decidir qué fluido circula por los tubos y por la carcasa serán:

1. El fluido más sucio circula por el interior de los tubos, dado que la limpieza mecánica o mediante vapor o agua es más sencilla.
2. El fluido más corrosivo se tiende a situar por el lado de los tubos, para así minimizar el uso de una metalurgia más noble.
3. Por los mismos motivos que los anteriores, el fluido de mayor presión se ubica por el interior de los tubos.
4. El fluido que presenta menor pérdida de presión fluye por la carcasa.
5. El fluido que circula por la carcasa es un líquido de viscosidad elevada o un gas.

### **6.1.2.- Condensadores**

Los condensadores son equipos donde se lleva a cabo la licuefacción de vapores por medio de un fluido refrigerante evitando el contacto directo entre ambas corrientes. Dependiendo de las exigencias del proceso, la condensación puede ser total o parcial.

El fenómeno de condensación se realiza poniendo en contacto el vapor con un fluido más frío a través de una superficie metálica siguiendo el principio general de la transmisión de calor. Es por ello por lo que un equipo de condensación forma parte de la familia de los intercambiadores de calor.

A continuación se recoge un resumen y una breve descripción de los principales tipos de condensadores empleados a nivel industrial.

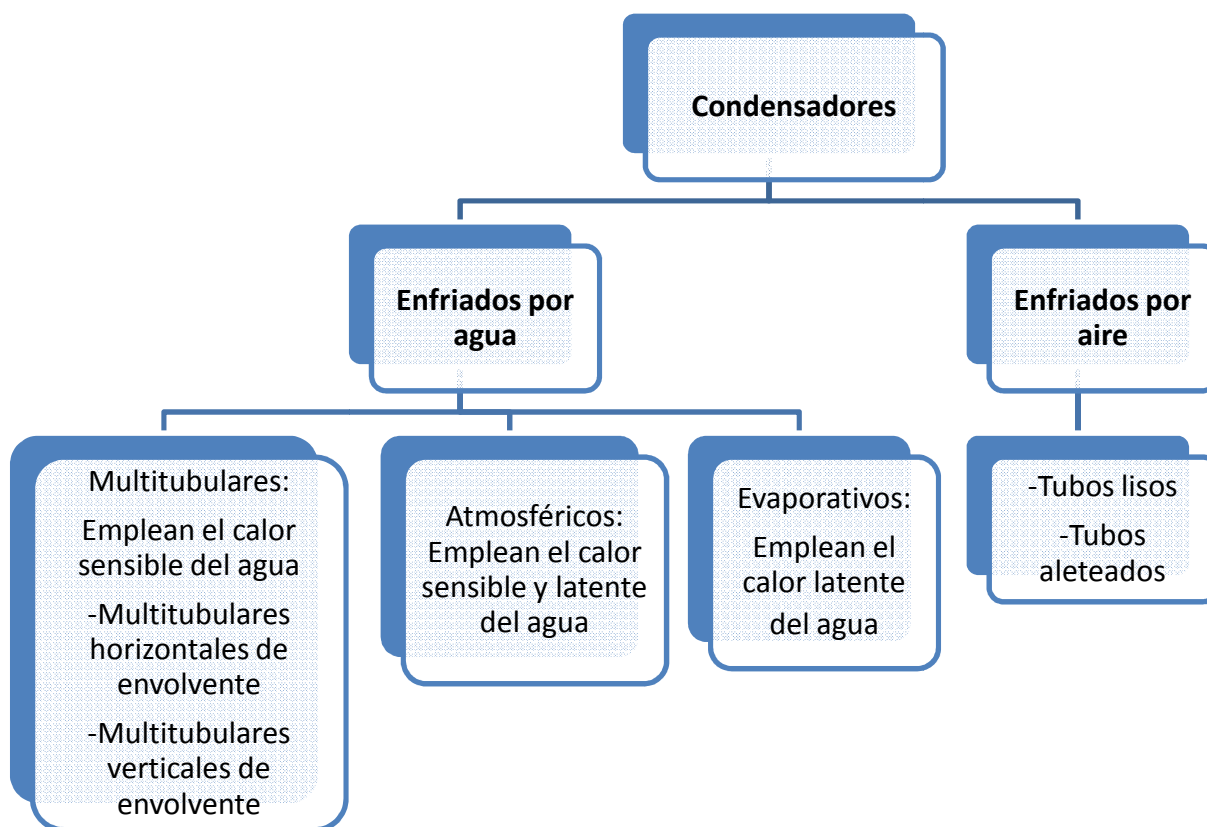


Figura 6.3: Tipos de cambiadores de calor (Madrid Vicente A., 1993)

- **Condensadores multitubulares horizontales de envolvente.** Es un condensador muy empleado. Consta de una envolvente cilíndrica, en cuyo interior van montados tubos paralelos longitudinales, fijados en ambos extremos a unas placas tubulares. Entre las principales ventajas destacan las siguientes:
  - Se adapta a la mayoría de las condiciones de funcionamiento.
  - Es muy apropiado para combinar con una torre de enfriamiento.
  - Requiere poco espacio y puede situarse en cualquier lugar dentro de los límites del proceso.Su principal inconveniente reside en su limitación de empleo con aguas sucias o muy duras.
  
- **Condensadores multitubulares verticales de envolvente.** Este tipo de condensador es análogo al anterior pero colocado verticalmente. Entre sus principales ventajas se encuentran las siguientes:

- Los tubos pueden limpiarse sin interrumpir el funcionamiento de la instalación.
- Puede emplear agua de mar por lo que es muy utilizado en las instalaciones portuarias.

Entre sus inconvenientes destacan:

- Presenta un consumo de agua muy elevado, aproximadamente el doble que en el caso de un condensador multitubular horizontal.
  - No puede emplearse con aguas muy duras.
- **Condensadores atmosféricos.** Constan de unos serpentines, colocados de diversas formas, por cuyo interior circula el fluido frigorígeno. Se emplean en lugares con escasez de agua, son fáciles de limpiar y en ciertas ocasiones pueden conectarse con torres de enfriamiento. Sin embargo, resultan muy costosos y requieren de grandes espacios para su colocación.
  - **Condensadores evaporativos.** Este tipo de condensadores se han impuesto por la necesidad de reducir el consumo de agua de condensación tan elevado que presentan los otros tipos de condensadores. En un condensador de este tipo y para la misma potencia, el consumo de agua se reduce hasta veinte veces con respecto a la consumida por un condensador de haces tubulares.
  - **Condensadores enfriados por aire.** Los condensadores enfriados por aire pueden clasificarse en base a dos criterios principales:
    - En función al método por el cual se consigue la circulación del aire en su interior pueden ser de convección natural y de convección forzada basados en el empleo de ventiladores que impulsan grandes corrientes de aire.
    - En base a su forma, estos pueden ser de tubos lisos, de tubos aleteados siendo este el formato de presentación más habitual, y de placas.

La principal ventaja de esta gama de condensadores reside en los bajos costes de funcionamiento puesto que no requieren agua para la refrigeración. Pueden instalarse en cualquier territorio donde la velocidad del viento sea adecuada para permitir el correcto funcionamiento de los ventiladores de aire. Sin embargo, presentan una menor eficacia para el proceso de condensación que los equipos que emplean agua. Es por ello por lo que se disponen varios de estos equipos formando baterías en serie que reciben el nombre de paquetes de aereorrefrigerantes.



- **Condensadores de tubos aleteados.** Tal y como se ha mencionado con anterioridad los condensadores enfriados por aire más difundidos a nivel industrial, son los que combinan la convección forzada presentando a su vez tubos aleteados. Cuando se emplean tuberías con aletas deben encontrarse espaciadas de manera que ofrezcan poca o ninguna resistencia a la libre circulación del aire reduciendo la acumulación de suciedad sobre la superficie de los tubos del condensador. Es por este motivo por el cual los tubos que componen el condensador se disponen en filas formando bancos de tubos por cuya superficie exterior circulará el aire atmosférico movido por grandes ventiladores [Rapin, P.J., Jacquard, P., 1997].

#### ***6.1.2.1.- Selección de condensadores***

En el presente Proyecto Fin de Carrera se requiere el diseño de tres condensadores. El primero de ellos, el condensador CD-01, está situado tras la zona destinada al proceso de reacción. La segunda unidad, condensador CD-02, es un equipo auxiliar de la columna de rectificación. Y el tercero de ellos, condensador CD-03, tiene como misión acondicionar la temperatura del producto final antes de su almacenamiento en tanques.

Debido al enorme caudal de la corriente de producto que se requiere refrigerar tanto para las unidades de condensación CD-01 y CD-03, se opta por el diseño de una batería de aereorrefrigerantes con el fin de reducir los costes derivados del empleo de ingentes cantidades de agua de refrigeración. Esta opción se ve apoyada por las condiciones climatológicas existentes en el lugar de implantación de la línea de producción, la Refinería de Cepsa en el polígono industrial de San Roque situado en la provincia de Cádiz. En esta zona es posible alcanzar vientos de hasta  $180 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  adecuados para la impulsión de grandes caudales de aire. La velocidad normal del viento está comprendida en un rango entre los  $50\text{-}80 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  [AEMET]. Añadir, además, que siempre que sea posible, se acude al empleo de este tipo de sistemas para la condensación de grandes corrientes de procesos industriales. [Mendia Urquiola, 1994].

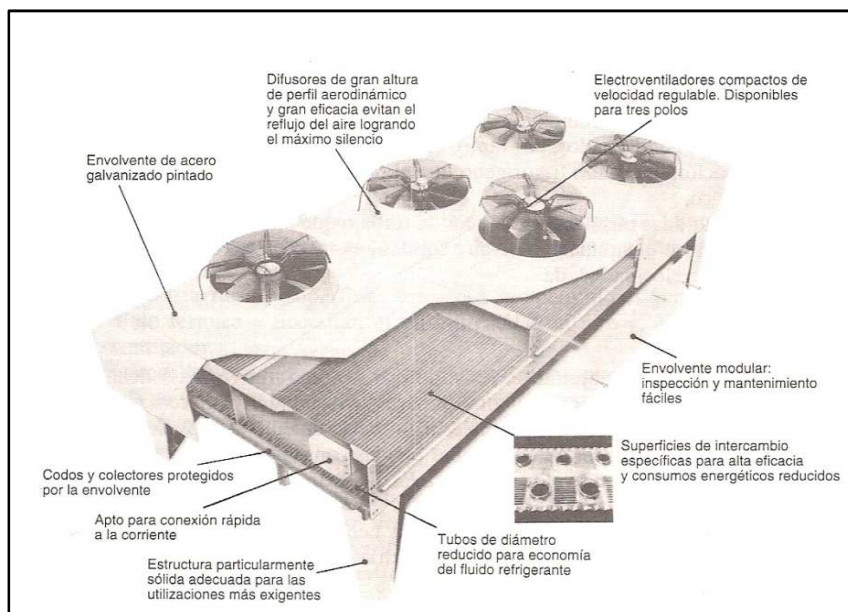


Figura 6.4: Condensador de tubos aleteados (Rapin, P.J., Jacquard, P., 1997)

Con respecto a la segunda unidad de condensación se debe tener en cuenta que el caudal de la corriente que se desea refrigerar es dos órdenes de magnitud inferior con respecto a la corriente refrigerada en el primero de los condensadores. Esta característica de la corriente supone un menor consumo de agua de refrigeración si se compara esta unidad con las demás unidades de condensación. Por tanto, en este caso se opta por el diseño de un condensador refrigerado por agua de condensación de la red interna de la Refinería.

Dentro de la gama de condensadores expuestos, se selecciona el condensador multitubular con tubos horizontales y de envolvente por tratarse de un equipo muy difundido a nivel industrial que se adapta a multitud de procesos y requiere poco espacio para su instalación.

Las características propias de este tipo de condensador le convierten en un equipo análogo a un intercambiador de calor multitubular de carcasa y tubos.

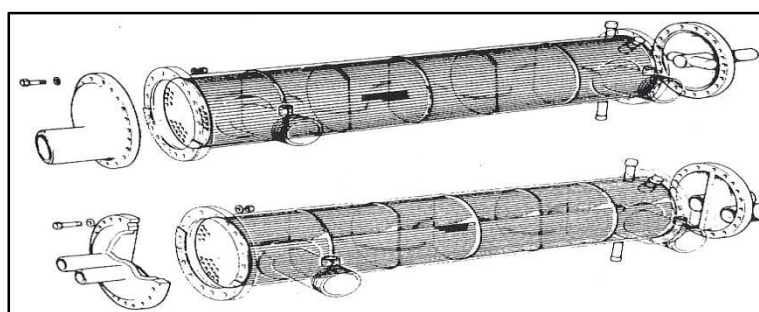


Figura 6.5: Condensador multitubular horizontal de envolvente (Madrid Vicente, A., 1993)

## **6.2.- Criterios de selección de las unidades de reacción**

El diseño del sistema de reacción requerido para abordar la reacción de hidrogenación de benceno está basado en la selección del procedimiento más adecuado para disipar el calor generado durante la reacción. Tal y como se ha descrito en los procedimientos para la producción de ciclohexano, existen tres configuraciones favorables para abordar el control de la temperatura en procesos en los cuales se llevan a cabo reacciones exotérmicas reversibles, éstas son:

- Baterías de reactores de lecho fijo adiabáticos provistos de intercambiadores de calor intermedios entre una y otra unidad de reacción. Este tipo de reactor se emplea en la mayoría de los procesos catalíticos que tienen lugar en fase gaseosa. El empleo de un único reactor de lecho fijo es adecuado especialmente con las reacciones que transcurren en condiciones adiabáticas. La transferencia de calor, además, es especialmente efectiva si el catalizador está uniformemente repartido en el interior de pequeños tubos que compondrán el sistema de reacción.
- Reactor o conjunto de reactores multitubulares catalíticos de lecho fijo. Este tipo de reactores esta especialmente indicado para reacciones gaseosas a gran escala y en ocasiones para reacciones que transcurran en fase líquida. Su configuración es análoga a la de un equipo de intercambio de calor de carcasa y tubos en cuyo interior se sitúa el catalizador empleado en la reacción.
- Reactor de lecho fluidizado donde la disipación de calor se logra recirculando parte del catalizador empleado en la reacción al seno interno del reactor. La principal ventaja de estos reactores reside en el grado de uniformidad que se registra en el control de la temperatura debido al movimiento rápido y continuo de las partículas de catalizador en el interior del lecho, ventaja importante en el caso de reacciones adiabáticas, eliminándose los puntos calientes propios de los reactores de lecho fijo. Este tipo de lecho presenta también una menor pérdida de carga a su través y favorece el proceso de regeneración del catalizador no contemplado en el caso de los reactores de lecho fijo. Su principal inconveniente, si se compara con los reactores de lecho fijo, está asociado a una menor conversión de los reactivos así como una mayor dificultad técnica para mantener la temperatura del sistema por debajo de un determinado nivel.

### 6.2.1.- Selección de la unidad de reacción

Para el diseño del sistema de reacción de la línea de proceso que se aborda en el presente Proyecto Fin de Carrera se opta por el empleo de un reactor de lecho fijo. Las razones que justifican dicha elección se recogen a continuación:

- Permite alcanzar un mayor valor de la conversión del sistema hacia el producto de interés.
- El tamaño de las partículas que se van a emplear para el diseño del sistema se encuentran dentro del rango delimitado para este tipo de equipos.

Dentro de las dos configuraciones posibles para un reactor de lecho fijo, se opta por el empleo del reactor multitubular gracias a que:

- Su empleo está especialmente indicado para reacciones que transcurren en fase gaseosa [Denbigh, K.G., 1968].
- Dispone de una mayor superficie de intercambio de calor para un mismo tamaño del reactor.

En base a estos criterios, el sistema de reacción diseñado estará formado por dos reactores multitubulares de lecho fijo (véase **Apartado 3.1.2** del Capítulo 3 de la Memoria del presente Proyecto) operando en las condiciones de trabajo más favorables que permitan realizar un control exhaustivo de las variables temperatura, conversión y velocidad de reacción.

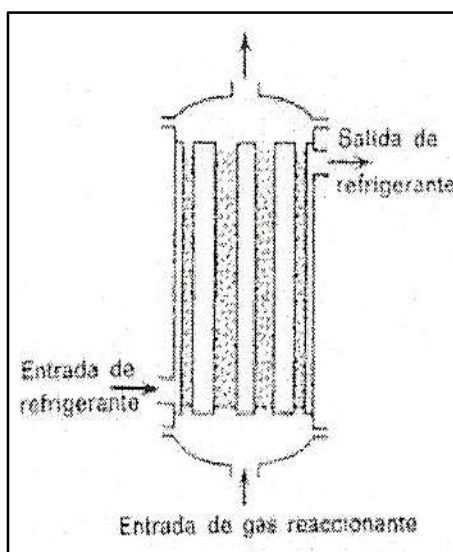


Figura 6.6: Reactor multitubular de lecho fijo ( Levenspiel, 2006)

## 6.3.- Criterios de diseño de equipos de separación

### 6.3.1.- Separador de fases

Los separadores gas-líquido son uno de los equipos más comunes de la industria química.

#### 6.3.1.1.- Selección del tipo de separador

Los separadores de dos fases pueden orientarse de forma horizontal o vertical. Además los separadores pueden ser diseñados con o sin eliminar de nieblas. Los separadores gas líquido verticales se utilizan preferentemente para la separación del líquido de mezclas con una alta relación entre el caudal de vapor y líquido, mientras que los separados horizontales se emplean principalmente en procesos en los que la relación vapor/líquido es inferior, así como en aquellos casos en los que se persigue generar vapor a partir de una determinada corriente de alimentación.

Se seleccionan separadores gas-líquido verticales provistos de eliminador de nieblas, ya que la relación vapor/líquido es bastante elevada en ambos equipos de separación.

A continuación se muestra un esquema del separador vertical, donde se puede apreciar todos los elementos característicos del equipo.

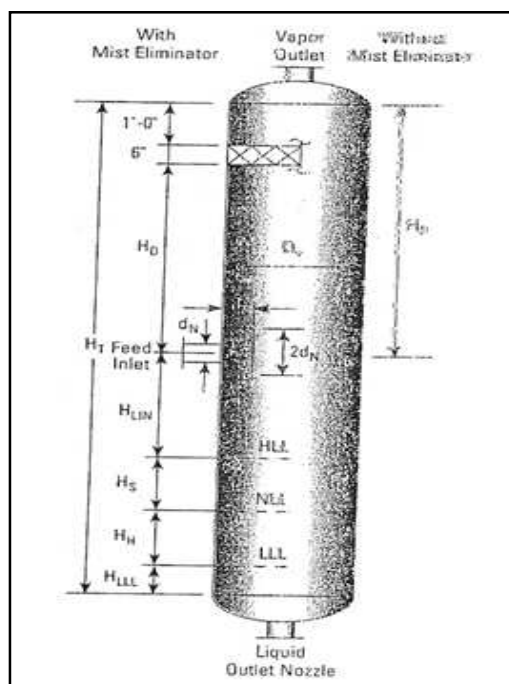


Figura 6.7: Esquema del separador gas-líquido vertical (Svrcek, W.Y. y W.D., 1993)

Se dispone a describir cada una de las partes del separador vertical.

La altura de la parte inferior del recipiente en el que se contiene el líquido está basada en tres consideraciones básicas:

- Nivel inferior de líquido,  $H_{LLL}$ , mínimo admisible, con control de parada.
- Nivel diferencial necesario para vaciado en parada de alimentación,  $H_H$ .
- Nivel diferencial necesario para llenado en parada de salida,  $H_S$ .

Existe una altura que se designa como  $H_{LIN}$  y que se define como la distancia o altura a tobera de entrada. En cuanto a la altura  $H_D$ , es la distancia existente entre la entrada de la alimentación hasta el eliminador de nieblas.

El eliminador de nieblas es un dispositivo desarrollado para eliminar la neblina de gas. Se trata de una malla metálica, situada en la parte superior del separador, que proporciona una gran superficie en un pequeño volumen para recoger líquidos sin obstaculizar sustancialmente el flujo de gas. A diferencia de los filtros, que retienen las partículas de forma indefinida, los eliminadores de niebla unen finas gotas para permitir el drenado del líquido.

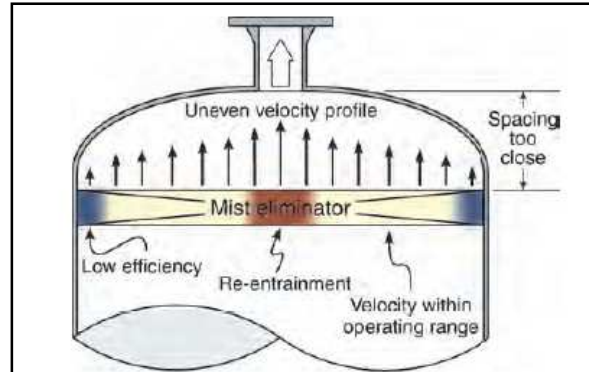


Figura 6.8: Esquema eliminador de nieblas (Svrcek, W.Y. y. Monnery, W.D, 1993)

El eliminar de humedad es un dispositivo muy eficaz y su utilización supone ventajas en el funcionamiento del equipo en cuanto que permite:

- Aumentar el rendimiento.
- Mejorar la pureza del producto.
- Disminuir costes de funcionamiento.
- Reducir la contaminación del medio ambiente.
- Reducir la corrosión del equipo.

### **6.3.2.- Columna de rectificación**

En el diseño de una columna de rectificación el aspecto más relevante a tener en cuenta es el tipo de platos a emplear para la separación requerida.

#### **6.3.2.1.- Selección del tipo de platos**

Al afrontar el diseño de un plato son diversos los factores que hay que considerar, existiendo en el mercado numerosas posibilidades tanto en el tipo de dispositivo para el contacto gas/líquido como en la forma de hacer descender el líquido por la columna.

Con respecto a los dispositivos de contacto se pueden encontrar diversas posibilidades:

- Platos perforados. Su característica principal es su bajo coste, su versatilidad y disponibilidad.
- Platos de válvulas. Presentan la ventaja de un bajo bloqueo por vapor aunque son un 5-10% más caros que los perforados.
- Campana de borboteo. Para casos en los que se necesiten un bajo bloqueo aunque presentan un elevado coste.
- Platos de ranura o rejilla. Presentan una alta eficacia y baja caída de presión; además presentan un menor arrastre y lloriqueo que los perforados.
- Platos de chorro. Para trabajar con una alta capacidad de líquidos aunque son propensos a la sopladura del líquido.

Por otro lado, el camino que recorre el líquido en el plato puede ser de diferente forma, encontrando disposiciones en la columna con distinta conformación para realizar el contacto entre las dos fases. Los más utilizados en la industria son los de flujo cruzado utilizando platos en donde se aloja el líquido y los dispositivos anteriormente comentados (perforaciones, válvulas, campanas...) para que circule el vapor y entre en contacto con el líquido. El líquido circula de un plato a otro a través de un vertedero. En función de los caudales de líquido y vapor, puede ser necesario disponer de varios vertederos para que descienda el líquido. Otras posibilidades son las de utilizar un flujo cruzado colocado en la columna de platos sin vertedero por lo que el líquido y el vapor utilizan las mismas aberturas para avanzar. En algunos casos, lo que se incluye son unas placas deflectoras que permiten un flujo turbulento del vapor y el líquido para mejorar el contacto entre las dos fases.

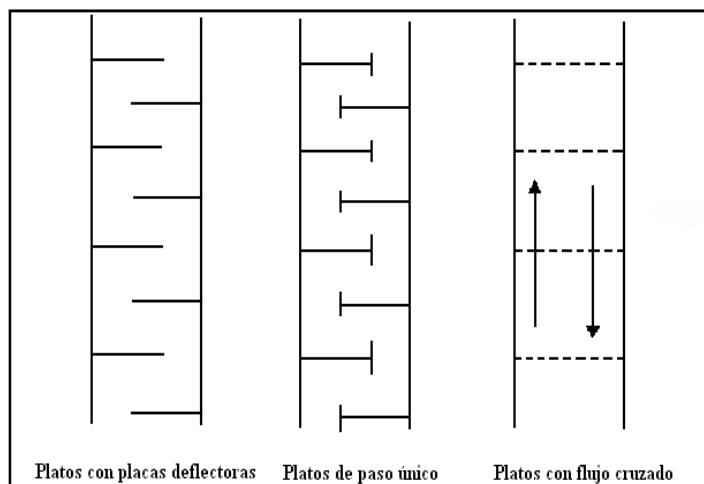


Figura 6.9: Diferentes disposiciones de realizar el contacto entre fases (Henley y Seader, 1988)

En el presente Proyecto, se aborda el diseño de platos perforados de paso único, ya que además de ser el más típico y convencional de los platos en procesos de destilación, su bajo costo, versatilidad y disponibilidad han hecho que se conviertan en los platos más importantes.

Los platos perforados consisten en simples platos con orificios perforados en ellos, los cuales permiten la ascensión del gas a través de los mismos. El líquido reside en los platos gracias a una presa y desciende hasta el plato inferior a través del vertedero. Estos dispositivos suelen ser cilindros con una longitud tal que al caer el líquido al plato inferior se debe unir al de éste, para evitar así que el vapor ascienda por el vertedero. Además, debe ser de tal forma que el líquido que cae permanezca el tiempo suficiente para que el vapor se separe del líquido y éste caiga limpio al plato inferior.

Dentro del área total del plato,  $A_t$ , se encuentran distintas zonas:

- Por un lado, el área ocupada por el vertedero,  $A_v$ , tanto de descenso del plato superior, como de salida del líquido al plato inferior.
- Se denomina área neta,  $A_n$ , al área total del plato menos lo ocupado por los vertederos.
- Además, el plato estará soportado por unas vigas (dos con el largo del vertedero y una con el diámetro de la torre) que ocuparán un área  $A_{vig}$ .
- Se define el área activa o área de burbujeo,  $A_a$ , como el área neta menos el área de las vigas.
- Finalmente hay que considerar el área de cada perforación circular,  $A_o$ , relacionada con el diámetro de la perforación,  $d_o$ .



El material con el que están hechos los platos es acero inoxidable. El líquido debe pasar de un plato a otro a través de los vertederos, que son conductos por donde baja el líquido. Las condiciones que debe cumplir un vertedero residen en no producir mucha turbulencia en el plato inferior, no permitir que el gas tome atajos por ellos (pues esto minimizaría el contacto en los platos), entre otros.

#### **6.4.- Criterios de diseño de los depósitos de almacenamiento**

Los tanques de almacenamiento se clasifican en:

- Cilíndricos Horizontales.
- Cilíndricos Verticales de Fondo Plano.

Los tanques cilíndricos horizontales, generalmente son de volúmenes relativamente bajos, debido a que presentan problemas por fallas de corte y flexión. Por lo general, se usan para almacenar volúmenes pequeños. Los tanques cilíndricos verticales de fondo plano permiten almacenar grandes cantidades volumétricas con un costo bajo, con la limitación de que sólo se pueden usar a presión atmosférica o presiones internas relativamente pequeñas.

Dado el gran volumen que se necesita almacenar, tanto de reactivo como de producto, para la producción de ciclohexano propuesta, más de 1.000 gal, se utilizarán tanques verticales montados sobre una estructura de hormigón [Branan, Carl R. 3<sup>o</sup> Edición].

De acuerdo al estándar API 650, se clasifican los tanques verticales según el tipo de techo. Este tipo de tanques pueden ser:

- De techo fijo.
- De techo flotante.
- Sin techo.

A continuación se describen cada uno de los techos nombrados.

- 1) **Techo Fijo.** Se emplean para contener productos no volátiles o de bajo contenido de ligeros (no inflamables) como son: agua, diesel, asfalto, petróleo crudo, etc.
- 2) **Techo Flotante.** Se emplea para almacenar productos con alto contenido de volátiles como son: alcohol, gasolinas y combustibles en general. Este tipo de techo fue

desarrollado para reducir o anular la cámara de aire, o espacio libre entre el espejo del líquido y el techo, además de proporcionar un medio aislante para la superficie del líquido, reducir la velocidad de transferencia de calor al producto almacenado durante los periodos en que la temperatura ambiental es alta, evitando así la formación de gases (su evaporación), y consecuentemente, la contaminación del ambiente y, al mismo tiempo se reducen los riesgos al almacenar productos inflamables.

- 3) **Los Tanques sin Techo.** Se usan para almacenar productos en los cuales no es importante que éste se contamine o que se evapore a la atmósfera como el caso del agua cruda, residual, contra incendios, etc.

En el presente Proyecto Fin de Carrera, para el almacenamiento de benceno y ciclohexano se eligen depósitos verticales de techo flotante, puesto que el producto que se va a almacenar contiene compuestos volátiles, de modo que si se diseñan tanques de techo fijo se formaría una cámara de vapor compuesta por benceno entre la superficie de líquido y el techo, pudiendo ocasionar riesgos tanto para la seguridad del tanque como para el medio ambiente, así como un decremento considerable en el volumen de producto almacenado en el tanque.

Se pueden construir dos tipos de techos flotantes, los cubiertos que son aquellos que no están en contacto directo con la radiación solar y precipitaciones pluviales, debido a que el tanque cuenta con un techo fijo, que protege al flotante; y los techos flotantes externos, los cuales se denominan así porque no cuentan con un techo fijo, por lo que éste se encontrará en contacto con el medio ambiente.

Dentro de la clasificación realizada, se eligen techos flotantes cubiertos, ya que se almacenan productos volátiles, de manera que así se asegura una menor pérdida de producto almacenado en forma de vapor, puesto que se protege el tanque de la radiación solar.

#### **6.4.1.- Código de diseño**

El diseño y cálculo de depósitos, se basa en la publicación que realiza el “Instituto Americano del Petróleo”, al que esta institución designa como “STANDAR A.P.I. 650”, para tanques de almacenamiento a presión atmosférica y "STANDAR A.P.I. 620", para tanques de almacenamiento sometidos a presiones internas cercanas a  $1 \text{ kg}\cdot\text{cm}^{-2}$ . El estándar A.P.I. 650 sólo cubre aquellos tanques en los cuales se almacenan fluidos líquidos y están contruidos de

acero con el fondo uniformemente soportado por una cama de arena, grava, asfalto, etc, diseñados para soportar una presión de operación atmosférica o presiones internas que no excedan el peso del techo por unidad de área, una temperatura de operación no mayor de 93 °C (200°F), y que no se usen para servicios de refrigeración. Este estándar cubre el diseño y cálculo de los elementos constitutivos del tanque.

Además, cuando sea de aplicación, se diseñan los tanques conforme a lo establecido por reglamentación sobre aparatos a presión, y por tanto, como se ha hecho en los demás equipos, de acuerdo al Código ASME Sección VIII División I.

## **6.5.- Criterios de diseño de los equipos auxiliares**

### **6.5.1.- Bombas**

Las bombas son equipos destinados a la impulsión de líquidos. La forma en que dicha impulsión se produce puede ser variada, aunque suele comprender dos tipos:

- Por desplazamiento volumétrico del fluido: bombas de desplazamiento positivo.
- Por la acción de una fuerza centrífuga: bombas centrífugas.

Las bombas empleadas en la impulsión de los fluidos a lo largo de la línea de proceso deben ser del tipo centrífugas. Estas se han seleccionado gráficamente a partir del caudal a impulsar y la altura útil de impulsión, H, de las mismas.

Las características propias de este tipo de bombas se describen a continuación.

- Se trata del tipo de bombas más empleadas a nivel industrial gracias a su gran versatilidad, bajo coste, diseño, operación y mantenimiento sencillos. Estas bombas constan de las siguientes partes:
  - Tubería de aspiración la cual concluye prácticamente en la brida de aspiración.
  - El impulsor o rodete, formado por una serie de álabes que giran dentro de una carcasa circular. El rodete se encuentra unido al eje y es la parte móvil de la bomba. El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración hasta el centro del rodete que es accionado por un motor, experimentando un cambio de dirección y absorbiendo un trabajo. Los álabes del rodete someten a las partículas de líquido

a un movimiento de rotación muy rápido siendo proyectadas hacia el exterior por acción de la fuerza centrífuga. De esta forma abandonan el rodete dirigiéndose hacia la carcasa y siendo evacuadas hacia la tubería de impulsión.

- La carcasa o voluta está dispuesta en forma de caracol de tal manera que la separación entre la carcasa y el rodete es mínima en la parte superior y va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de impulsión. De esta forma aumenta la presión del líquido a medida que el espacio entre el rodete y la carcasa aumenta.
- Tubería de impulsión.

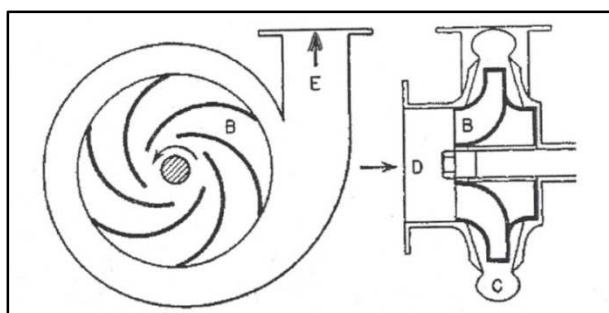


Figura 6.10: Bomba Centrífuga de proceso (R.H.Warring, nº 27)

### 6.5.2.- Compresor

Los principios esenciales del equipo de bombeo de líquidos son los mismos que los del equipo de impulsión de gases, aunque los detalles de construcción de los respectivos aparatos puedan ser muy distintos. La diferencia fundamental entre la impulsión de un líquido y un gas reside en la posibilidad de reducir el volumen de este último por compresión, a costa de aumentar su densidad, fenómeno que no se da en el caso de la impulsión de líquidos.

Los equipos destinados a la impulsión de gases suelen clasificarse en tres grupos en función a la presión de descarga y la magnitud del caudal de impulsión en:

- Ventiladores: presiones de descarga inferiores a 2 bar y altos caudales de impulsión. La diferencia de presión sufrida por el fluido durante el proceso es pequeña.
- Soplantes: presiones de descarga de hasta 2 bar con respecto a la de carga para altos volúmenes de gas.
- Compresores: permiten elevar la presión de grandes volúmenes de gases en un rango de 10-1000 veces con respecto a la existente en el punto de carga.

Todas las corrientes que se requieren impulsar en la línea de proceso diseñada exigen aumentar la presión en un valor en torno a 11 bar, por lo que siguiendo los criterios anteriormente descritos se recurre al empleo de un compresor.

Los compresores son equipos que se emplean para la impulsión de gases a presiones hasta 1000 veces superiores a las existentes en la zona de carga. La obtención de presiones tan elevadas requiere, en muchos casos, trabajar en varias etapas, ya que debido a cuestiones económicas la razón de compresión obtenida en cada una de ellas no debe ser superior a 3 ó 4.

Los compresores pueden dividirse en dos familias principales:

- Compresores alternativos o de desplazamiento positivo.
- Compresores centrífugos.

Al igual que sucede con las bombas, estos equipos, también se han seleccionado gráficamente en base al caudal a impulsar y la presión que se desea que la corriente alcance en el punto de descarga, siendo necesario recurrir al empleo de compresores centrífugos de única etapa. Estos últimos son los compresores centrífugos más sencillos. Los hay disponibles para flujos desde  $84,95 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  hasta  $4.247,53 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ . El impulsor puede ser cerrado con placas o abierto con álabes radiales. Para aplicaciones aeroespaciales, motores de combustión o compresores de carga se emplea este tipo de diseño construido con materiales más resistentes y trabajando a grandes velocidades.

Este tipo de compresor es el más empleado en la industria de procesos químicos porque su construcción sencilla, libre de mantenimiento, permite un funcionamiento continuo durante largos periodos.

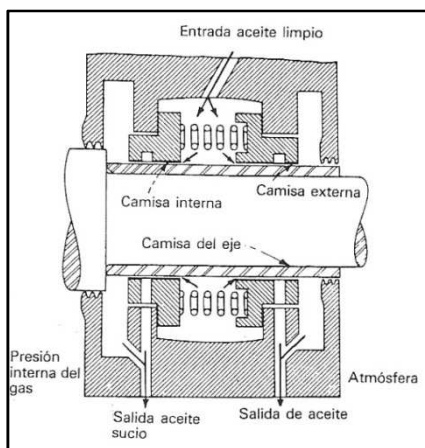


Figura 6.11: Funcionamiento interno de un compresor centrífugo (Greene, Richard .W., 1987)

## CAPÍTULO 7: PROCESO DE PRODUCCIÓN DE CICLOHEXANO

### 7.1.- Esquema del proceso

En las **Figuras 7.1** y **7.2** se muestra la distribución de los equipos de la línea de proceso. Como puede observarse, la línea de producción de ciclohexano, consta principalmente de dos unidades de reacción, tres intercambiadores de calor, un separador gas-líquido, y una columna de rectificación con sus equipos auxiliares, esto es, un reboiler inundado, un condensador y un acumulador de reflujo. También se puede apreciar dos intercambiadores de calor de aire o aereorrefrigerantes, para el enfriamiento del producto de salida de la zona de reacción y del producto final que va a tanques.

La línea se diseña para una producción de ciclohexano de 500.000 tm/año. En la **Figuras 7.1** y **7.2** se presenta el esquema de proceso de producción de ciclohexano mediante hidrogenación de benceno.

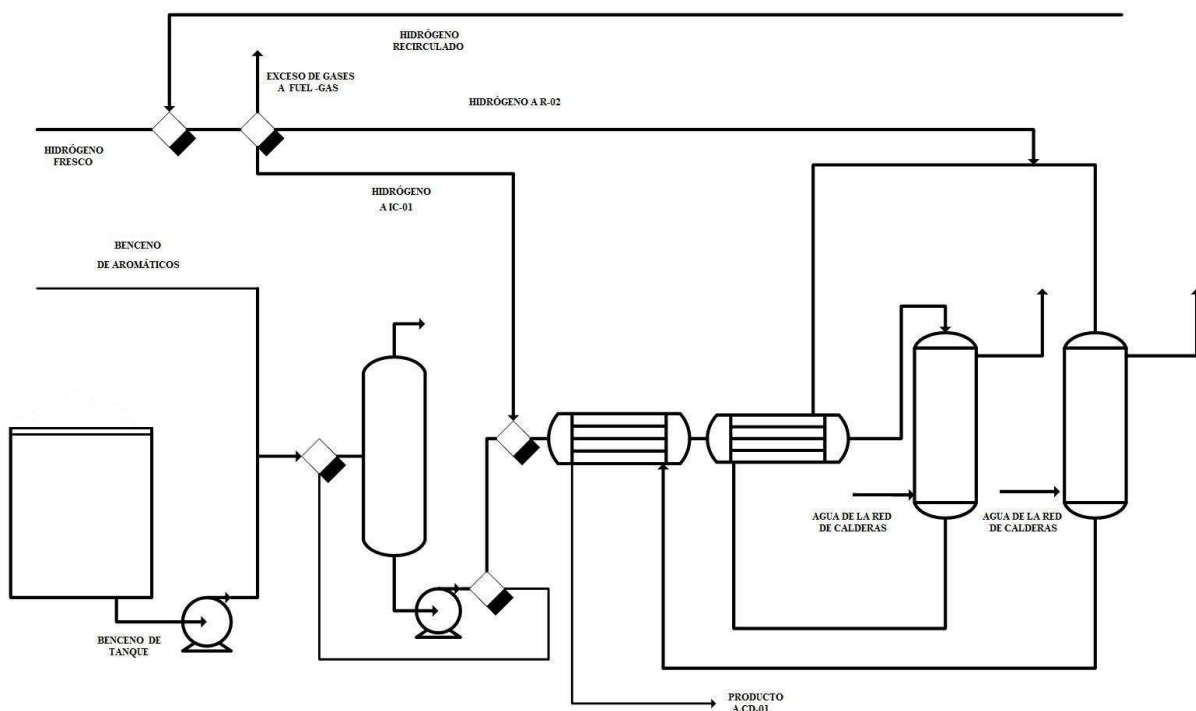


Figura7.1: Diagrama de flujo de la zona de reacción

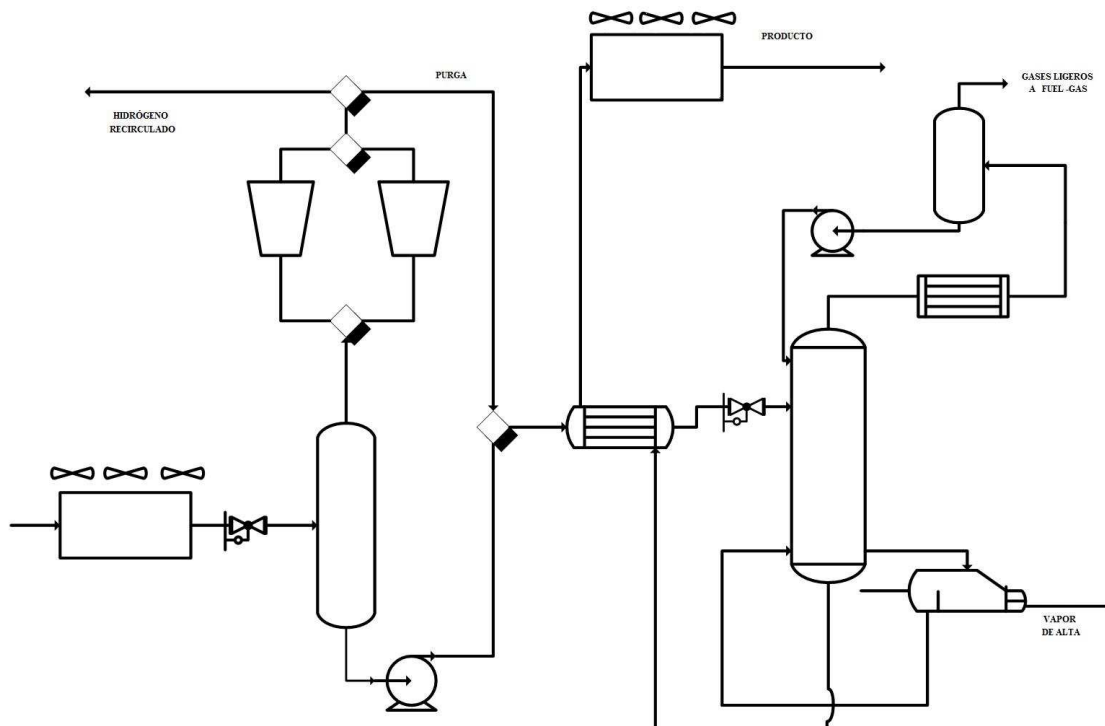


Figura 7.2: Diagrama de flujo de la zona de purificación

## 7.2.- Descripción del proceso

### 7.2.1.- Recepción de las materias primas

El benceno tiene dos posibles fuentes de suministro para la línea de producción diseñada. La primera de las vías sería mediante transporte marítimo, suministrada por medio de la industria DOWN Química. La otra opción procede de la unidad de sulfonación de Refinería, la cual tiene una capacidad de producción en torno a las 482.000 tm/año. Para la línea de proceso de producción de ciclohexano se requiere benceno tan puro como sea posible, de bajo contenido en azufre y tolueno. En el presente Proyecto se diseña la línea en las peores condiciones, esto es, para el caso en que Refinería no aporte benceno de la línea de aromáticos, de manera que el benceno utilizado proceda de tanque, el cual tiene una composición del 99,9% molar de benceno y 0,1% de tolueno.

El hidrógeno, por su parte, procede de la planta de Guadarranque, así como de otros procesos de Refinería donde éste se obtenga como subproducto.

Con respecto al catalizador que se emplea en las dos unidades de reacción, es suministrado por la empresa Johnson Matthey una vez al año.

### **7.2.2.- Almacenamiento de la materia prima**

Para el almacenamiento del benceno, se instalan 4 depósitos de almacenamiento de 13.344 m<sup>3</sup> de capacidad cada uno, con unas dimensiones de 30,48 metros de diámetro y 18,30 metros de altura, y construidos en acero inoxidable AISI 316L.

El transporte de esta materia hasta la zona de acondicionamiento de las materias primas, se lleva a cabo por medio de una primera bomba de impulsión de tanque que conduce el fluido hasta el depósito acumulador de la segunda bomba del proceso, encargada ya esta última de transmitir la presión necesaria en las unidades posteriores.

### **7.2.3.- Acondicionamiento de la materia prima**

Las corrientes de hidrógeno (formada por hidrógeno fresco e hidrógeno procedente de la recirculación) y benceno se unen antes de proceder a la operación de acondicionamiento. El acondicionamiento permite calentar la materia prima y vaporizarla para el posterior transcurso de la reacción que se llevará a cabo en fase gaseosa.

Esta operación la realizan dos intercambiadores de calor de carcasa y tubos en serie los cuales se encargan de aumentar la temperatura de los reactivos desde 39,90 °C hasta 125 °C.

Ambos intercambiadores se construyen en acero inoxidable AISI 316L, tanto por el lado de los tubos como por carcasa.

El fluido calefactor para el primero de los equipos será la corriente producto procedente de la segunda unidad de reacción, mientras que para el segundo de los intercambiadores, se empleará la corriente de producto que abandona el primer reactor en su camino hacia la segunda unidad de reacción.

### **7.2.4.- Reacción**

Debido a la naturaleza de la reacción, fuertemente exotérmica y reversible, el proceso de reacción se lleva a cabo en dos reactores catalíticos multitubulares: en el primero de ellos se alcanza una conversión del 88%, completándose esta conversión en el segundo casi en su totalidad (99,996%).



La refrigeración de cada una de estas unidades se lleva a cabo por medio de agua de la red de calderas de Refinería, que se introduce en la carcasa del reactor en fase líquida a 30 °C para abandonar el equipo como vapor saturado a 120 °C y 2 bar de presión.

Cada una de estas unidades cuenta además con una válvula de desahogo y alivio de presión en la tubería de salida del producto como una medida de seguridad debido al valor registrado para la presión de trabajo.

Para la construcción de los tubos de cada una de las unidades se emplea acero AISI 316L, mientras que las carcasas se construyen de acero al carbono SA-285.

#### **7.2.5.- Enfriamiento**

Tras abandonar el separador, la corriente de producto, ya exenta de benceno, se debe enfriar para facilitar el proceso de separación posterior. Para ello, se emplea una batería de tres intercambiadores de aire o aéreos instalados en serie.

Este equipo se encarga de reducir la temperatura de la corriente de producto desde 98,42 °C hasta 40 °C, por medio de ventiladores axiales que se encargan de mover el aire.

Cada uno de estos aéreos, están compuestos por un conjunto de tubos aleteados dispuestos en bancos. Estos tubos se construyen en acero al carbono SA-285, mientras que las aletas serán de aluminio.

#### **7.2.6.- Purificación**

La purificación del producto puede dividirse en dos etapas; una primera etapa de separación de las fases gas-líquido por medio de un separador de fases y una última purificación llevada a cabo en una columna de rectificación de platos perforados.

Tras abandonar la fase de condensación en los aereorrefrigerantes, el producto se dirige hacia el separador gas-líquido vertical, con el fin de disponer por un lado de la corriente líquida de producto y por otro de la corriente de gases ligeros que no ha reaccionado y que se recirculará de nuevo al proceso. Para favorecer la vaporización se colocará en la tubería de entrada de este equipo una válvula de reducción de presión de manera que el producto entra en

el sistema a 25,88 bar. El separador de fases se soporta por medio de faldones y está construido en acero al carbono SA-285.

Tras abandonar el separador la corriente líquida se impulsa hacia un tercer intercambiador de calor que aumenta la temperatura de la corriente hasta 130 °C. El fluido que se emplea como agente calefactor será la corriente de colas procedente de la columna de rectificación en su camino hacia el sistema de enfriamiento.

Además, antes de su entrada en la columna, se dispone de una válvula de reducción de presión que acondiciona la alimentación hasta una presión de 23,5 bar para la operación en la torre.

La segunda unidad de purificación se trata de una columna de rectificación formada por 25 platos perforados construidos en acero inoxidable AISI 316L. En la columna, se obtendrá por un lado el resto de los gases ligeros no separados en el proceso anterior y por el otro el producto de interés, es decir, ciclohexano con una pureza del 99,9%. La columna dispone de equipos auxiliares como son: el reboiler inundado, el condensador de cabeza y el separador gas-líquido.

El reboiler inundado se construye de acero al carbono SA-285 y utiliza como fluido calefactor vapor de agua saturado a alta presión proveniente de Refinería.

El condensador parcial de cabeza, no es más que un intercambiador de carcasa y tubos, que se encarga de reducir la temperatura de la corriente de cabeza de la columna desde 60,77 °C hasta 35 °C. El fluido refrigerante procede de la red de agua de condensación de Refinería. Los tubos son construidos en acero al carbono SA-53E/B, mientras que la carcasa será de acero al carbono SA-285.

Por último, el separador gas-líquido o acumulador de reflujo, se basa en un recipiente de separación gas líquido vertical, en la que se introduce la corriente de salida del condensador, obteniéndose dos corrientes, una corriente gaseosa, que se dirige a la unidad de Fuel Gas, y otra líquida, que sale por la parte inferior de la columna, y se devuelve a la torre como reflujo, impulsada con una bomba.

### **7.2.7.- Enfriamiento del producto**

La corriente de colas o producto principal de la línea de proceso, tras abandonar el intercambiador de calor de la zona de purificación, se somete a un proceso de enfriamiento antes de su almacenamiento en tanques, que permite reducir su temperatura desde 141,1 °C hasta 50 °C.

Este proceso se lleva a cabo en un equipo análogo al primer condensador de la línea, sólo que en este caso se dispone de una batería de cinco aéreos en serie. Los materiales de construcción son idénticos a los ya descritos en el primer equipo de condensación.

### **7.2.8.- Almacenamiento del producto final**

El producto obtenido en la línea de proceso se almacena en 4 tanques de almacenamiento de 15.568 m<sup>3</sup> de capacidad, provisto de un diámetro de 30,48 metros y una altura de 21,34 metros. En este caso el material empleado para su construcción es acero al carbono SA-285.

Además se dispone de un tanque de dimensiones más pequeñas, denominado depósito de rundown, que se encargará de almacenar el ciclohexano producido durante dos días, para realizar pruebas de control de calidad del producto obtenido, antes de su almacenaje en el resto de los depósitos de almacenamiento correspondientes. La capacidad de este último depósito es 4.359 m<sup>3</sup>, con un diámetro de 21,34 metros y 12,19 metros de altura. Está construido de acero al carbono SA-285.

### **7.2.9.- Recirculación del hidrógeno**

La corriente de gases ligeros que se obtiene en el primer separador gas-líquido de la zona de purificación, se recircula, casi en su totalidad, de nuevo al proceso para su aprovechamiento. Este hecho requiere su impulsión por medio de dos compresores centrífugos conectados en paralelo, que elevarán la presión de la fase hasta 36,52 bar. Tras el proceso de compresión, una pequeña parte de esta corriente, que aún contiene ciclohexano, se purga para unirse a la corriente líquida que se produce en el separador y que se dirige a la columna de rectificación. El resto de la corriente comprimida, se dirige hacia el punto de suministro de hidrógeno fresco. Una vez unidas ambas corrientes, hidrógeno fresco y recirculado, se dispone

de una serie de líneas e instrumentación de control con el fin de distribuir la corriente a tres puntos: alimentación al primer intercambiador de calor, alimentación al segundo reactor y, en el caso de un aumento de presión, una tercera línea se encargará de dirigir el exceso de la corriente hacia la unidad de Fuel Gas de Refinería.

## **CAPÍTULO 8: PROCESO DE REACCIÓN**

### **8.1.- Introducción**

El proceso de reacción para la obtención de ciclohexano comprende el diseño de las unidades de reacción, dos reactores catalíticos multitubulares así como los equipos necesarios para el acondicionamiento de reactivos y productos.

La zona destinada al proceso de reacción presenta los siguientes equipos:

- Un intercambiador de calor, IC-01, destinado a precalentar la alimentación aprovechando el calor contenido en la corriente de producto proveniente del segundo de los reactores.
- Un segundo intercambiador de calor, IC-02, cuya misión es alcanzar la vaporización completa de la corriente de reactivo de manera que la reacción pueda transcurrir en fase gaseosa. En este proceso se empleará como fluido calefactor la corriente producto obtenida en la primera unidad de reacción en su camino al segundo de los equipos de reacción.
- Dos unidades de reacción. En la primera de ellas la reacción de hidrogenación del benceno se completa hasta alcanzar una conversión del 88%. El segundo de los reactores se encarga de aumentar dicha conversión hasta prácticamente su totalidad, en concreto, se alcanza una conversión del 99,996%. Este modo de trabajar se justifica debido al fuerte carácter exotérmico y reversible de la reacción que obliga a llegar a un consenso entre la velocidad de la reacción y la conversión alcanzada para la misma.

Una vez transcurrida la reacción la corriente producto se dirige a las unidades encargadas de la purificación y acondicionamiento de manera que ésta cumpla las exigencias impuestas al producto ciclohexano para su posterior comercialización.

### **8.2.- Intercambiador de calor IC-01**

En este Proyecto Fin de Carrera se requiere calentar la corriente formada por los reactivos, antes de introducirla en los reactores de modo que éstos alcancen las condiciones requeridas para que se produzca la reacción en fase gaseosa. Se diseña el intercambiador para

elevant la temperatura de dicha corriente y para ello se utiliza como agente calefactor la corriente de salida del segundo reactor, de modo que se aprovecha así la energía.

### **8.2.1.- Elección del intercambiador**

Tal y como se justifica en el **Apartado 6.1.1.1** del Capítulo 6, se diseña un intercambiador de contracorriente del tipo carcasa y tubos.

#### **8.2.1.1.- Selección de la trayectoria del flujo**

De acuerdo con los criterios establecidos en el **Apartado 6.1.1.3** del Capítulo 6 de la Memoria Descriptiva, para este equipo se asigna la corriente de alimentación o reactivos por el interior de los tubos del intercambiador, y la corriente de salida del segundo reactor o fluido caliente circulará por el lado de la carcasa, según el criterio 3 y 4, puesto que la corriente fría presenta mayor presión y la corriente caliente presenta menor pérdida de carga y por tanto circulará por la carcasa.

#### **8.2.1.2.- Estudio de los elementos fundamentales del intercambiador**

Los elementos más importantes del intercambiador tipo carcasa y tubos son:

##### *a) Carcasa*

El diámetro interior de la carcasa viene dado según el número de tubos estándar. Este diámetro se localizará en la **Tabla A.16.14** del Anexo 16, en función de la disposición y el diámetro exterior de los tubos, el pitch, el número de pasos y de tubos. El intercambiador diseñado tiene un diámetro de carcasa de 27 pulgadas. El espesor de la carcasa se determina según las fórmulas del código ASME.

Se fabrica de acero inoxidable, dada las condiciones de operación, donde la presión y la temperatura son elevadas. Además por la presencia de benceno en algunos de los equipos de la línea de proceso, por motivos de seguridad, se empleará un acero de alta resistencia, adecuado a las condiciones del proceso. Concretamente, siguiendo las normas AISI (American Iron and Steel Institute) se elige un acero inoxidable AISI 316L, de composición de 18% de cromo, 12% de níquel y 2-4% de molibdeno.

Las carcasas irán provistas de unas placas deflectoras, que son las responsables de provocar la agitación del fluido que circula por el exterior de los tubos, mejorando así la

transferencia de calor. Los deflectores obligan al fluido a incidir verticalmente sobre los tubos, de modo que el fluido realiza un camino sinuoso que origina una gran turbulencia, con la consiguiente mejora de la transmisión de calor. Se puede encontrar varios tipos de deflectores, pero los más usados son los deflectores segmentados. Consisten en placas perforadas cuya altura suele ser generalmente un 75% del diámetro interior de la carcasa. Se conocen como deflectores con 25% de corte. Las normas TEMA fijan unos valores máximo y mínimo de espaciamiento entre las placas deflectoras que será función del diámetro exterior de los tubos y el diámetro interior de la carcasa. Tomando un valor medio entre los valores máximo y mínimo se obtiene un espaciamiento de 0,83 metros entre placas. Teniendo en cuenta la longitud del cambiador, se determinan 5 placas deflectoras.

*b) Tubos*

Situado en el interior de la carcasa y paralelamente a ella, son los componentes esenciales de los intercambiadores.

Se usan diámetros comprendidos entre 5/8 a 2 pulgadas. Los diámetros más pequeños, esto es entre 5/8 y 1 pulgadas, se prefieren para la mayoría de servicios, ya que proporcionan intercambiadores más compactos, y por tanto más económicos. Los tubos de mayor diámetro tiene la ventaja de que son más fáciles de limpiar por métodos mecánicos y se seleccionan para fluidos que creen una gran suciedad.

El espesor de tubo se selecciona para soportar la presión interna y para proporcionar un adecuado sobreespesor de corrosión. El espesor de la pared de los tubos se mide en unidades de calibre de alambre de Birmingham (BWG). Se calculará el espesor adecuado para soportar la presión a la que está sometido el tubo mediante fórmulas que ofrece el Código ASME B31.3 y se tomará el espesor estándar inmediatamente superior.

Las longitudes preferidas para los tubos de intercambiadores son 6 ft, 8 ft, 12 ft, 16 ft, 20 ft y 24 ft, aunque en diseños especiales se llega a longitudes de hasta 48 ft. Entre los factores que afectan la longitud de los tubos son la disponibilidad de espacio en la planta, condiciones económicas y caída de presión permitida.

El intercambiador de calor IC-01 presenta un diámetro nominal de 0,75 pulgadas, calibre BWG 12 y una longitud de 12 pies.

Se emplearán tubos de acero inoxidable AISI 316L, por los mismos motivos expuestos para la carcasa.

Los tubos pueden disponerse de forma triangular o cuadrangular. La distribución cuadrangular presenta ventajas de tener una mayor accesibilidad al limpiado externo de los tubos y una menor caída de presión. La distribución triangular proporciona un mayor coeficiente de transmisión de calor y un mayor número de tubos en la carcasa para una misma separación entre los centros de los tubos. Presenta el inconveniente de una mayor caída de presión y una peor accesibilidad en su limpieza. Dado que la cantidad de calor a intercambiar es muy elevada, se elige la distribución triangular, a pesar de los inconvenientes que presenta, ya que esta distribución permite reducir la longitud del intercambiador.

El número de tubos está estandarizado por las normas TEMA, por que se determinará dicho valor según las necesidades del área de intercambio de calor, considerando el diámetro exterior de los tubos, el pitch y el número de pasos. En segundo lugar, se localizará en la tabla correspondiente el número de tubos que sea inmediatamente superior al calculado. En este caso, el intercambiador diseñado tiene 534 tubos en disposición triangular.

*c) Cabezal de distribución*

Elemento similar a la carcasa, cuya función es recibir el fluido que ha de circular por el interior de los tubos, distribuirlo y recolectarlo para mandarlo fuera de él. Se elige cabezal tipo A (canal y carcasa desmontable) por ser el más usado.

*d) Cabezal de retorno*

Tiene como función retornar el fluido que circula por el interior de los tubos hacia el cabezal de distribución o bien mandar el fluido fuera del intercambiador cuando éste cuenta con un solo paso por el lado de los tubos. Este cabezal puede ser de tres tipos: fijo, flotante y haz de tubos en U. En el cabezal fijo, la carcasa y el exterior de los tubos del haz no pueden ser limpiados por métodos mecánicos ni ser inspeccionados físicamente. El haz de tubos en U, supone una gran dificultad para llevar a cabo la limpieza mecánica por el interior de los tubos. En cuanto a los cabezales flotantes, tienen una amplia facilidad de inspección, mantenimiento y reparación. Por tanto se elige éste último. Dentro de los cabezales flotantes se decanta por el cabezal flotante interno, puesto que los de cabezal flotante con empaque externo presentan el inconveniente de necesitar mantenimiento en el empaquetamiento y evitar fugas, mientras que los intercambiadores de cabezal flotante extraíble, requieren mayor



diámetro de casco para la misma superficie de intercambio. Será cabezal flotante tipo S, según las normas TEMA.

*e) Pitch*

Los orificios de los tubos no pueden taladrarse muy cerca uno del otro, ya que una franja demasiado estrecha de metal entre los tubos adyacentes debilita estructuralmente el cabezal de tubos. El pitch es el espacio de centro a centro de los tubos, los cuales pueden estar arreglados en pitch triangular, triangular rotado, cuadrado y cuadrado rotado. Se elige pitch triangular para el intercambiador de calor en estudio. El pitch triangular se utiliza generalmente en cambiadores que no necesitan limpiar el exterior de los tubos ya sea mecánica o manualmente, debido a que este arreglo no permite el acceso mecánico a los tubos por su parte externa. Según la norma TEMA, para tubos de 0,75 pulgadas de diámetro, y teniendo en cuenta el número de tubos necesarios para el intercambio, el pitch adquiere un valor de 1 pulgada (véase **Tabla A.16.14** del anexo 16).

*f) Número de pasos*

El número de pasos por los tubos se refiere al número de veces que el fluido del lado de los tubos cambia de dirección al circular por el interior de éstos. La mayoría de los intercambiadores suelen tener un número par de pasos del lado de los tubos. Un intercambiador puede tener 1, 2, 4, 6 u 8 pasos por el lado de los tubos. De igual manera, en el lado de la carcasa puede haber un solo paso o paso múltiple. Se elige un intercambiador de calor 1-2 de flujo contracorriente, esto es, el líquido de la carcasa fluye en un paso y el líquido del lado de los tubos circula en dos pasos. La opción idónea a priori sería emplear intercambiadores con un flujo que se aproxima más a la contracorriente pura, lo cual se consigue con aparatos de pasos múltiples por el lado de la carcasa. Sin embargo, esto implica mayor complejidad constructiva y, por tanto, mayores costes. Entonces, la situación óptima en la práctica es utilizar intercambiadores 1-2, esto es un paso por carcasa y dos por tubos.

*g) Envolvente*

El número de pasos por la carcasa es único, por lo que el tipo de envolvente utilizado será del tipo E.

Se presenta a continuación el tipo de intercambiador en diseño indicando cada una de las partes que lo conforman.

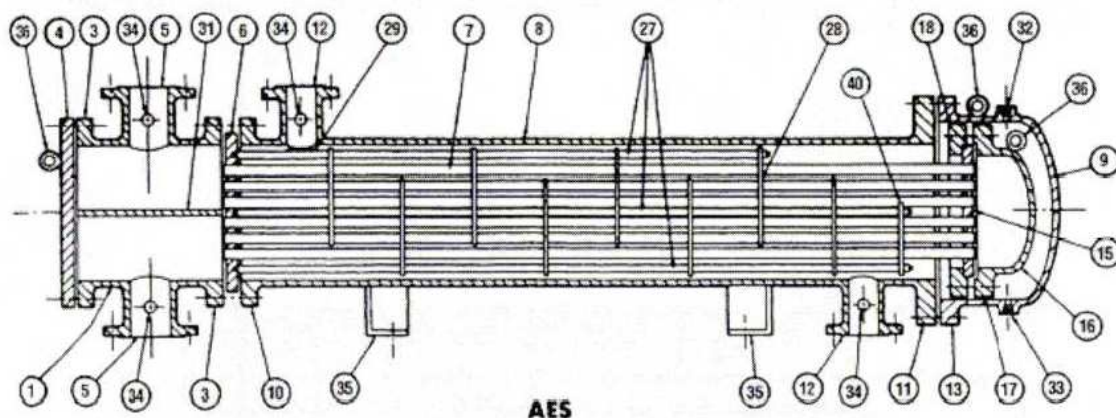


Figura 8.1: Intercambiador Tipo AES (Normas TEMA)

Tabla 8.1:  
Partes fundamentales del intercambiador de calor (Normas TEMA)

1 Cabezal estacionario, canal de fluido de tubos	21 Cubierta del cabezal flotante, externa
2 Cabezal estacionario, casquete	22 Faldón del espejo flotante
3 Brida de cabezal estacionario, canal o casquete	23 Brida del prensaestopas
4 Cubierta de canal	24 Empaque
5 Tobera de cabezal estacionario	25 Prensaestopas o empaquetadura
6 Espejo o haz estacionario	26 Anillo de cierre hidráulico
7 Tubos	27 Bielas y espaciadores
8 Coraza	28 Deflectores transversales o placas de apoyo
9 Cubierta de la coraza	29 Placa de choque
10 Brida de la coraza, extremo del cabezal estacionario	30 Deflector longitudinal
11 Brida de la coraza, extremo del cabezal posterior	31 Separación de paso
12 Tobera de la coraza	32 Conexión de ventila
13 Brida de la cubierta de la coraza	33 Conexión de drenaje
14 Junta de expansión	34 Conexión de instrumentos
15 Espejo flotante	35 Pie de soporte
16 Cubierta del cabezal flotante	36 Anillo de sujeción
17 Brida del cabezal flotante	37 Ménsula de soporte
18 Dispositivo de apoyo del cabezal flotante	38 Vertedero
19 Anillo de corte dividido	39 Conexión del nivel del líquido
20 Brida de apoyo deslizante	40 Soporte cabeza flotante

**8.2.1.3.- Material de aislamiento**

Se emplea lana de roca para el aislamiento de la carcasa del intercambiador. Para la temperatura de operación de este equipo (mayor a 150 °C), se requiere un espesor de este material de 50 milímetros (véase **Tabla A.16.33** del Anexo 16).

**8.2.1.4.- Datos de diseño del intercambiador de calor**

A continuación se presenta una tabla resumen con los datos de diseño más importantes del intercambiador de calor IC-01.

Tabla 8.2:  
Datos de diseño del intercambiador de calor IC-01

<b>Descripción</b>	<b>Intercambiador de Carcasa y Tubos</b>
<b>Denominación</b>	<b>Tipo AES</b>
<b>Posición intercambiador</b>	<b>Horizontal</b>
<b>Tubos</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable SA-240</b>
<b>Diámetro exterior</b>	<b>0,019 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0028 m</b>
<b>Longitud</b>	<b>3,67 m</b>
<b>Disposición</b>	<b>Triangular</b>
<b>Pitch</b>	<b>0,0254 m</b>
<b>Número de tubos</b>	<b>534</b>
<b>Número de Pasos</b>	<b>2</b>
<b>Área de transferencia</b>	<b>113 m<sup>2</sup></b>
<b>Carcasa</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable SA-240</b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>0,686 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,012 m</b>
<b>Número de pasos</b>	<b>1</b>
<b>Deflectores</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Segmentados</b>
<b>Número</b>	<b>5</b>
<b>Espaciamiento entre deflectores</b>	<b>0,8 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0064 m</b>
<b>Diámetro</b>	<b>0,686 m</b>
<b>Aislamiento</b>	
<b>Material</b>	<b>Lana de roca</b>
<b>Espesor</b>	<b>50 mm</b>

## **8.3.- Intercambiador de calor IC-02**

### **8.3.1.- Introducción**

En este Proyecto Fin de Carrera es necesario calentar la corriente de reactivos, antes de introducirla en los reactores de modo que éstos alcancen la temperatura adecuada como para que la reacción ocurra en estado gaseoso. Se diseña el intercambiador para elevar la temperatura de dicha corriente y para ello se utiliza como agente calefactor la corriente de salida del primer reactor, consiguiendo así el aprovechamiento de esta energía.

### **8.3.2.- Elección del intercambiador**

Tal y como se expuso en el **Apartado 6.1.1.1** del Capítulo 6 de la Memoria Descriptiva, se diseña un intercambiador de calor de contracorriente del tipo carcasa y tubos, dado su facilidad de limpieza y mantenimiento, así como por su elevada superficie de transferencia. Además son los cambiadores de calor más utilizados industrialmente, por lo que la posibilidad de encontrar un suministrador de este equipo es elevada.

#### **8.3.2.1.- Selección de la trayectoria del flujo**

Teniendo en cuenta los criterios para la selección de la trayectoria de los fluidos, expuestos en el **Apartado 6.1.1.3** del presente documento, se decide qué fluido pasa por los tubos y cuál por la carcasa.

Debido a la presión de los fluidos y la pérdida de carga que presentan las dos corrientes que intercambian calor en este equipo, se tiene que:

- El fluido frío procedente del intercambiador IC-01, será la corriente que elevará su temperatura y circulará por los tubos, dada su alta presión.
- La corriente de salida del primer reactor o corriente caliente, pasará por este intercambiador, con el objeto de aprovechar su energía calorífica, y circulará por la carcasa, ya que el fluido presenta menor presión que el frío.

### **8.3.2.2.- Estudio de los elementos fundamentales del intercambiador**

A continuación se describen los elementos más importantes del cambiador de calor de coraza y tubos:

#### *a) Carcasa*

Según el diámetro exterior de los tubos, el número de tubos y de pasos, el pitch y la disposición que adquieren los tubos, se determina el diámetro interior de la carcasa mediante la **Tabla A.16.14** del Anexo 16, tomando un valor de 29 pulgadas. El espesor de la carcasa se determinará en el Anexo correspondiente según las fórmulas del código ASME.

La carcasa está construida de acero inoxidable AISI 316L, de gran resistencia a las altas temperaturas y presiones, por seguridad ante el benceno.

Al igual que el intercambiador IC-01, irá provisto de 5 placas deflectoras del tipo segmentadas con un espaciamiento entre ellas de 0,8 metros (31 pulgadas).

#### *b) Tubos*

Los tubos del intercambiador están contruidos de acero inoxidable AISI 316L, con un diámetro exterior de 0,75 pulgadas. Como se comenta en el **Apartado 6.1.1.2** del Capítulo 6, el espesor de los tubos se determina a través de fórmulas que se encuentran en el Código ASME B31.3., obteniéndose un valor de 12BWG. La longitud de los tubos es de 12 pies, al igual que el primero de los intercambiadores.

Los tubos se dispondrán en posición triangular, una disposición justificada por la elevada cantidad de calor a intercambiar y el caudal másico que circula por ellos.

El número de tubos está normalizado por las normas TEMA y se determina con la **Tabla A.16.14** del Anexo 16, según el área de intercambio que se requiere, y en función del diámetro exterior de los tubos, el pitch y el número de pasos. El intercambiador IC-02 posee 692 tubos.

#### *c) Cabezal de distribución*

Este elemento recibe el fluido que circula por el interior de los tubos, para distribuirlo y recolectarlo con el fin de mandarlo fuera del intercambiador. Se elige un cabezal tipo A, esto es de canal y carcasa desmontable.

*d) Cabezal de retorno*

Este otro cabezal es el encargado de retornar el fluido que circula por el interior de los tubos hacia el cabezal de distribución o mandarlo fuera del intercambiador cuando solo conste el equipo de un solo paso por el lado de los tubos. Se opta por cabezal flotante sin contrabrida, por su facilidad de mantenimiento, inspección y reparación.

*e) Pitch*

Para un diámetro de tubos de 0,75 pulgadas, y conociendo el número de tubos necesarios para llevar a cabo el intercambio de calor necesario, queda fijado el valor del pitch, mediante la **Tabla A.16.14** del Anexo 16. Para 692 tubos, el pitch correspondiente a este intercambiador es de 15/16 pulgadas.

*f) Número de pasos*

De la misma manera que el primer intercambiador, el número de pasos por los tubos es de 2, por ser el más común. En cuanto a la carcasa, será de paso simple. Por tanto se trata de un intercambiador de coraza y tubos 1-2.

*g) Envolvente*

La envolvente del intercambiador es de tipo E, al ser de paso único por el lado de la carcasa.

### **8.3.2.3.- Material de aislamiento**

Como en el intercambiador anterior, se emplea lana de roca para el aislamiento de la carcasa del intercambiador. En la **Tabla A.16.33** del Anexo 16, se muestran los espesores estándar de este aislante en función del rango de temperatura de operación.

Según esto, para una temperatura máxima de operación en la carcasa de hasta 227 °C, se obtiene un espesor de lana de roca de 80 milímetros.

### 8.3.2.4.- Datos de diseño del intercambiador de calor

A continuación se muestra una tabla resumen en la que se recogen los datos de más importantes del diseño del intercambiador IC-02.

Tabla 8.3:  
Datos de diseño del intercambiador de calor IC-02

Descripción	Intercambiador de Carcasa y Tubos
<b>Denominación</b>	<b>Tipo AES</b>
<b>Posición intercambiador</b>	<b>Horizontal</b>
<b>Tubos</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable AISI SA-240</b>
<b>Diámetro exterior</b>	<b>0,019 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0028 m</b>
<b>Longitud</b>	<b>3,67 m</b>
<b>Disposición</b>	<b>Triangular</b>
<b>Pitch</b>	<b>0,024 m</b>
<b>Número de tubos</b>	<b>692</b>
<b>Número de Pasos</b>	<b>2</b>
<b>Área de transferencia</b>	<b>141 m<sup>2</sup></b>
<b>Carcasa</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable SA-240</b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>0,737 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,014 m</b>
<b>Número de pasos</b>	<b>1</b>
<b>Deflectores</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Segmentados</b>
<b>Número</b>	<b>5</b>
<b>Espaciamento entre deflectores</b>	<b>0,8 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0075 m</b>
<b>Diámetro</b>	<b>0,737 m</b>
<b>Aislamiento</b>	
<b>Material</b>	<b>Lana de roca</b>
<b>Espesor</b>	<b>80 mm</b>

## 8.4.- Sistema de reacción

### 8.4.1.- Selección de la unidad de reacción

Tal y como ya se ha justificado en el **Apartado 6.2.1** del Capítulo 6 del presente Proyecto Fin de Carrera se recurre al empleo de dos reactores multitubulares de lecho fijo, operando en las condiciones de trabajo más favorables, en los cuales se llevará a cabo la

reacción de hidrogenación de benceno con el fin de obtener el producto de interés ciclohexano.

#### **8.4.2.- Cinética de la reacción**

El proceso de producción de ciclohexano seleccionado, se basa en la reacción de hidrogenación del benceno en presencia de catalizador de Níquel. Dicha reacción presenta dos características fundamentales que marcan profundamente las condiciones de operación en el sistema: reacción fuertemente exotérmica y de alta reversibilidad. Durante el proceso de reacción, se produce a su vez una reducción en el número de moles del sistema.

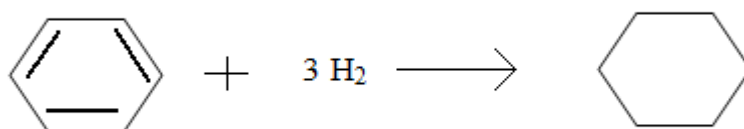


Figura 8.2: Estequiometría de la reacción de hidrogenación del Benceno  
(Chauvel A., Lefebvre G., 1989)

Las condiciones estequiométricas de reacción, exigen que por cada mol de benceno alimentado al sistema sean necesario otros tres de hidrógeno para obtener un mol de ciclohexano, pero en realidad, como se justificará a posteriori la reacción se ve favorecida si se trabaja con un exceso de la alimentación de hidrógeno. Las características propias de este sistema de reacción, hacen que la temperatura de trabajo sea un punto crucial a la hora de operar en el equipo: altas temperaturas favorecen la velocidad de reacción sacrificando, sin embargo, la conversión de equilibrio que se alcanza en el sistema, mientras que temperaturas inferiores desplazan el sentido de la reacción hacia la formación del producto de interés a costa de reducir la velocidad de la misma. Esta situación exigirá operar de manera que se alcance una situación óptima entre la cinética y la termodinámica propias del sistema de reacción.

Según los estudios desarrollados por el Departamento de Ingeniería Química de la Universidad del Rey Saud en Arabia Saudí, la reacción de hidrogenación del benceno para



obtener ciclohexano, obedece a una cinética compleja que en presencia de catalizador de Níquel presenta la siguiente expresión [Abashar M.E.E y Al-Rabiah, A.A., 2005]:

$$(-r_B)^H = \frac{K_2 \cdot K_B \cdot P_B \cdot P_H}{(1 + K_B \cdot P_B) \cdot (P_B + P_H)} \quad (M. 6.1)$$

$$K_2 = 121,11 \cdot e^{\left(\frac{-6038,65}{T}\right)} \quad (M. 6.2)$$

$$K_B = 788 \cdot e^{\left(\frac{-3019,32}{T}\right)} \quad (M. 6.3)$$

Donde  $K_2$  y  $K_B$  se corresponden con las constantes cinética y de absorción en el equilibrio respectivamente, y la reacción se estudia en base a las presiones parciales de los reactivos, al transcurrir la reacción en fase gaseosa. Como puede observarse, la velocidad de reacción se encuentra condicionada por la temperatura al depender de ella las constantes características de la misma.

#### **8.4.3.- Selección de las condiciones de operación**

El diseño adecuado del sistema de reacción requiere la elección de las condiciones idóneas de operación en las cuales transcurrirá la reacción, al haber la posibilidad de trabajar dentro de distintos intervalos de las variables propias del sistema.

El sistema va a estudiarse en base a tres variables fundamentales: temperatura, presión y relación de alimentación Hidrógeno-Hidrocarburo, siendo éstas las que más directamente influyen sobre la efectividad y la selectividad de la reacción desarrollada. Para cada una de ellas, se delimitan los valores límites para alcanzar las condiciones óptimas de trabajo:

- La temperatura de reacción no deberá exceder el valor de 250 °C, temperatura establecida a partir de la cual aparece la reacción paralela de isomerización del ciclohexano a metilciclopentano con una conversión de hasta el 85% [Arpe, H. J., Weissermel K., 1981].
- La presión de trabajo en el reactor estará comprendida entre el límite mínimo e igual a 10 bar y el máximo de 40 bar [Carrero-Mantilla, J., Llano –Restrepo, M., 2004].
- La relación de alimentación hidrógeno/aromáticos variará desde el valor estequiométrico marcado por la propia reacción hasta un exceso de hidrógeno 24 veces

superior al valor alimentado de la corriente de hidrocarburo [Carrero-Mantilla, J., Llano –Restrepo, M., 2004]

Conocidos estos límites, será posible trabajar dentro de cualquier valor comprendido para los mismos siempre y cuando se registren los mejores resultados. Considerando que la reacción transcurre en estado gaseoso y asumiendo un comportamiento ideal de la mezcla de gases<sup>2</sup> [Carrero-Mantilla, J., Llano–Restrepo, M., 2004], la selección de las condiciones de operación se determina realizando un estudio del comportamiento del sistema para las variables mencionadas.

#### 8.4.3.1.- Estudio termodinámico

Como ya se ha mencionado, el fuerte comportamiento exotérmico que caracteriza a todas las reacciones de hidrogenación de aromáticos, conlleva establecer una situación óptima entre la velocidad a la que transcurrirá la reacción y la conversión obtenida. Con el fin de favorecer un equilibrio entre ambas variables, se diseña un sistema compuesto por dos unidades de reacción. La primera de ellas, permite alcanzar mayores velocidades de reacción y una conversión de equilibrio menor a la deseada, seguida de un segundo equipo donde se completa la reacción casi en su totalidad (99,996%) aunque a una velocidad inferior.

Los valores aproximados de temperatura, presión y relación de alimentación se van a relacionar por medio de la constante de equilibrio del sistema, cuyo valor obedece a la siguiente expresión (véase **Apartado 4.1** del Anexo 4):

$$Ke = \frac{Xe}{(1 - Xe) \cdot \left( \frac{P_{SISTEMA}}{(M + 1) \cdot R \cdot T} \right)^3 \cdot (M - 3 \cdot Xe)^3} \quad (M. 6.4)$$

Deducida esta expresión, es posible realizar un estudio del comportamiento del sistema modificando las variables de operación dentro de los límites delimitados. Este estudio gráfico se recoge en el **Anexo 4** del presente Proyecto Fin de Carrera.

---

<sup>2</sup> El estudio de las condiciones de operación de la reacción de hidrogenación de benceno realizado por la Escuela de Ingeniería Química del Valle en Colombia recoge la similitud de los resultados obtenidos al considerar ambos comportamientos, ideal y no ideal, de la corriente de reactivo en estado gaseoso.

Tabla 8.4:  
Condiciones de operación en la unidad R-01

<b>CONDICIONES DE OPERACIÓN EN R-01</b>	
<b>VARIABLE</b>	<b>VALOR</b>
Presión del efluente	30,6 bar
Temperatura máxima alcanzada	500 K
Relación de alimentación H <sub>2</sub> -HC	6
Conversión alcanzada, X <sub>e</sub>	88%

Tabla 8.5:  
Condiciones de operación en la unidad R-02

<b>CONDICIONES DE OPERACIÓN EN R-02</b>	
<b>VARIABLE</b>	<b>VALOR</b>
Presión del efluente	29,6 bar
Temperatura máxima alcanzada	424,74 K
Relación de alimentación H <sub>2</sub> -HC	9
Conversión alcanzada, X <sub>e</sub>	99,996%

Este valor de las variables permite desarrollar una estrategia eficaz de operación en el sistema de reacción con el fin de alcanzar el objeto que se propone: alta conversión de los reactivos en el producto de interés exento de la aparición de reacciones secundarias paralelas.

En ambas unidades se trabajará a alta presión con un exceso de hidrógeno. Las presiones elevadas favorecen el transcurso de la reacción en aquellos sistemas que sufren una reducción en el número de moles (véase **Figura 8.3**), mientras que el exceso de hidrógeno aporta ventajas importantes garantizando una mayor conversión de los reactivos así como ayudando a paliar los efectos que la contracción de volumen produce en el sistema, pudiendo incluso llegar a despreciarse. En la segunda unidad de reacción, además, un aporte fresco de hidrógeno en un exceso superior al de la primera permite, a su vez, controlar un aumento de temperatura desmesurado, es decir, está corriente cumple con la función de refrescar el sistema de reacción reduciendo la cantidad de calor a evacuar durante el proceso. Se trata pues de una medida de ahorro energético.

Desde el punto de vista de las temperaturas registradas en cada uno de los sistemas, una mayor temperatura en el primer reactor permite alcanzar velocidades de reacción mayores y una conversión no superior al 88%. Ya en el segundo de los sistemas, se reduce la temperatura a 75,25 °C completando la reacción aunque a una velocidad en orden de magnitud inferior.

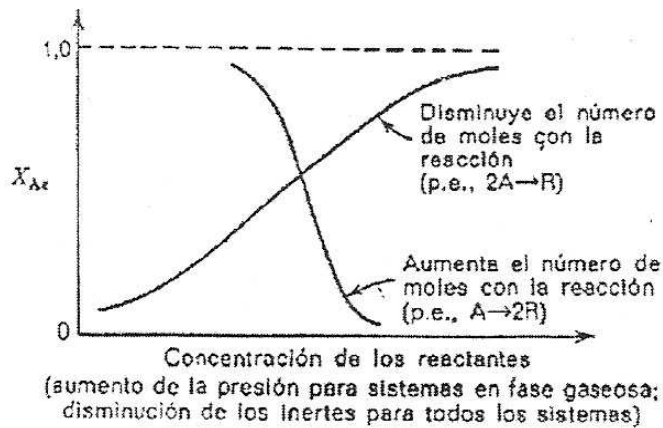


Figura 8.3: Comportamiento del sistema reactante con la presión (Levenspiel, 2006)

#### 8.4.4.- Diseño de las unidades de reacción

El procedimiento seguido para determinar las dimensiones de un reactor de lecho fijo exige resolver conjuntamente los perfiles de concentración y de temperatura en el interior del lecho catalítico. Para el caso que se aborda ambos balances, materia y energía, se han resuelto simultáneamente considerando cada uno de los tubos del reactor como pequeños lechos de reacción. La resolución del balance de materia permite relacionar la conversión alcanzada en el sistema con la velocidad de reacción y ésta última con la temperatura. La resolución del balance de energía permite conocer el valor de la temperatura para cada posición a lo largo de la longitud del reactor.

El procedimiento seguido para la resolución de ambos balances se detalla en los **Apartados 5.1.1 y 5.1.2** del Anexo 5 del presente Proyecto Fin de Carrera.

##### 8.4.4.1.- Diseño de la primera unidad de reacción

###### 8.4.4.1.1.- Introducción

En la primera unidad de reacción se introduce la corriente de reactivo formada por benceno, trazas de tolueno, metano, hidrógeno y ciclohexano (inicialmente contenido en la corriente de ligeros recirculada al sistema) proveniente de los intercambiadores donde se ha vaporizado alcanzando la temperatura de 125 °C.

Las condiciones de operación seleccionadas exigen que el efluente del primer reactor abandone la unidad a una presión en torno a los 30,6 bar y 227 °C con el fin de poder alcanzar

una conversión del 88% con respecto al benceno. La resolución del balance de materia y de energía para estas condiciones permite obtener los perfiles de concentración y de temperatura para la unidad que se está diseñando.

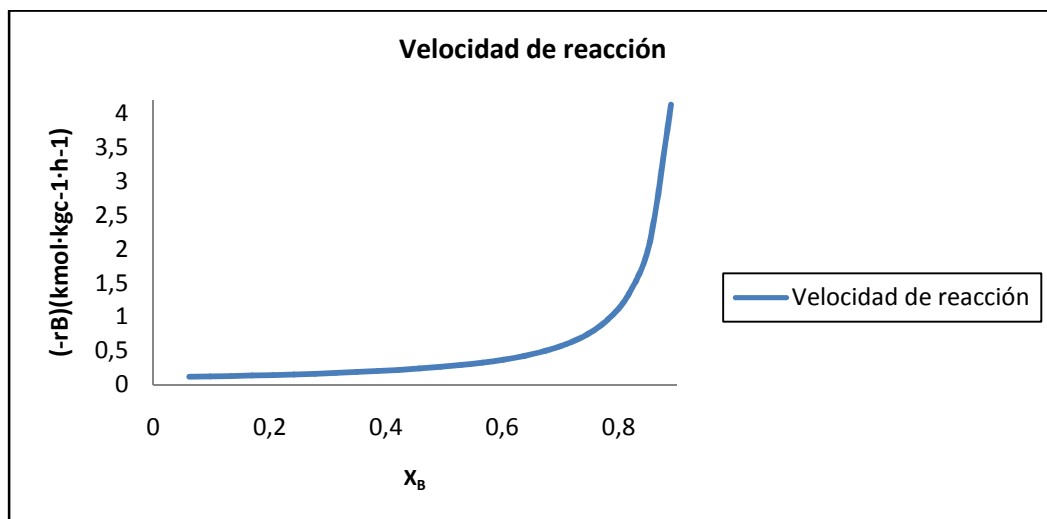


Figura 8.4: Perfil de concentraciones del reactor R-01

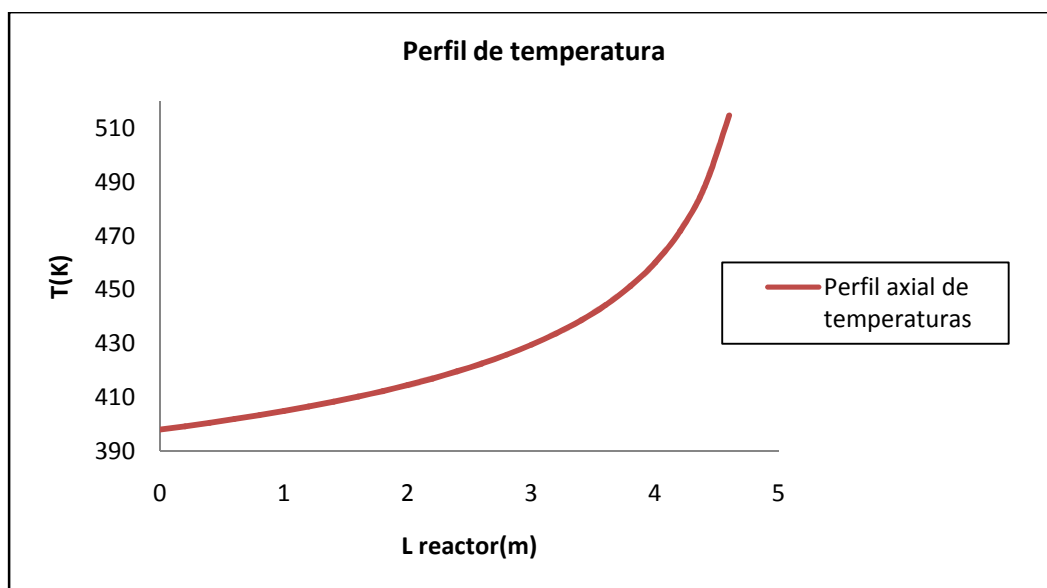


Figura 8.5: Perfil de temperaturas del reactor R-02

La forma que adquiere el perfil de concentraciones sigue una tendencia exponencial, esto quiere decir que mientras el sistema no se encuentre en el punto de equilibrio la velocidad aumenta exponencialmente a medida que avanza la reacción. Este comportamiento es menos acusado para las conversiones más bajas y está directamente relacionado con la temperatura del sistema ya que cuanto mayor sea ésta más rápidamente transcurre la reacción y este hecho

no afectará negativamente a la conversión siempre y cuando no se haya alcanzado aún el punto de equilibrio del sistema.

En cuanto al perfil de temperaturas se deducen dos comportamientos dependiendo del valor de la misma:

- Hasta alcanzar una temperatura en torno a 420 K el comportamiento de la temperatura con la posición dentro del reactor sigue una tendencia lineal puesto que requiere un tiempo para que se alcance el punto normal de funcionamiento del sistema (punto de encendido del reactor).
- Por encima de estos valores, tal y como pasa en el perfil de concentraciones, el cambio es más acusado y para una misma posición dentro del sistema la temperatura sufre un cambio más brusco con respecto a su comportamiento a temperaturas más bajas.

Por su parte, la masa de catalizador a emplear se obtiene resolviendo el balance de materia desarrollado para el reactor y tiene un valor de 4508,076 kilogramos.

#### *8.4.4.1.2.- Selección de la trayectoria de flujo y caracterización de las corrientes*

La corriente de reactivo procedente de los intercambiadores de calor se introduce en el primer reactor a la temperatura de 125 °C. Durante el transcurso de la reacción deben tomarse las medidas necesarias para que la reacción, fuertemente exotérmica, no eleve la temperatura de la masa reaccionante por encima de los 227 °C. Para ello se requiere refrigerar el sistema de reacción transmitiendo la energía que se genera en el interior del reactor a otra corriente que cumpla así la función de refrigerante. La refrigeración de la unidad de reacción se llevará a cabo por medio del agua de la red de calderas de la Refinería. Esta agua se introduce en el sistema a la temperatura de 30 °C y abandona la unidad de reacción a 120 °C como vapor de agua que se incorpora a la red de vapor de baja presión de la Refinería.

El empleo de agua de la red de calderas de la Refinería se justifica en base a dos condiciones principales:

- No resulta factible emplear agua de la red de condensación, puesto que ésta al contener un alto índice de suciedad no puede elevar su temperatura por encima de 50°C. Superada dicha temperatura aparecen serios problemas de corrosión en el sistema originados por la propia naturaleza del agua para la condensación de unidades de la red. Este hecho implica no elevar la temperatura del agua por encima de los 50°C lo

cual se traduce en el consumo de ingentes cantidades de agua que encarecen el proceso de operación.

- La vaporización de la corriente de refrigerante supone un aprovechamiento energético importante así como una inversión a corto plazo debido a que el vapor generado se venderá a la Refinería para su propio consumo.

Teniendo en cuenta los criterios seguidos para la circulación de los fluidos en el interior de un cambiador de calor, por el interior de los tubos circulará la corriente de reactivo, fluido a mayor presión, mientras que el agua de refrigeración lo hará por el interior de la carcasa.

#### *8.4.4.1.3.- Estudio de los elementos fundamentales de la unidad de reacción*

Los principales elementos que se destacan para el diseño de un reactor multitubular de carcasa y tubos se recogen a continuación:

##### *a) Carcasa*

El diámetro interior de la carcasa del reactor se determina por medio de la fórmula de Kern (véase **Apartado 5.2.2** del Anexo 5) para un único paso por tubos y tiene un valor de 0,889 metros. El material seleccionado para la carcasa es el acero al carbono SA-285, especialmente indicado para servicio estacionario en calderas y recipientes a presión, puesto que este material estará en contacto con el agua, fluido no corrosivo, no será necesario recurrir al empleo de aceros inoxidable. La carcasa irá provista de cinco placas deflectoras responsables de provocar la agitación del fluido que circula por el exterior de los tubos mejorando de este modo la transmisión de calor.

##### *b) Tubos*

Debido a que la disposición del catalizador de Níquel en el interior de los tubos obliga a que estos solo pueden recorrer un paso, el número de tubos se determina en base a la velocidad de circulación del fluido por el interior de los mismos. El diámetro, sin embargo, se toma de la **Tabla A.16.13** del Anexo 16 para tubos que siguen una disposición cuadrada en el interior de la carcasa. Para tubos con un diámetro exterior de 1 pulgada y una velocidad de circulación del fluido de  $40,98 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$  (véase **Tabla A.16.19** del Anexo 16) el número de tubos es de 500. Debido a que por el interior de los mismos circulará la corriente que contiene los reactivos a alta temperatura y presión, el material empleado para su construcción es el acero inoxidable AISI-316L, cuya denominación

ASME es SA-240. Con el fin de facilitar las tareas de mantenimiento del catalizador y la limpieza del sistema de reacción se opta por la disposición cuadrada de los tubos en el interior de la carcasa. Para evitar que las partículas de catalizador contenidas en el interior de los tubos salgan al exterior de los mismos, éstos irán provistos en sus extremos de una malla metálica fina de tamaño de poro inferior al diámetro de partícula, que se ha de cambiar a la vez que se realice la reposición del material catalítico del sistema, esto es una vez al año.

*c) Cabezal de distribución*

Se opta por un cabezal tipo A, canal y carcasa desmontable, con el objetivo de agilizar el proceso de carga y descarga de catalizador en el interior de la unidad de reacción (véase **Figura 6.2** del Capítulo 6 de la presente Memoria Descriptiva).

*d) Cabezal de retorno*

Se opta por un cabezal de retorno flotante interno puesto que facilita las labores de inspección, mantenimiento y reparación. Éste será tipo T.

*e) Pitch*

Para tubos de 1 pulgada de diámetro exterior y siguiendo una disposición cuadrada este parámetro tiene un valor de 1,25 pulgadas.

*f) Número de pasos*

Se opta por el diseño de un reactor de carcasa y tubo con un único paso por tubo y por carcasa, por tanto se trata de un cambiador 1-1 de flujo en contracorriente. La alimentación en fase vapor se introduce por la zona superior del reactor con el fin de evitar la fluidización, mientras que el agua circula en sentido ascendente a través de la carcasa.

*g) Envolverte*

El número de pasos por carcasa es igual a la unidad por lo que la envolvente empleada será tipo E.



*h) Aislamiento*

Para el aislamiento de la carcasa del reactor se emplea lana de roca. El espesor de la misma se determina en función de la temperatura del fluido que está en contacto con la carcasa. El agua de refrigeración alcanzará la temperatura de 120 °C. Para esta temperatura el espesor del aislante tiene un valor de 50 milímetros (véase la **Tabla A.16.31** del Anexo 16)

*j) Válvula de seguridad y disco de ruptura*

Debido a las elevadas presiones del sistema se requiere la implantación de una válvula de desahogo de presión y un disco de ruptura. Dicho sistema actúa como medida de protección del personal y del equipo ante un funcionamiento anormal del sistema, evitando una elevación de la presión por encima de la de diseño del equipo.

*k) Faldones*

El equipo se situará en posición vertical apoyado sobre faldones de acero al carbono SA-285 de 1 metro de altura.

En base a estas condiciones el reactor empleado tendrá la configuración de un intercambiador de carcasa y tubo tipo **AET**.

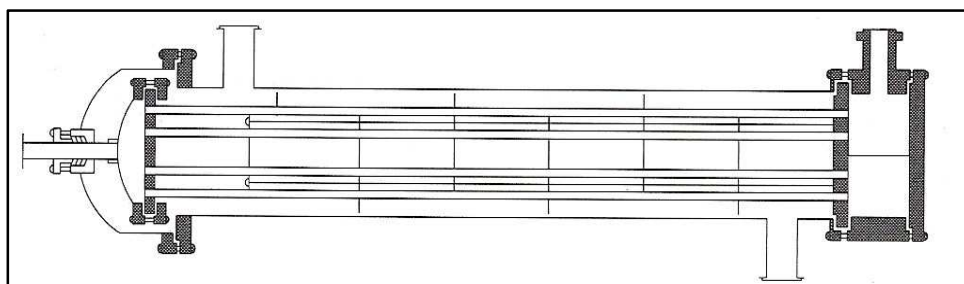


Figura 8.6: Intercambiador 1-1 con cabezal flotante (Mendia Urquiola, 1994)

*8.4.4.1.3.1.- Parámetros característicos en el dimensionamiento del reactor*

Las dimensiones básicas del reactor se obtienen al resolver los balances de materia y energía para las condiciones seleccionadas. Además de las expresiones propias de los balances y de la velocidad de reacción, es necesario determinar una serie de propiedades específicas que intervienen en las expresiones de los balances y de la velocidad de reacción y que son imprescindibles para la resolución conjunta de los mismos. Estas propiedades de la corriente de reactivo se recogen a continuación:

Tabla 8.6:  
Propiedades de la corriente de reactivo

<b>PROPIEDAD</b>	<b>VALOR</b>
Densidad	14,13 kg·m <sup>-3</sup>
Densidad partícula	2702,7 kg <sub>c</sub> ·m <sup>-3</sup>
Capacidad calorífica	5,5 kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
Velocidad	12,49 m·s <sup>-1</sup>
Porosidad	0,45

8.4.4.1.4.- *Datos de diseño del reactor R-01*

Tabla 8.7:  
Datos de diseño de la unidad de reacción R-01

<b>Descripción</b>	<b>Reactor de carcasa y tubos</b>
<b>Denominación</b>	<b>Tipo AET</b>
<b>Posición</b>	<b>Vertical</b>
<b>Tubos</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable SA -240</b>
<b>Diámetro exterior</b>	<b>0,0254 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,002768 m</b>
<b>Longitud</b>	<b>4,8768 m</b>
<b>Disposición</b>	<b>Cuadrada</b>
<b>Pitch</b>	<b>0,03175 m</b>
<b>Número de tubos</b>	<b>500</b>
<b>Área de transferencia</b>	<b>152,16 m<sup>2</sup></b>
<b>Catalizador</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Níquel activado sobre soporte de Alúmina</b>
<b>Masa de catalizador</b>	<b>4508,076 kg</b>
<b>Carcasa</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero al carbono SA -285</b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>0,889 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0203 m</b>
<b>Número de pasos</b>	<b>1</b>
<b>Deflectoras</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Segmentadas</b>
<b>Número</b>	<b>5</b>
<b>Espaciamiento</b>	<b>1,02 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0095 m</b>
<b>Diámetro</b>	
<b>Aislamiento</b>	
<b>Material</b>	<b>Lana de roca</b>
<b>Espesor</b>	<b>50 mm</b>
<b>Soporte</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Faldones</b>

#### *8.4.4.1.5.- Comprobación del correcto funcionamiento*

Una vez abordado el diseño tanto dimensional como mecánico del equipo es necesario determinar el valor de las pérdidas de carga con el fin de comprobar que éstas se encuentran dentro de los límites establecidos para la unidad diseñada. Las pérdidas de carga deben determinarse tanto para el fluido que circula por el interior de los tubos como para el que recorre la carcasa.

Al tratarse de un lecho catalítico, las pérdidas de carga por el interior de los tubos se hallan recurriendo a la ecuación de Ergun y tiene un valor igual a 1,88 bar; valor que se considera aceptable puesto que no deben ser superiores a 2 bar [Kirk Othmer, 1985].

En el caso de la carcasa, las pérdidas son mucho menores y se determinan recurriendo al método de Cern por el cual se obtiene un valor de  $4,17 \cdot 10^{-5}$  Pa.

Los cálculos requeridos para el conocimiento de las pérdidas de carga sufridas por el fluido están recogidos en el **Apartado 5.5** del Anexo 5 del presente Proyecto Fin de Carrera.

#### *8.4.4.2.- Diseño de la segunda unidad de reacción*

##### *8.4.4.2.1.- Introducción*

La segunda unidad de reacción de la línea de producción recibe la alimentación proveniente del primer reactor, tras pasar por el segundo de los intercambiadores de calor, a 125 °C.

Antes de su entrada en el equipo, se pone en contacto con una nueva corriente de hidrógeno proveniente en su mayoría de la recirculación de la corriente de gases ligero que no ha reaccionado, de manera que la relación de alimentación Hidrógeno–Hidrocarburo es ahora de 9. El aumento en la relación de alimentación favorece la conversión, ayuda a controlar los efectos de la reacción exotérmica y de la contracción de volumen propia de la reacción.

Las condiciones de operación seleccionadas exigen que el efluente del segundo reactor abandone la unidad a una presión en torno a 29,6 bar y una temperatura de 152 °C con el fin de completar la reacción de hidrogenación del benceno casi en su totalidad (99,996%).

La resolución del balance de materia y de energía para estas condiciones permite obtener los perfiles de concentración y de temperatura para la unidad de reacción que se está diseñando.

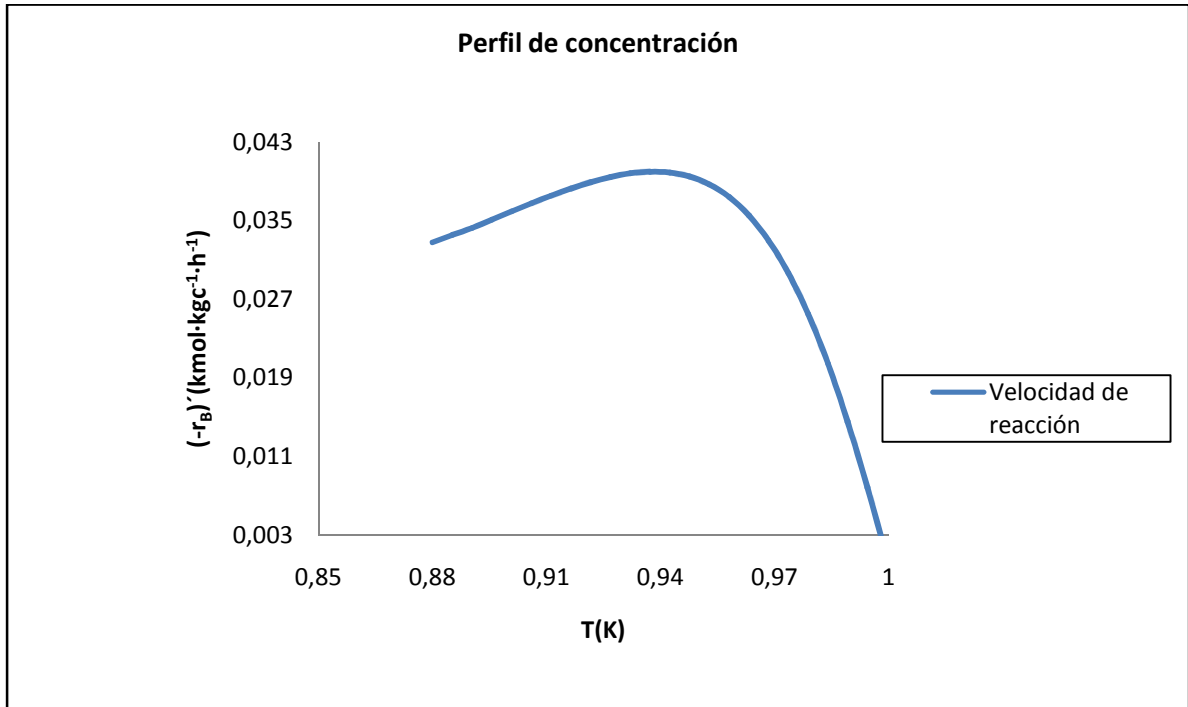


Figura 8.7: Perfil de concentraciones del reactor R-02

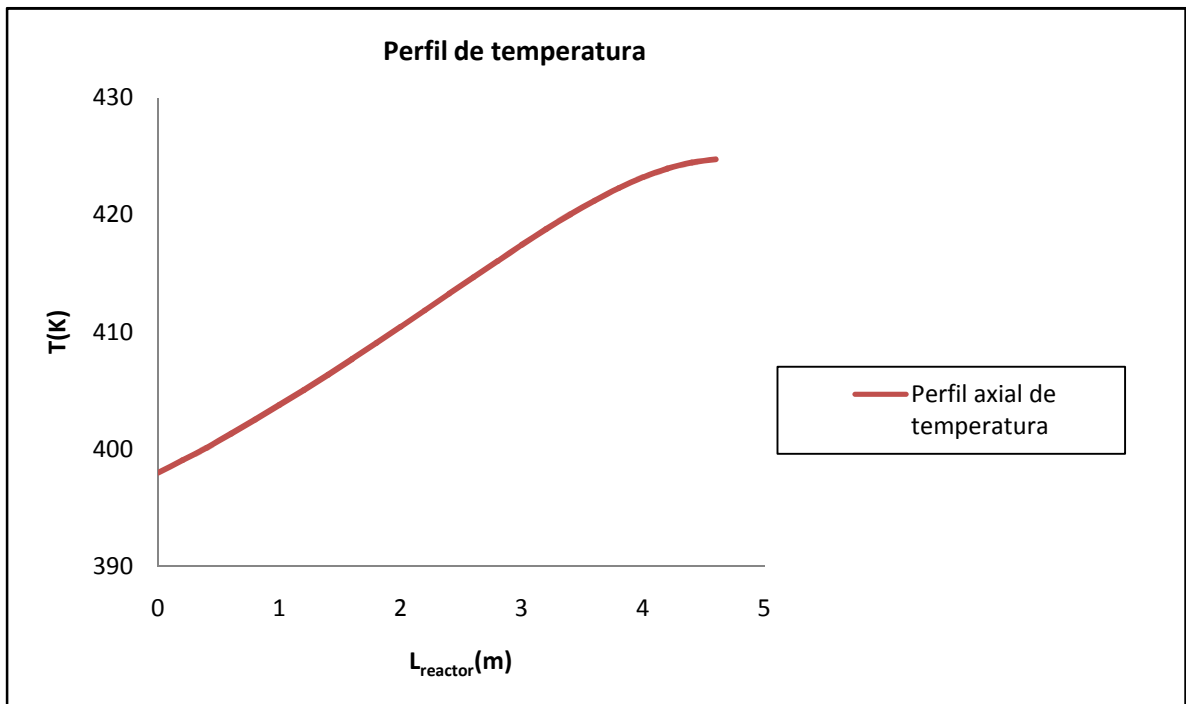


Figura 8.8: Perfil de temperaturas del reactor R-02

Del perfil de concentraciones se deduce el comportamiento típico de una reacción reversible exotérmica y es posible distinguir dos zonas claramente diferenciadas:

- Cuando aún no se ha alcanzado el punto de equilibrio si aumenta la conversión lo hace también la velocidad. Ésta, sin embargo, tiene un valor inferior que la registrada para la primera unidad de reacción. Este hecho se relaciona directamente con la temperatura puesto que si aún no se ha alcanzado el equilibrio, ésta puede seguir aumentando sin perjudicar la conversión. A medida que el sistema se acerca al equilibrio, es necesario controlar los aumentos bruscos de temperatura y el valor de la velocidad.
- Una vez alcanzado el punto de equilibrio, la velocidad decrece exponencialmente. Este comportamiento está directamente relacionado con la temperatura puesto que valores inferiores de la misma afectarán negativamente a la velocidad de reacción. Esto implica que para alcanzar la conversión deseada es necesario sacrificar la velocidad de reacción trabajando a temperaturas menores.

El perfil de temperaturas corrobora el comportamiento descrito para la primera unidad de reacción ya que no sobrepasado un valor concreto de temperatura, en este caso 420 K, el comportamiento de la misma sigue una tendencia lineal ya que se requiere un tiempo para alcanzar el funcionamiento normal del sistema (punto de encendido del sistema).

Por su parte, la masa de catalizador a emplear se obtiene resolviendo el balance de materia planteado para la unidad y tiene un valor de 2213,24 kilogramos.

#### *8.4.4.2.2.- Selección de la trayectoria de flujo y caracterización de las corrientes*

La corriente de reactivo procedente de la primera unidad de reacción, tras su paso por el intercambiador de calor IC-02, se introduce en la segunda unidad de reacción. Durante el transcurso de la operación deben tomarse las medidas necesarias para que la reacción, fuertemente exotérmica, no eleve la temperatura de la masa reaccionante por encima de los 152 °C. Para ello se requiere refrigerar el sistema de reacción transmitiendo la energía que se genera en el interior del reactor a otra corriente que cumpla así la función de refrigerante. La refrigeración de la unidad de reacción se llevará a cabo por medio del agua de la red de calderas de la Refinería. Esta agua se introduce en el sistema a la temperatura de 30 °C y abandona la unidad de reacción a 120 °C como vapor de agua que se incorpora a la red de

vapor de baja presión de la Refinería. Las razones que justifican el empleo de esta agua para la refrigeración son análogas a las descritas para la primera unidad de reacción.

Teniendo en cuenta los criterios seguidos para la circulación de los fluidos en el interior de un cambiador de calor, por el interior de los tubos circulará la corriente de reactivo, fluido a mayor presión y temperatura, mientras que el agua de refrigeración lo hará por el interior de la carcasa.

#### *8.4.4.2.3.- Estudio de los elementos fundamentales de la unidad de reacción*

Los principales elementos que se destacan para el diseño de un reactor multitubular de carcasa y tubos se recogen a continuación:

##### *a) Carcasa*

El diámetro interior de la carcasa del reactor se determina por medio de la fórmula de Kern (véase **Apartado 6.2.2** del Anexo 6 del presente Proyecto Fin de Carrera) para un único paso por tubos y tiene un valor de 1 metro. De forma análoga a la primera unidad de reacción, el material seleccionado para la carcasa es el acero al carbono SA-285. La carcasa irá provista de cuatro placas deflectoras responsables de provocar la agitación del fluido que circula por el exterior de los tubos mejorando de este modo la transmisión de calor.

##### *b) Tubos*

Debido a que la disposición del catalizador de Níquel en el interior de los tubos obliga a que éstos solo pueden recorrer un paso, el número de tubos se determina en base a la velocidad de circulación del fluido por el interior de los mismos. El diámetro, sin embargo, se toma de la **tabla A.16.13** del Anexo 16 para tubos que siguen una disposición cuadrada en el interior de la carcasa. Para tubos con un diámetro exterior de 1,25 pulgadas y una velocidad de circulación del fluido de  $38,51 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$  (véase **Tabla A.16.19** del Anexo 16) el número de tubos es de 420. Los tubos de esta unidad tendrán un diámetro mayor debido a un aumento en el caudal volumétrico con respecto al primer reactor. Debido a que por el interior de los mismos circulará la corriente que contiene los reactivos a alta presión y temperatura el material empleado para su construcción es el acero AISI-316L, cuya denominación ASME es SA-240. Con el fin de facilitar las tareas de mantenimiento del catalizador y la limpieza del sistema de reacción se opta por la disposición cuadrada

de los tubos en el interior de la carcasa. Para evitar que las partículas de catalizador contenidas en el interior de los tubos salgan al exterior de los mismos, éstos irán provistos en sus extremos de una malla metálica fina de tamaño de poro inferior al diámetro de partícula, que se ha de cambiar a la vez que se realice la reposición del material catalítico del sistema, esto es una vez al año.

*c) Cabezal de distribución*

Se opta por un cabezal tipo A, canal y carcasa desmontable, con el objetivo de agilizar el proceso de carga y descarga de catalizador en el interior de la unidad de reacción.

*d) Cabezal de retorno*

Se opta por un cabezal de retorno flotante interno tipo T puesto que facilita las labores de inspección, mantenimiento y reparación.

*e) Pitch*

El espaciado entre los centros de tubos, pitch, para tubos de 1,25 pulgada de diámetro exterior y en disposición cuadrada tiene un valor de 1,56 pulgadas.

*g) Número de pasos*

Se opta por el diseño de un reactor de carcasa y tubo con un único paso por tubo y por carcasa, por lo que se trata de un cambiador 1-1 de flujo en contracorriente. La alimentación en fase vapor se introduce por la zona superior del reactor con el fin de evitar la fluidización, mientras que el agua circula en sentido ascendente a través de la carcasa.

*h) Envolvente*

El número de pasos por carcasa es igual a la unidad por lo que la envolvente empleada será tipo E.

*i) Aislamiento*

Para el aislamiento de la carcasa del reactor se emplea lana de roca. El espesor de la misma se determina en función de la temperatura del fluido que está en contacto con la carcasa. El agua de refrigeración alcanzará la temperatura de 120 °C para esta temperatura

el espesor del aislante se recoge en la **Tabla A.16.33** del Anexo 16 y tiene un valor de 50 milímetros.

*j) Válvula de seguridad y disco de ruptura*

Debido a las elevadas presiones del sistema se requiere la implantación de una válvula de desahogo de presión y un disco de ruptura. Dicho sistema actúa como medida de protección del personal y del equipo ante un funcionamiento anormal del sistema. Actuará siempre que la presión sea superior a la de diseño.

*k) Silletas*

El reactor se sitúa en posición vertical sobre el suelo. Debido a que la relación entre la longitud y el diámetro del reactor es inferior a cinco unidades, se emplean silletas de un metro de longitud para su sujeción.

En base a estas condiciones el reactor empleado tendrá la configuración de un intercambiador de carcasa y tubo tipo **AET**.

*8.4.4.2.3.1.- Parámetros característicos en el dimensionamiento del reactor*

Las propiedades características de la corriente de reactivo que se introduce en la segunda unidad de reacción se recogen a continuación:

Tabla 8.8:  
Propiedades de la corriente de reactivo

<b>PROPIEDAD</b>	<b>VALOR</b>
Densidad	11,845 kg·m <sup>-3</sup>
Densidad partícula	2702,7 kg <sub>c</sub> ·m <sup>-3</sup>
Capacidad calorífica	3,218 kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
Velocidad	11,74 m·s <sup>-1</sup>
Porosidad	0,4

*8.4.4.2.4.- Datos de diseño del reactor R-02*

A continuación se recogen los datos de diseño para la unidad de reacción R-02.



Tabla 8.9:  
Datos de diseño de la unidad de reacción R-02

<b>Descripción</b>	<b>Reactor de carcasa y tubos</b>
<b>Denominación</b>	<b>Tipo AET</b>
<b>Posición</b>	<b>Vertical</b>
<b>Tubos</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable SA -240</b>
<b>Diámetro exterior</b>	<b>0,03175 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,002768 m</b>
<b>Longitud</b>	<b>4,8768 m</b>
<b>Disposición</b>	<b>Cuadrada</b>
<b>Pitch</b>	<b>0,03968 m</b>
<b>Número de tubos</b>	<b>420</b>
<b>Área de transferencia</b>	<b>168,67 m<sup>2</sup></b>
<b>Catalizador</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Níquel activado sobre soporte de Alúmina</b>
<b>Masa de catalizador</b>	<b>2213,24 kg</b>
<b>Carcasa</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero al carbono SA -285</b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>1 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0216 m</b>
<b>Número de pasos</b>	<b>1</b>
<b>Deflectoras</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Segmentadas</b>
<b>Número</b>	<b>4</b>
<b>Espaciamiento</b>	<b>1,2 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0127 m</b>
<b>Diámetro</b>	<b>1</b>
<b>Aislamiento</b>	
<b>Material</b>	<b>Lana de roca</b>
<b>Espesor</b>	<b>50 mm</b>
<b>Soporte</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Silletas</b>

#### 8.4.4.2.5.- Comprobación del correcto funcionamiento

Al igual que en la primera unidad de reacción, las pérdidas de carga por el interior de los tubos se hallan recurriendo a la ecuación de Ergun y tiene un valor igual a 0,884 bar; valor que se considera aceptable puesto que no deben ser superiores a 2 bar.

En el caso de la carcasa, las pérdidas son mucho menores y se determinan recurriendo al método de Cern por el cual se obtienen un valor de  $3,05 \cdot 10^{-7}$  Pa (véase **Apartado 6.5** del Anexo 6).

## **CAPÍTULO 9: PROCESO DE PURIFICACIÓN**

### **9.1.- Introducción**

El ciclohexano obtenido en el proceso de reacción está exento de benceno puesto que éste se ha consumido en su totalidad en la zona de reacción. Sin embargo, esta corriente compuesta por el producto contiene una gran cantidad de metano e hidrógeno provenientes de la reacción que deben ser separados de la corriente principal. El proceso de purificación permitirá obtener un producto con una pureza superior al 99,9% molar de ciclohexano.

Este proceso comprende dos etapas principales:

- Una primera etapa de separación de las fases presentes en la corriente de producto sometiendo a la misma a una separación gas-líquido. Dicha etapa comprende una condensación parcial de la mezcla con el fin de favorecer la aparición de ambas fases líquido y vapor. Tras la unidad de condensación se encuentra un separador gas líquido en el cual se conseguirá un primer fraccionamiento de las fases casi en su totalidad.
- Una segunda etapa de acondicionamiento en la cual se afina la pureza del producto final por medio de un proceso de destilación en columna de rectificación. La destilación permite obtener un producto de colas compuesto por la totalidad del ciclohexano y las trazas de tolueno contenidas en la alimentación y una corriente de cabezas compuesta por los gases ligeros que no se eliminaron en el primer separador gas-líquido y que se dirigen a la unidad de Fuel-Gas de la Refinería para su posterior aprovechamiento en planta. Este proceso de destilación comprende el diseño de las siguientes unidades:
  - Intercambiador de calor.
  - Columna de destilación.
  - Condensador parcial.
  - Separador gas-líquido.
  - Reboiler inundado.

Obtenido el producto de interés se someterá a un último proceso con el fin de acondicionar la temperatura de almacenamiento del mismo. No es objeto de este Proyecto Fin

de Carrera el diseño de la conducción que transporta el producto final a tanques ni de las unidades destinadas al acondicionamiento de la presión de dicha corriente para su almacenamiento en tanques.

## **9.2.- Condensador CD-01**

Este equipo está situado tras la zona destinada al proceso de reacción. La misión de esta unidad de condensación reside en disminuir la temperatura de la corriente de producto proveniente del primer intercambiador de calor con el fin de favorecer la separación de las dos fases presentes en la unidad posterior, el Separador Gas-Líquido.

### **9.2.1.- Selección del condensador CD-01**

Tal y como se ha justificado en el **Apartado 6.1.2.1** del Capítulo 6, se recurre al diseño de una batería de aereorrefrigerantes en serie para llevar a cabo el proceso de condensación.

El sistema estará compuesto por tres aéreos en serie formado por tubos aleteados dispuestos en haces de tubos provistos de ventiladores axiales. Estos tubos aleteados permiten aumentar la superficie de transmisión de calor entre la corriente de producto y el aire de refrigeración. La impulsión del aire se llevará a cabo por medio de una serie de ventiladores axiales situados en la parte superior de las haces de tubos. El sistema haces-ventiladores se encuentra protegido por medio de una cubierta de material plástico.

#### ***9.2.1.1.- Selección de la trayectoria del flujo y caracterización de las corrientes***

Debido a la configuración propia del sistema de batería de aéreos, la corriente producto compuesta por ciclohexano, tolueno, metano e hidrógeno circulará por el interior de los bancos de tubos, mientras que el aire, movido por los ventiladores, circulará por el exterior de los mismos en contracorriente.

La batería de aéreos está compuesta por tres equipos conectados en serie. El primero de ellos, recibe la corriente de producto proveniente del primer intercambiador de calor a 98,42 °C para abandonar dicho sistema a 80 °C. El aire encargado de refrigerar esta corriente se introduce en el sistema a 30 °C y se devuelve al medio a la temperatura de 45 °C. La corriente refrigerada se dirige al segundo sistema de condensación de la serie para reducir su

temperatura hasta 60 °C. El aire se introduce a la temperatura de 30 °C y abandona el sistema a 47 °C. El último de los aéreos tiene como misión reducir la temperatura de la corriente hasta 40 °C para dirigirse posteriormente al separador gas-líquido. El aire exterior empleado en la refrigeración sufre el mismo descenso de temperatura experimentado en el segundo de los equipos.

#### **9.2.1.2.- Estudio de los elementos fundamentales de la batería de aéreos**

Los elementos más importantes que componen el sistema son:

*a) Haz de tubos*

Está compuesto por un conjunto de tubos situados en posición horizontal que siguen una disposición cuadrada que permite reducir la longitud de los mismos. Los espesores de estos tubos se han normalizado según el calibre de BWG (véase **Apartado 8.2.1.2** del presente documento).

Debido a que las condiciones de trabajo en el equipo no son severas, se empleará para la construcción de estos haces acero al carbono SA-285. Los tubos del haz, tipo Apliffin y disposición cuadrada, tendrán un diámetro exterior estandarizado de 1 pulgada (véase **Tabla A.16.13** del Anexo 16).

*b) Aletas*

Las aletas que se dispondrán por el exterior de los tubos son aletas altas de aluminio insertas en la superficie por medio de una oquedad practicada en los mismos. Las dimensiones de las éstas se encuentran recogidas a continuación:

Tabla 9.1:  
Dimensiones de las aletas

<b>Dimensión</b>	<b>Valor de la dimensión</b>
anchura, a	1,27 cm
altura	3,94 cm
espesor	1,27 cm
altura cresta	0,26 cm

*c) Cabezal de distribución*

La misión de este elemento es análoga a la desarrollada por estos cabezales en los equipos de intercambio de calor. Se selecciona el cabezal tipo A, canal y carcasa desmontable, por ser el más empleado a nivel industrial.

*d) Cabezal de retorno*

Al igual que en el caso de los intercambiadores de calor diseñados para la línea de producción actual, se opta por la elección de un cabezal flotante interno, tipo S.

*e) Pitch*

Para el sistema de condensación diseñado, se opta por una distribución de tubos cuadrada con un valor del pitch de 2,45 pulgadas.

*f) Ventiladores axiales de impulsión*

Los ventiladores industriales empleados para los aereorrefrigerantes son axiales con un diámetro comprendido entre 4 y 18 pies. Estos ventiladores, situados en la parte superior del haz de tubos, tienen como misión impulsar y mover grandes corrientes de aire para la refrigeración del sistema. El movimiento del aire se producirá en la dirección paralela al eje de rotación.

*g) Conexión entre unidades*

La conexión entre equipos se llevará a cabo por medio de tramos de tubería de acero al carbono SA-285 de 20 pulgadas de diámetro interior y 20 centímetros de longitud.

**9.2.1.3.- Datos de diseño de los aéreos**

A continuación se recoge una tabla resumen con las principales dimensiones de los elementos que componen cada uno de los aéreos de la batería de aereorrefrigerantes.

Tabla 9.2:  
Datos de diseño de la batería de aereorrefrigerantes

<b>Dimensiones</b>	<b>Aéreo 1</b>	<b>Aéreo 2</b>	<b>Aéreo 3</b>
<b>D<sub>o</sub> tubos(m)</b>	<b>0,0254</b>	<b>0,0254</b>	<b>0,0254</b>
<b>e tubos(m)</b>	<b>0,003048</b>	<b>0,003048</b>	<b>0,003048</b>
<b>D<sub>i</sub> (m)</b>	<b>0,0193</b>	<b>0,0193</b>	<b>0,0193</b>
<b>Pitch(m)</b>	<b>0,06223</b>	<b>0,06223</b>	<b>0,06223</b>
<b>N<sub>tubos</sub></b>	<b>1050</b>	<b>990</b>	<b>960</b>
<b>L tubos(m)</b>	<b>1,8288</b>	<b>2,4384</b>	<b>4,8768</b>
<b>N tubos /fila</b>	<b>105</b>	<b>110</b>	<b>120</b>
<b>S aletas(m<sup>2</sup>)</b>	<b>0,00299</b>	<b>0,00299</b>	<b>0,00299</b>
<b>N aletas /tubo</b>	<b>259</b>	<b>299</b>	<b>352</b>
<b>N aletasxancho de haz</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>15</b>
<b>N haces</b>	<b>21</b>	<b>18</b>	<b>8</b>
<b>N tubos/haz</b>	<b>50</b>	<b>55</b>	<b>120</b>
<b>Anchura del haz (m)</b>	<b>0,688</b>	<b>0,750</b>	<b>1,31</b>
<b>Anchura de la sección (m)</b>	<b>15,35</b>	<b>14,28</b>	<b>10,87</b>
<b>L<sub>haz</sub> (m)</b>	<b>1,8288</b>	<b>2,4384</b>	<b>4,8768</b>
<b>D ventilador (m)</b>	<b>2,65</b>	<b>2,987</b>	<b>3,657</b>
<b>N ventiladores</b>	<b>5</b>	<b>5</b>	<b>5</b>
<b>P ventilador(kW)</b>	<b>2,4</b>	<b>2,98</b>	<b>4,53</b>

Los cálculos desarrollados para la determinación de estos parámetros están recogidos en el Anexo 7 del presente Proyecto Fin de Carrera.

### **9.3.- Separador de fases SP-01**

En el presente Proyecto Fin de Carrera, la corriente procedente de la zona de reacción, tras su salida de los aéreos, se introduce en el Separador gas-liquido con el objeto de obtener dos corrientes; una corriente formada por los gases incondensables que no han reaccionado y otra corriente compuesta mayoritariamente por ciclohexano.

### **9.3.1. Selección del tipo de separador**

Como se calcula en el **Apartado 8.2.1.1** del Anexo 8, la relación entre los caudales volumétricos de vapor y líquido es 88,58, por lo que se selecciona un separador gas-líquido vertical provisto de eliminador de nieblas, ya que la relación vapor/líquido es bastante elevada.

### **9.3.2.- Diseño del separador vertical**

En lo referente al diseño del separador, se calculan los caudales de gas y de líquido, la velocidad del vapor, las alturas características de la torre y los espesores mecánicos.

El diseño del separador vertical se basa en el artículo *Design Two-Phase Separators Within the Right Limits*, de W.Y. Svrcek, W.D., 1993.

#### **9.3.2.1.- Velocidad de la fase vapor**

Para determinar la velocidad de diseño del sistema se considera que la relación entre la velocidad de vapor a través del equipo,  $U_V$ , y la velocidad vertical máxima de ascensión del fluido,  $U_T$ , es tiene un valor de 0,75.

La velocidad vertical máxima de ascensión de fluido se calcula mediante la fórmula propuesta por Sauder-Brown, la cual depende de un parámetro  $K$ , característico de separadores que contienen eliminador de nieblas, cuyo valor se determina mediante expresiones que dependen de la presión del sistema.

El vapor circula por el equipo a una velocidad de  $2,218 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

#### **9.3.2.2.- Volúmenes de llenado y vaciado**

Los volúmenes de llenado y vaciado del separador se determinan considerando el caudal de líquido que pasa a través de la columna y el tiempo requerido para dichas operaciones.

El tiempo de llenado y vaciado está tabulado en función de las características del equipo que alimenta la corriente de salida del separador. Como se observa en el diagrama de proceso de la planta de producción de ciclohexano, la corriente líquida de salida del separador,

previamente calentada mediante un intercambiador de calor, alimenta una columna de destilación. El tiempo de llenado y vaciado son 5 y 3 minutos respectivamente.

Conocido el caudal de líquido, se obtienen un volumen de llenado de  $6,99 \text{ m}^3$  y un volumen de vaciado  $4,19 \text{ m}^3$ .

### ***9.3.2.3.- Diámetro del equipo***

El diámetro del separador depende del caudal de vapor y la velocidad de la fase vapor. Dado que el separador diseñado presenta eliminador de nieblas, se debe añadir al diámetro hallado tres pulgadas para acomodar el anillo que soportará este dispositivo más un valor adicional de seis pulgadas.

El separador vertical presenta un diámetro de 6 ft (1,83 m).

### ***9.3.2.4.- Altura del equipo***

La altura del equipo de separación gas-líquido, se determina mediante la suma de las distintas longitudes específicas que la componen y que se explican en el **Apartado 8.2.5** del Anexo 8 del presente Proyecto.

La altura total del separador vertical es de 14,16 m.

A continuación se presenta una tabla con las dimensiones de las alturas características del equipo.

Tabla 9.3:  
Alturas características del separador

<b>Altura</b>	<b>Valor (m)</b>
$H_{LLL}$	0,152
$H_H$	7,52
$H_S$	4,51
$H_{LIN}$	0,686
$H_D$	0,838
$H_{MP}$	0,457



### **9.3.3.- Diseño mecánico del equipo**

#### ***9.3.3.1.- Diseño de la cubierta***

La carcasa del separador gas-líquido está construida de acero al carbono SA-285, por tratarse de un material adecuado para sus características técnicas.

La carcasa o cuerpo central está constituida por una serie de virolas soldadas entre ellas, de modo que forman un cilindro sin soldaduras circunferenciales.

Se ha calculado el espesor necesario para soportar las tensiones longitudinales y circunferenciales, así como la carga debida al viento, ya que se desprecian las tensiones debida al peso del recipiente y la presión debida a movimientos sísmicos.

La carcasa tiene un espesor estándar de 1,25 in.

#### ***9.3.3.2.- Diseño de la cúpula***

Los fondos de los separadores, pueden ser de cabeza elíptica, hemiesférica o de fondo plano.

Según el artículo seguido para el diseño de este tipo de equipos, la selección de los fondos se realiza en función de la presión de diseño y el diámetro del separador. Para el caso del separador gas líquido diseñado, se opta por cabezas elípticas.

Hay que recordar que para fondos abombados, como es el caso, se construye una parte cilíndrica denominada pestaña o faldilla que favorece la unión entre la carcasa y el fondo, ya que la línea de transición entre la figura abombada del fondo y la envolvente se encuentra sometida a grandes tensiones axiales, convirtiéndose en el punto más débil de todo el recipiente.

El fondo superior posee un espesor de 1,25 in.

#### ***9.3.3.3.- Diseño del fondo inferior***

La presión en la zona inferior de la columna será análoga a la presión de la cúpula. Por tanto, sigue siendo válido el fondo elíptico, análogo al fondo superior.

En el caso del fondo inferior, el espesor mínimo requerido es de 1,25 in

#### **9.3.3.4.- Características de las faldillas**

Tal y como se ha comentado, los fondos se encuentran soldados a la cubierta por medio de una pieza cilíndrica denominada faldilla.

Las faldillas tienen un espesor coincidente con el espesor del fondo y un diámetro exacto al de la envolvente o cuerpo principal. En cuanto a la altura de la faldilla, se debe tomar el mayor de los valores calculados mediante ecuaciones que relacionan la altura de la faldilla con el diámetro exterior de la faldilla y el espesor, teniendo en cuenta que la faldilla no debe medir más de 100 mm de altura.

Según esto, las faldillas incorporadas al equipo presentan las siguientes características:

Tabla 9.4:  
Características de las faldillas de los fondos del separador

	<b>Faldilla superior</b>	<b>Faldilla inferior</b>
<b>Altura (m)</b>	0,09525	0,09525
<b>Diámetro (m)</b>	1,89	1,89
<b>Espesor (m)</b>	0,03175	0,03175

#### **9.3.3.5.- Soportes**

El separador Gas-Líquido se situará, como ya se ha descrito, en posición vertical con respecto al suelo. Este hecho supone disponer de elementos rígidos y resistentes de sujeción que permitan mantenerlo en esta posición. Para ello se emplearán faldones, dado que la relación altura/diámetro del separador es superior a cinco.

- El diámetro de la envolvente sea superior a 1.500 mm.
- La relación altura/diámetro del recipiente será mayor que 5.
- Puedan esperarse vibraciones.
- El peso del recipiente lleno de agua sea superior a los 15.000 kg.

Los faldones irán soldados al fondo inferior, de forma que los diámetros medios del faldón y de la envolvente coincidan. En ningún caso el faldón será soldado al exterior de la envolvente y dispondrán de, al menos, una abertura de acceso. Para diámetros de faldón igual o menor a 2,5 metros, se utilizará una sola abertura de acceso. Para diámetros superiores se utilizarán dos.

No se permitirán uniones bridadas o roscadas en el interior del los faldones. Las tuberías del fondo del recipiente llevarán un codo de 90° y una tubería horizontal de prolongación hasta el exterior del faldón terminada en brida.

Para diámetros de recipientes mayores de 1 metro deben colocarse 4 ventilaciones. Éstas consisten en nipples de 4 pulgadas de diámetro en la parte superior del faldón, para ventear el espacio situado debajo de su inserción con el fondo inferior.

#### ***9.3.3.6.- Pescantes***

Al tratarse de un recipiente vertical, se instalará un pescante de capacidad suficiente para proceder a las operaciones de limpieza e inspección interna, y en ningún caso esta capacidad será inferior a 500 kg.

#### ***9.3.3.7.- Bocas de hombre e inspección***

La distancia máxima recomendada para bocas de hombre en columnas de platos y en separadores de fases es de aproximadamente 6 metros. Debido a que el separador mide 14,16 metros sin tener en cuenta los fondos superior e inferior se dispondrá de 2 bocas de hombre de 20 pulgadas cada una de ellas.

Las bocas de hombre estarán colocadas de forma que se eviten los riesgos personales que pudieran producirse al entrar o salir el personal, debido a sumideros y otras aberturas.

#### ***9.3.3.8.- Aislamiento***

Debido a la temperatura de trabajo en el separador, 40 °C, no se requiere la presencia de material aislante (Véase **Tabla A.16.33** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera).

#### **9.3.4.- Datos de diseño del separador de fases gas-líquido**

Los datos de diseño de este equipo se recogen a continuación:

Tabla 9.5:  
Datos de diseño del separador

Material	Acero al carbono SA-285
<b>Cubierta</b>	
<b>Espesor de la cubierta</b>	<b>0,03175 m</b>
<b>D interno cubierta</b>	<b>1,8288 m</b>
<b>D exterior cubierta</b>	<b>1,892 m</b>
<b>Cúpula</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Elíptica</b>
<b>Espesor de la cúpula</b>	<b>0,03175 m</b>
<b>Altura de la cúpula</b>	<b>0,4572 m</b>
<b>Área de la cúpula</b>	<b>3,86 m<sup>2</sup></b>
<b>Volumen de la cúpula</b>	<b>0,799 m<sup>3</sup></b>
<b>D exterior de la cúpula</b>	<b>1,892 m</b>
<b>Fondo Inferior</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Elíptico</b>
<b>Espesor del fondo</b>	<b>0,03175 m</b>
<b>Altura del fondo</b>	<b>0,4572 m</b>
<b>D exterior del fondo</b>	<b>1,892 m</b>
<b>Área del fondo</b>	<b>3,86 m<sup>2</sup></b>
<b>Volumen del fondo</b>	<b>0,799 m<sup>3</sup></b>
<b>Soporte</b>	<b>Faldones</b>
<b>Accesorios</b>	<b>Bocas de hombre Pescante</b>

#### **9.4.- Intercambiador de calor IC-03**

En este Proyecto Fin de Carrera se procede a calentar la corriente de entrada a la columna de destilación, de tal manera que es posible optimizar el consumo de vapor del calderín. Este intercambiador emplea como agente calefactor la corriente de colas de la torre. Se trata, pues, de un intercambiador de dos corrientes.

##### **9.4.1.- Elección del intercambiador**

Como se justifica en el **Apartado 6.1.1.1** del Capítulo 6 de la Memoria Descriptiva, se opta por el diseño de un intercambiador de calor de contracorriente del tipo carcasa y tubos.

#### **9.4.1.1.- Selección de la trayectoria del flujo**

Debido a los mismos criterios de selección de la trayectoria del flujo (consúltese **Apartado 6.1.1.3** del Capítulo 6), expuestos en los demás intercambiadores, se elige el fluido que pasa por los tubos y el que lo hace por la carcasa.

- El fluido frío que procede a entrar a la columna de destilación, será la corriente que elevará su temperatura y circulará por los tubos, dada su alta presión.
- La corriente de salida de colas de la columna, que contendrá fundamentalmente el ciclohexano a alta temperatura, circulará por la carcasa, puesto que presenta menor pérdida de carga y menor presión.

#### **9.4.1.2.- Estudio de los elementos fundamentales del intercambiador**

En este apartado se describen los elementos fundamentales del cambiador de calor de carcasa y tubos.

##### *a) Carcasa*

Mediante la **Tabla A.16.14** del Anexo 16, se determina el diámetro interior de la carcasa, tomando un valor de 21,25 pulgadas. El espesor de la carcasa se determinara en el Anexo correspondiente según las fórmulas del código ASME. La carcasa está construida de acero al carbono SA-285, de gran resistencia para servicio de altas temperaturas y presiones, ya que en el fluido no contiene benceno, por lo que no es necesario emplear acero inoxidable. Irá provista de 6 placas deflectoras de tipo segmentadas con un espaciamiento entre ellas de 0,8 metros (31 pulgadas).

##### *b) Tubos*

Los tubos del intercambiador están contruidos de acero al carbono SA-285, con un diámetro exterior de 0,75 pulgadas. En cuanto al espesor de los tubos, se calculan siguiendo la misma metódica que en el resto de intercambiadores, obteniéndose un valor de espesor comercial de 12 BWG. La longitud de los tubos es de 12 pies. Los tubos se dispondrán en posición triangular, una disposición justificada por la elevada cantidad de calor a intercambiar y el caudal másico que circula por ellos. El número de tubos está normalizado por las normas TEMA y se determina con la **Tabla A.16.14**, según el área de intercambio que se requiere, y en función del diámetro exterior de los tubos, el pitch y el número de pasos. El intercambiador IC-03 posee 342 tubos.

*c) Cabezal de distribución*

Este elemento recibe el fluido que circula por el interior de los tubos y se encargará de distribuirlo y recolectarlo para mandarlo fuera del intercambiador. Se elige un cabezal tipo A, esto es de canal y carcasa desmontable.

*d) Cabezal de retorno*

Este otro cabezal es el encargado de retornar el fluido que circula por el interior de los tubos hacia el cabezal de distribución o mandarlo fuera del intercambiador cuando solo conste el equipo de un solo paso por el lado de los tubos. El cabezal que se elige para este intercambiador, como en los anteriores será tipo flotante sin contrabrida.

*e) Pitch*

Mediante la **Tabla A.16.14** del Anexo 16, para un diámetro de tubos de 0,75 pulgadas, y conociendo el número de tubos necesarios para llevar a cabo el intercambio de calor necesario, queda fijado el valor del pitch. Para 342 tubos, el pitch correspondiente a este intercambiador es de 15/16 pulgadas.

*f) Número de pasos*

El número de pasos por los tubos es 2, ya que además de ser el más común supone una menor pérdida de carga. Será un intercambiador de paso simple por el lado de la carcasa. Por tanto se trata de un intercambiador de coraza y tubos 1-2.

*g) Envolverte*

La envolvente del intercambiador es de tipo E, al ser de paso único por el lado de la carcasa.

#### **9.4.1.3.- Material de aislamiento**

Para el aislamiento del intercambiador se usará lana de roca, ya que cubre las necesidades técnicas del equipo y se trata de un material que de forma más económica cubre los requerimientos del proceso y del recipiente. Se aísla la carcasa externa del intercambiador. En la **Tabla A.16.33** del Anexo 16, se muestran los espesores estándar para lana de roca en función del rango de temperatura de operación.

Según esto, para una temperatura máxima de operación en la carcasa de hasta 238 °C, se obtiene un espesor de lana de lana de roca de 80 milímetros.

**9.4.1.4.- Datos de diseño del intercambiador de calor**

Los datos más importantes del diseño del intercambiador de calor se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 9.6:  
Datos de diseño del intercambiador de calor IC-03

<b>Descripción</b>	<b>Intercambiador de Carcasa y Tubos</b>
<b>Denominación</b>	<b>Tipo AES</b>
<b>Posición intercambiador</b>	<b>Horizontal</b>
<b>Tubos</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable SA-285</b>
<b>Diámetro exterior</b>	<b>0,019 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0028 m</b>
<b>Longitud</b>	<b>3,05 m</b>
<b>Disposición</b>	<b>Triangular</b>
<b>Pitch</b>	<b>0,9375 m</b>
<b>Número de tubos</b>	<b>342</b>
<b>Número de Pasos</b>	<b>2</b>
<b>Área de transferencia</b>	<b>56,74 m<sup>2</sup></b>
<b>Carcasa</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable SA-285</b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>0,54 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,00914 m</b>
<b>Número de pasos</b>	<b>1</b>
<b>Deflectores</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Segmentados</b>
<b>Número</b>	<b>4</b>
<b>Espaciamiento entre deflectores</b>	<b>0,8 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0064 m</b>
<b>Diámetro</b>	<b>0,54 m</b>
<b>Aislamiento</b>	
<b>Material</b>	<b>Lana de roca</b>
<b>Espesor</b>	<b>80 mm</b>

## **9.5.- Columna de rectificación**

### **9.5.1.- Introducción**

Se ha diseñado una columna, para la separación del ciclohexano del resto de los compuestos. Esta separación se llevará a cabo en una columna de platos perforados (véase **Apartado 6.3.2.1** del Capítulo 6), en un proceso de destilación con rectificación. Los principales equipos auxiliares de la columna también serán objeto de estudio de este presente proyecto.

La carga a la columna está formada por una mezcla multicomponente de ciclohexano, tolueno, metano e hidrógeno, procedente del separador SP-01. El producto de colas, formado principalmente por el ciclohexano, parte es devuelto a la columna y parte es enfriado en el primero en el intercambiador de calor IC-03 y posteriormente en el condensador CD-03 antes de ser almacenado en los tanques. En cuanto al destilado, tras pasar por el condensador, va hacia el separador SP-02 en el cual se producen dos corrientes, una corriente en fase vapor formada por metano e hidrógeno fundamentalmente, y una corriente líquida, que vuelve a la columna en forma de reflujo.

### **9.5.2.- Características de las corrientes**

#### ***9.5.2.1.- Corriente de alimentación***

La corriente de alimentación de la columna procede del separador, el cual reparte el hidrógeno y ciclohexano procedente de la zona de reacción, de modo que devuelve el hidrógeno como corriente de reciclo, y el ciclohexano, junto con el resto de los componentes no separados, entrará a la torre de destilación con el objeto de aumentar su composición hasta un 99,9% molar.

La alimentación, con un caudal másico de  $70340 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ , es precalentada hasta  $130 \text{ }^\circ\text{C}$  en un intercambiador de calor de carcasa y tubo, utilizándose para ello la corriente de colas de la columna, destinada a ser almacenada como producto final.



### **9.5.2.2.- Corriente de destilado**

La corriente de destilado que abandona la columna por cabeza, estará prácticamente agotada en ciclohexano, con un caudal másico de  $7409 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ , y una composición en ciclohexano de 1,19% molar.

El destilado sale de la columna y se enfría en un condensador. A continuación, pasa a un separador, obteniéndose una corriente gaseosa y otra corriente líquida, la cual impulsada por una bomba, es devuelta a la columna con un caudal másico de  $1442 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ .

### **9.5.2.3.- Corriente de colas**

La corriente de colas abandona la columna con una composición en ciclohexano de 99,9% molar y a una temperatura de  $237,9 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Una parte de la corriente de colas, es devuelta a la columna, tras pasar por el calderín, mientras que el resto de esta corriente, antes de ser almacenada, se enfría a su paso hasta los tanques, en un intercambiador de calor de coraza y tubos, elevando así la temperatura del fluido de alimentación, y mediante intercambiadores de calor de aire.

## **9.5.3.- Diseño de la columna**

### **9.5.3.1.- Número de etapas de equilibrio**

El cálculo del número de etapas ideales de equilibrio se ha llevado a cabo aplicando el método de FUG (Fenske, Underwood y Gilliland), por medio de la correlación gráfica de Gilliland partiendo de los datos obtenidos a través de las ecuaciones de Fenske y de Underwood. En base a este estudio se obtienen 16 etapas de equilibrio.

### **9.5.3.2.- Diseño hidráulico de la columna**

Existen una serie de fenómenos que se deben evitar durante la operación de separación, que son:

- Lloriqueo.
- Inundación.

- Arrastre excesivo.
- Descarga.

Todos estos fenómenos pueden analizarse de forma más sencilla representando gráficamente el funcionamiento de la columna para distintos flujos de vapor y líquido (véase **Figura 9.1**).

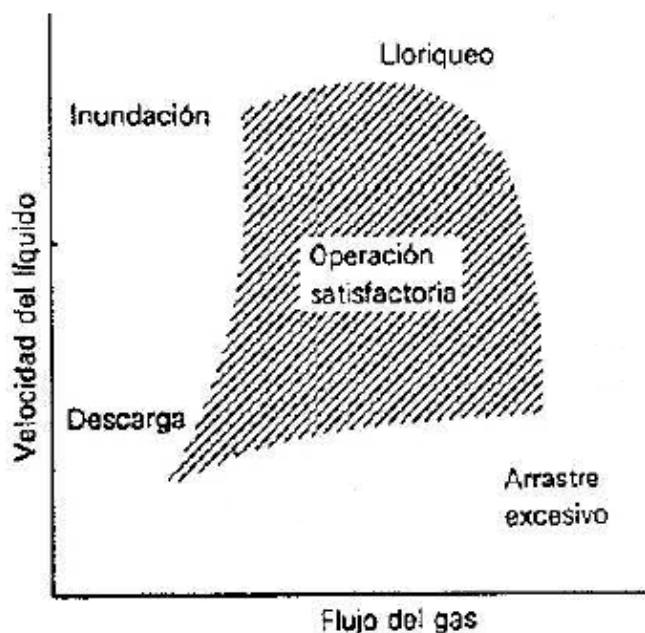


Figura 9.1: Características de operación de los platos de una columna (Henley y Seader 1988)

Para el diseño de los platos, así como para la verificación de los fenómenos anteriores, se utiliza un número adimensional denominado Parámetro de Flujo, PF.

#### 9.5.3.2.1.- Inundación

Un alto nivel de líquido en el plato, así como una alta velocidad del vapor, producen una gran caída de presión, lo cual puede llevar a inundaciones de la columna: si el líquido que abandona un plato, a una presión relativamente baja, entra en otro plato a alta presión (debido a la espuma), el líquido se va acumulando en el vertedero, en la tubería de descenso. Si esta diferencia de presión va aumentando, también lo hace la altura del líquido en la tubería de descenso, pudiendo llegar un momento en que alcance el nivel de la bandeja de la que cae, con lo que el plato no puede descargar, pero si sigue entrando líquido, con lo cual se inunda.

Para determinar la velocidad de inundación de la columna, se realiza un cálculo iterativo, suponiendo un diámetro de la columna,  $T$ , y un diámetro de orificio de plato,  $d_o$ . A partir del diámetro de orificio se obtiene la distancia entre orificio o pitch,  $p'$ .

En función del diámetro de orificio, se puede determinar el espesor del plato, basándose en el material del mismo.

Según el diámetro de orificio y el pitch elegido, se obtiene la relación entre el área de orificios,  $A_o$ , y el área activa,  $A_a$ , cuyo valor influye en el parámetro de flujo.

Para conocer la velocidad de inundación es necesario estimar el espaciamiento entre platos,  $t$ , que para el diámetro de columna supuesto, da un espaciamiento de 0,6 metros. Este valor de espaciamiento, se necesita para hallar el coeficiente de inundación,  $C_f$ , característico del tipo de plato.

Una vez calculada la velocidad de inundación, se fija la velocidad del vapor al 80% de esta velocidad.

Cuando se haya calculado la velocidad de inundación mediante el diámetro de la columna supuesta, se puede determinar, con la correspondiente ecuación, el verdadero diámetro de la columna. Una vez hallado este diámetro, se recalculan los valores determinados (espaciamiento y velocidad de inundación).

A continuación, conocido el diámetro de la columna, se han estimado las distintas áreas que conforman el plato.

La pérdida de carga a través de un plato, es función de las velocidades de flujo del líquido y del vapor, del área de los orificios, del material de construcción, etc. Para que el plato funcione correctamente, sin que ocurra el fenómeno de inundación en los vertederos, el valor de esta pérdida de carga total no debe superar la mitad del espaciamiento entre platos.

En el **Apartado 10.2.4.2.** del Anexo 10, se comprueba que la pérdida de carga total es menor a la mitad del espaciamiento entre platos.

#### *9.5.3.2.2.- Lloriqueo*

Si la velocidad de flujo del vapor es muy baja, se produce el fenómeno de lloriqueo o goteo, de manera que el líquido cae a través de los orificios por los que debería ascender el vapor.

Se calcula la velocidad de vapor a través del orificio,  $V_{vm}$ , por debajo de la cual se produce un excesivo lloriqueo, para poder determinar así el rango de operación de la columna, que se estará comprendida entre la velocidad de inundación y esta velocidad de lloriqueo, y en función de este rango, se selecciona el tipo de platos.

Se comprueba que el rango de operación es pequeño, sin embargo, el empleo de platos perforados está perfectamente justificado, no sólo por su ventaja económica y su elevada disponibilidad, sino también porque se comprueba que el plato funciona correctamente según las pérdidas de carga que se producen.

En base a estos criterios se obtiene que la velocidad de lloriqueo tiene un valor de  $0,23 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , sin embargo no se producirá dicho fenómeno debido a que la velocidad de circulación del vapor en el interior del sistema es superior a este valor e igual a  $0,26 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

#### *9.5.3.2.3.- Arrastre excesivo*

En una columna que funciona correctamente, la mayor parte de la transferencia de materia tiene lugar en una capa de espuma o niebla turbulenta con una elevada área interfacial que se forma sobre el líquido del plato. Una inadecuada separación del líquido y el vapor que forman la espuma da lugar a que ésta se mezcle con el líquido del plato superior, que entrarían en el plato superior modificando la concentración existente, con la consiguiente disminución de la eficacia. El arrastre se debe con frecuencia a un tamaño inadecuado de los tubos de descenso o del espaciado entre platos.

Se obtiene este coeficiente de forma gráfica (véase **Figura A.10.2** del Anexo 10), relacionando el cociente entre la velocidad de inundación y la velocidad del vapor y el parámetro de flujo. Se comprueba que este fenómeno de arrastre no afecta a la columna, ya que los platos perforados presentan fracciones de arrastre pequeñas.

#### *9.5.3.2.4.- Descarga*

Según bibliografía consultada [Henley, E.J., Seader, J.D., 1988], se recomienda una velocidad de líquido por el vertedero,  $V_L$ , menor de  $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , para evitar que las burbujas presentes en la espuma consigan escapar.

Se comprueba como la velocidad de descarga en los vertederos, no supera el valor límite, con un valor de  $0,14 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

#### *9.5.3.2.5.- Eficacia de la columna*

Como en la práctica no se alcanza una eficacia de plato del 100%, se necesitan más platos que etapas ideales. La relación NPR/NPT, es decir, el cociente entre el número de platos reales, NPR, y el número de platos teóricos, NPT, representa la eficacia global de la columna,  $E_f$ , ésta siempre oscilando entre 0,6 y 0,8.

La razón principal de la pérdida de la eficacia es que la cinética de la tendencia al equilibrio, y el modelo de flujo en el plato, pueden ser desfavorables, no alcanzándose por tanto el equilibrio entre el vapor y el líquido.

La eficacia de plato para la columna diseñada es igual al 68%.

#### *9.5.3.2.6.- Plato de alimentación*

Teniendo en cuenta que la numeración de los platos de la columna se realiza desde la parte superior, la alimentación se introduce por entre los platos 2 y 3. La posición del plato de alimentación se ha determina por medio de la ecuación de Kirbride.

#### *9.5.3.2.7.- Número de platos reales y altura de la columna*

Si se hace uso de la eficacia de la columna y se relaciona con el número de etapas ideales, se obtiene un número de platos reales igual a 24 platos.

Conocida la separación entre platos y el número de éstos, además de la altura entre los fondos y los platos superior e inferior, se puede determinar la altura de la columna, que será de 16,3 metros.

### **9.5.3.3.- Diseño mecánico de la columna**

El diseño mecánico de la columna se ha realizado en función del Código ASME, en concreto la sección VIII, División I.

Como en el resto de los equipos, la presión de diseño se toma como un 10% más de la presión de operación y la temperatura de diseño 20 °C por encima de la de operación.

En este apartado se comprueban si las dimensiones obtenidas para la columna de rectificación diseñada, permiten su estabilidad frente a los factores a los que se encuentra expuesta. Además se calculan las pérdidas de carga en el plato, asegurándose el funcionamiento correcto de éstos en función de las dimensiones de la torre.

#### *9.5.3.3.1.- Material*

Las especificaciones del Código ASME en su sección II, exponen que el acero elegido para la construcción de recipientes de acero sometidos a presión, deben tener un contenido máximo en carbono a soldar inferior al 0,15%.

El acero inoxidable seleccionado es acero inoxidable AISI 316L, el cual contiene un porcentaje en carbono menor del 0,15% y porcentajes en Cr mayores del 9%, otorgándole un gran comportamiento frente a condiciones de operación extremas (alta presión y temperatura).

#### *9.5.3.3.2.- Espesor de la envolvente*

El cálculo del espesor de la envolvente,  $e$ , se calcula mediante dos expresiones diferentes, basadas en Códigos y especificaciones distintas, tomándose el de mayor valor.

A los espesores calculados debe añadirse un sobreespesor para la corrosión,  $C$ , con el objetivo de proteger la envolvente frente a este fenómeno. Se ha obtenido un espesor de la envolvente de la columna de 0,021 metros, incluyendo el espesor por corrosión.

#### *9.5.3.3.3.- Fondos*

El diseño de una columna de destilación se regirá por las especificaciones referentes al diseño de recipientes a presión. Las conexiones serán bridadas y los fondos serán toriesféricos, por tratarse de los techos más comunes en la industria química. Existen dos tipos de tapas

toriesféricas, las tapas de tipo Klopper y Korbogen. La selección de una tapa u otra, depende de las condiciones de operación, de modo que si se da alguna de las condiciones indicadas a continuación, se utilizarán fondos toriesféricos del tipo Korbogen:

- Presión de diseño superior a  $7 \text{ kg}\cdot\text{cm}^{-2}$ .
- Temperatura de diseño superior a  $350 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- Recipientes verticales con relación altura/diámetro superior a 10.

La torre trabaja a una presión elevada, superior a 23 bar. Además teniendo en cuenta que el diámetro de la torre es de 1,5 metros y la altura de 16,3 metros, la relación altura/diámetro es superior a 10, por lo que la torre toriesférica será de tipo Korbogen.

Para hallar el espesor de dichos fondos, se utilizan expresiones incluidas en el Código ASME, teniendo en cuenta una serie de dimensiones características de techos toriesféricos, como el diámetro interior de curvatura de la cubierta, el diámetro de la envolvente y el radio interior del abombado.

Para determinar el espesor del fondo inferior, ha de considerarse el peso de la columna y la presión del fluido para determinar la presión de diseño, de la cual depende el espesor.

Los fondos de la columna poseen un espesor de 0,035 metros.

#### *9.5.3.3.4.- Soportes*

Con respecto a los soportes, las columnas serán diseñadas como unidades autosoportadas; utilizándose fundamentalmente faldones, aunque también se pueden utilizar patas, silletas y consolas.

El empleo de faldones está especialmente aconsejado cuando se cumpla alguna de las siguientes condiciones:

- El diámetro de la envolvente sea superior a 1.500 mm.
- La relación altura/diámetro del recipiente será mayor que 5.
- Puedan esperarse vibraciones.
- El peso del recipiente lleno de agua sea superior a los 15.000 kg.

En el apartado del Anexo de cálculos referente al diseño mecánico de la columna se obtiene una relación altura de la columna/diámetro de 10,86, por lo que al cumplirse una de estas condiciones, se hará uso de faldones.

Los faldones irán soldados al fondo inferior, de forma que los diámetros medios del faldón y de la envolvente coincidan. En ningún caso el faldón será soldado al exterior de la envolvente y dispondrán de, al menos, una abertura de acceso.

No se permitirán uniones bridadas o roscadas en el interior del los faldones. Las tuberías del fondo del recipiente llevarán un codo de 90° y una tubería horizontal de prolongación hasta el exterior del faldón terminada en brida.

Para diámetros de recipientes mayores de 1 metro deben colocarse 4 ventilaciones. Éstas consisten en nipples de 4 pulgadas de diámetro en la parte superior del faldón, para ventear el espacio situado debajo de su inserción con el fondo inferior.

Con respecto a la tubería que va del fondo de la torre al reboiler, así como cualquier otra tubería que atraviese el faldón, se utilizará un collarín para no debilitar la función de soporte. Estos collarines tendrán el tamaño suficiente para admitir el calorifugado y la expansión térmica.

#### *9.5.3.3.5.- Pescante*

Al tratarse de un recipiente vertical, se instalará un pescante de capacidad suficiente para desmontar los platos y elementos internos, y en ningún caso esta capacidad será inferior a 500 kg.

#### *9.5.3.3.6.- Boca de hombre y de inspección*

La distancia máxima recomendada para boca de hombre en torres de platos es aproximadamente de 6 metros, como la columna tiene una altura de 16,3 metros, se instalarán tres bocas de hombre de 20 pulgadas de diámetro interno mínimo. Estas bocas de hombre se sitúan de la siguiente manera: una primera sobre el segundo plato, una segunda encima del plato número doce y una última boca de hombre sobre el plato número veintitrés.



Las bocas de hombre estarán colocadas de forma que se eviten los riesgos personales que pudieran producirse al entrar o salir el personal, debido a sumideros y otras aberturas.

#### *9.5.3.3.7.- Aislamiento*

La columna se encuentra aislada mediante lana de vidrio, por tratarse del material que, de forma más económica, cubre los requerimientos del proceso y del recipiente. La columna estará recubierta de aluminio.

Para un rango de operación de la columna de hasta 250 °C, la torre requiere 80 milímetros de material aislante (véase **Tabla A.16.33** del Anexo 16).

### **9.5.4.- Especificación de la columna**

#### *9.5.4.1.- Características principales de la columna*

Se tiene una columna de 1,5 metros de diámetro y un espaciamiento de platos de 0,6 metros, con una altura de columna de 16,3 metros incluyendo los fondos toriesféricos de tipo Korbboegen. La columna está formada por 24 platos perforados construidos de acero inoxidable AISI 316L. Los platos presentan un espesor de 2 milímetros y sus perforaciones tienen un diámetro de 4,5 milímetros.

Las características del plato se recogen en la tabla siguiente:

Tabla 9.7:  
Dimensiones de la columna y de los platos perforados

<b>Descripción</b>	<b>Valor</b>	<b>Descripción</b>	<b>Valor</b>
Diámetro de la torre	1,5 m	Área vigas	0,18 m <sup>2</sup>
Área total	1,65 m <sup>2</sup>	Diámetro orificios	4,5 mm
Área neta	1,36 m <sup>2</sup>	Espesor vigas	0,051 m
Área vertedero	0,14 m <sup>2</sup>	Ancho derramadero	1,05 m
Área activa	1,17 m <sup>2</sup>	Espesor plato	0,0019 m

**9.5.4.2.- Pérdida de carga en los platos**

Para comprobar el funcionamiento correcto de la torre, es imprescindible calcular la pérdida de carga total en el plato, comprobando que dicha pérdida no sea superior a la mitad del valor del espaciado entre platos.

A continuación se introduce una tabla que presenta el valor de las pérdidas de carga. Puede comprobarse que la suma de las pérdidas producidas en el plato no sobrepasan los 300 milímetros, esto es, que las pérdidas son menores que la mitad del espaciado entre platos.

Tabla 9.8:  
Pérdida de carga en los platos de la columna

Tipo de altura	Definición				Altura	
$h_w$	Altura de rebosadero				60 mm	
$h_c$	Altura de la cresta de líquido sobre el vertedero				48,66 mm	
$h_B$	Altura del vertedero	$h_E$		Diferencia de presión del líquido al acceder al	49,26 mm	109,86 mm
		$h_{vap}$	$h_D$	Pérdida de carga en plato seco	5,16 mm	
			$h_L$	Pérdida de carga ocasionada al atravesar el líquido y la espuma	53,17 mm	
			$h_R$	Pérdida de carga residual como consecuencia de superar la tensión superficial	2,2 mm	
					60,56 mm	
					218,52 mm	

Los platos diseñados funcionan correctamente, ya que la pérdida de carga cumple la condición necesaria.

**9.5.5.- Equipos auxiliares**

La columna de rectificación se conectará a los siguientes equipos auxiliares para su correcto funcionamiento:

- Reboiler de carcasa y tubo, tipo Kettle, formado por 82 tubos de 0,75 pulgadas de diámetro exterior con espesor de 12 BWG y 14 pies de longitud. Con un pitch de 1 pulgadas y un diámetro de carcasa de 12 pulgadas, el calderín se alimenta con una corriente de salida de la columna procedente del último plato de la columna (empezando la numeración de los platos por cabeza), vaporizándose parcialmente el líquido y enviando una fracción de vuelta a la columna en forma de vapor. El calderín emplea como fluido calefactor vapor de agua a alta presión.
- Condensador para el reflujo de la torre. Se alimenta con la corriente de cabeza de la columna, condensando esta corriente, la cual es enviada al separador de la torre. Su morfología es idéntica al intercambiador de calor de carcasa y tubos. Presenta 302 tubos de 4,8768 metros de longitud y 0,019 metros de diámetro.
- Separador. Se trata de un recipiente de separación gas líquido vertical, en la que se introduce la corriente de salida del condensador, obteniéndose dos corrientes, una corriente gaseosa, que se dirige a la unidad de Fuel-Gas, y otra líquida, que sale por la parte inferior de la columna, y se devuelve a la torre como reflujo, impulsada con una bomba. Presenta fondo y cúpula elípticas y una altura de 3,73 metros.
- Bomba. Este equipo impulsa el líquido que sale del separador hasta la torre, haciendo posible el reflujo de la columna.

A continuación se detallan las características más importantes de los equipos auxiliares de la columna de rectificación.

#### **9.5.5.1.- Condensador CD-02**

El segundo condensador de la línea de producción de ciclohexano se encarga de recibir la corriente en fase vapor proveniente de la cabeza de la columna de modo que está sea sometida a una condensación parcial de la mezcla que favorezca la aparición de ambas fases, líquido-vapor, facilitando así la separación en la unidad posterior, Separador Gas-Líquido. En esta última unidad se obtiene, por un lado, la corriente de reflujo líquida que se retorna de nuevo a la columna y, por el otro, la corriente de vapor compuesta por los gases ligeros metano e hidrógeno que se dirigen a la unidad de Fuel-Gas para su posterior aprovechamiento en Refinería.

#### *9.5.5.1.1.- Selección del Condensador CD-02*

Para la selección del condensador, tal y como se recoge en el **Apartado 6.1.2.1** del Capítulo 6 del presente documento, se opta por el diseño de un condensador de contracorriente de carcasa y tubos por ser el que mejor se adapta a las condiciones de trabajo.

#### *9.5.5.1.2.- Selección de la trayectoria de flujo y caracterización de las corrientes*

La selección de la trayectoria de flujo es uno de los aspectos más relevantes en el diseño de un sistema de intercambio de calor, ya sea para aumentar o disminuir la temperatura de la corriente.

En el caso de un sistema de condensación el criterio seguido para determinar la circulación de los fluidos en el interior del sistema pasa por considerar que el fluido que se desea refrigerar circula por la carcasa, mientras que el agua de refrigeración lo hará por el interior de los tubos [Mendía Urquiola, 1994].

De acuerdo con este criterio el sistema se diseña de manera que la corriente proveniente de la cabeza de la columna circula por la carcasa y el agua de condensación por el interior de los tubos. A este criterio, además, debe sumársele el factor de que el agua de condensación es un fluido que contiene un alto índice de suciedad y que resulta muy corrosivo cuando se trabaja a temperaturas superiores a 50 °C. Los criterios de selección de circulación de la corriente aconsejan, a su vez, que los fluidos más sucios y corrosivos deben situarse del lado de los tubos.

La corriente proveniente de la cabeza de la columna debe reducir su temperatura desde 60,77 °C hasta 35 °C para dirigirse con posterioridad al separador gas-líquido. Para ello se hará uso de agua de condensación de la red interna de la Refinería a 21 °C que elevará su temperatura en el proceso hasta 34 °C.

#### *9.5.5.1.3.- Estudio de los elementos fundamentales del condensador*

Como ya se ha mencionado con anterioridad, el condensador multitubular de carcasa y tubos es análogo a un intercambiador de calor de la misma configuración. Es por ello por lo que los elementos que forman parte de su diseño son análogos a los descritos para los intercambiadores de calor de carcasa y tubos diseñados en el actual Proyecto Fin de Carrera.

Los elementos más importantes de la unidad de condensación se recogen a continuación:

*a) Carcasa*

El diámetro de la carcasa viene dado según el número de tubos estándar. Este diámetro puede tomarse de la **Tabla A.16.14** del Anexo 16 en función de la disposición y el diámetro exterior de los tubos, el pitch, el número de pasos y de tubos. El condensador diseñado posee un diámetro interior de carcasa de 21,25 pulgadas, es decir, 0,5397 metros para tubos en disposición triangular. Esta carcasa irá provista de seis placas deflectoras. El número de placas deflectoras requeridas ha sido determinado en el **Apartado 11.2.8.2** del Anexo 11 del presente Proyecto Fin de Carrera.

*b) Tubos*

El condensador diseñado posee 302 tubos de 0,75 pulgadas de diámetro exterior distribuidos en el interior de la carcasa siguiendo una disposición triangular. Los tubos poseen una longitud estándar de 16 pies y están contruidos en acero SA-53 E/B, material indicado para la construcción de las líneas de servicio general y aquellas que trabajan altas presiones.

*c) Cabezal de distribución*

Se opta por un cabezal de distribución tipo A, canal y carcasa desmontable, por ser el más empleado.

*d) Cabezal de retorno*

El condensador diseñado dispone de un cabezal flotante interno tipo S.

*e) Pitch*

Para un diámetro exterior de los tubos de 0,75 pulgadas distribuidos de acuerdo a una disposición triangular, el espaciamiento entre los centros de los tubos adyacentes, pitch, tiene un valor de 1 pulgada (véase **Tabla A.16.14** del Anexo 16 del presente Proyecto).

*f) Número de pasos*

El número de pasos seleccionado para el equipo se toma de la **Tabla A.16.14** del Anexo 14 y es igual a dos pasos por tubo.

g) *Envolvente*

Los tubos experimentan un único paso por la carcasa por lo cual ésta será de tipo E.

Las características descritas llevan a un condensador de carcasa y tubos tipo **AES**. Los elementos que componen este tipo de condensador están recogidos en la **Figura 8.1** del Capítulo 8.

9.5.5.1.4.- *Datos de diseño del condensador*

Las dimensiones características del condensador de carcasa y tubos multitubular se recogen a continuación.

Tabla 9.9:  
Datos del diseño del Condensador CD-02

<b>Descripción</b>	<b>Condensador de carcasa y tubos</b>
<b>Denominación</b>	<b>Tipo AES</b>
<b>Posición</b>	<b>Horizontal</b>
<b>Tubos</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero al carbono SA -53 E/B</b>
<b>Diámetro exterior</b>	<b>0,01905 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,002769 m</b>
<b>Longitud</b>	<b>4,8768 m</b>
<b>Disposición</b>	<b>Triangular</b>
<b>Pitch</b>	<b>0,0254 m</b>
<b>Número de tubos</b>	<b>302</b>
<b>Área de transferencia</b>	<b>88,53 m<sup>2</sup></b>
<b>Carcasa</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero al carbono SA -285</b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>0,5397 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0094 m</b>
<b>Número de pasos</b>	<b>1</b>
<b>Deflectoras</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Segmentadas</b>
<b>Número</b>	<b>6</b>
<b>Espaciamento</b>	<b>0,8 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,00635 m</b>
<b>Diámetro</b>	<b>0,5397 m</b>

### **9.5.5.2.- Separador de fases SP-02**

La corriente procedente de la zona de cabeza de la torre, tras pasar por el condensador, es sometida a una separación de fases, para obtener dos corrientes; por un lado la corriente formada por los gases incondensables que no han reaccionado (metano e hidrógeno fundamentalmente) y por otro lado una corriente formada principalmente por ciclohexano, que constituye la corriente de reflujo de la columna.

#### *9.5.5.2.1.- Selección del tipo de separador*

Como se ha expuesto en el **Apartado 6.3.1.1** del Capítulo 6, estos equipos pueden disponerse de forma horizontal o vertical.

En el caso de este separador, es necesario someter la corriente procedente de la condensación de la corriente de reflujo de la columna de rectificación a una separación de fases, para separar los gases incondensables. Para ello se emplea un separador gas-líquido vertical, puesto que, tal y como se calcula en el **Apartado 11.3.1** del Anexo 11, la relación entre el caudal volumétrico de vapor y el caudal de líquido, es bastante elevada. Además, en la parte superior del separador se incluye el eliminador de nieblas.

En el **Apartado 6.3.1.1** del Capítulo 6, puede verse un esquema de un separador gas-líquido vertical dotado de eliminador de nieblas.

#### *9.5.5.2.2.- Diseño del separador vertical*

Para el diseño del separador vertical SP-02, se siguen las mismas pautas que para el separador SP-01.

##### *9.5.5.2.2.1.- Velocidad de la fase vapor*

La velocidad del vapor a través del equipo, se calcula en función de la velocidad vertical de ascensión del fluido, cuyo valor depende de K, un parámetro característico de separadores con que incluyen eliminador de nieblas.

Para hallar la velocidad del vapor se considera una relación velocidad de vapor/velocidad de ascensión del fluido de 0,75. El vapor circula por el equipo a una velocidad de  $2,406 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

*9.5.5.2.2.2.- Volúmenes de llenado y vaciado*

Conocidos el caudal de líquido que pasa a través del separador y el tiempo requerido para llevar a cabo las operaciones de vaciado y llenado del equipo, es posible determinar el volumen de llenado y vaciado que debe presentar el separador de fases vertical.

El tiempo de llenado y vaciado está tabulado en función de las características del equipo que alimenta la corriente de salida del separador. La corriente líquida que sale del separador, es impulsado por una bomba hasta la zona de cabeza de la torre de rectificación, constituyendo el reflujó, por lo que el tiempo de llenado y vaciado son 5 y 3 minutos respectivamente.

Conocido el caudal de líquido, se obtienen un volumen de llenado de  $0,1633 \text{ m}^3$  y un volumen de vaciado  $0,0979 \text{ m}^3$ .

*9.5.5.2.2.3.- Diámetro del equipo*

El diámetro del separador depende del caudal de vapor y la velocidad de la fase vapor. Como se explicó en el diseño del separador, al estar el equipo dotado de eliminador de nieblas, se debe añadir al diámetro hallado tres pulgadas para acomodar el anillo que soportará este dispositivo más un valor adicional de seis pulgadas. Se diseña un separador de 3 pies ( $0,9144$  metros).

*9.5.5.2.2.4.- Altura del equipo*

Para determinar la altura del separador es necesario calcular cada una de las alturas características que componen el equipo explicadas en el **Apartado 8.2.5** del Anexo 8.

Este separador vertical presenta una altura total de  $3,734$  metros.

A continuación se presenta una tabla con las dimensiones de las alturas características del equipo.



Tabla 9.10:  
Alturas características del separador

<b>Altura</b>	<b>Valor</b>
$H_{LLL}$	0,1524 m
$H_H$	1,255 m
$H_S$	0,752 m
$H_{LIN}$	0,4318 m
$H_D$	0,6858 m
$H_{ME}$	0,457 m

#### *9.5.5.2.3.- Diseño mecánico del equipo*

##### *9.5.5.2.3.1.- Diseño de la cubierta*

La carcasa o cuerpo central del separador, construida de acero al carbono SA-285, está constituida por una serie de virolas soldadas entre ellas, de modo que forman un cilindro sin soldaduras circunferenciales.

Se ha calculado el espesor necesario para soportar las tensiones longitudinales y circunferenciales, así como la carga debida al viento, ya que se desprecian las tensiones debida al peso del recipiente y la presión debida a movimientos sísmicos. El espesor mínimo que debe tener la carcasa para soportar las tensiones a las que está sometida es de 0,55 pulgadas.

##### *9.5.5.2.3.2.- Diseño de la cúpula*

Los fondos de los separadores, pueden ser de cabeza elíptica, hemiesférica o de fondo plano.

Según el artículo seguido para el diseño de este tipo de equipos [Svrcek, W.Y. y., W.D, 1993], la selección de los fondos se realiza en función de la presión de diseño y el diámetro del separador. La presión de operación del separador es de 21,267 bar, y por tanto se elige cabeza elíptica.

Hay que recordar que para fondos abombados, como es el caso, se construye una parte cilíndrica denominada pestaña o faldilla que favorece la unión entre la carcasa y el fondo, ya que la línea de transición entre la figura abombada del fondo y la envolvente se encuentra

sometida a grandes tensiones axiales, convirtiéndose en el punto más débil de todo el recipiente.

El fondo superior posee un espesor de 0,55 pulgadas.

#### *9.5.5.2.3.3.- Diseño del fondo inferior*

La presión en la zona inferior de la columna será análoga a la presión de la cúpula. Es por ello por lo que se opta por un fondo elíptico cuyo espesor será también de 0,55 pulgadas

#### *9.5.5.2.3.4.- Características de las faldillas*

Como se ha comentado, cuando los equipos poseen fondos abombados, es necesario añadir las faldillas entre carcasa y los fondos, para evitar que se realice la soldadura por la línea de tangencia o línea de transición de la figura bombeada de los fondos a la carcasa.

Las faldillas tienen un espesor coincidente con el espesor del fondo y un diámetro exacto al de la envolvente o cuerpo principal. En cuanto a la altura de la faldilla, se debe tomar el mayor de los valores calculados mediante ecuaciones que relacionan la altura de la faldilla con el diámetro exterior de la faldilla y el espesor, teniendo en cuenta que la faldilla no debe medir más de 100 milímetros de altura.

Según esto, las faldillas incorporadas al equipo presentan las siguientes características:

Tabla 9.11:  
Características de las faldillas

	<b>Faldilla superior</b>	<b>Faldilla inferior</b>
<b>Altura</b>	0,0419 m	0,0419 m
<b>Diámetro</b>	0,942 m	0,942 m
<b>Espesor</b>	0,01397 m	0,01397 m

#### *9.5.5.2.3.5.- Soportes*

El separador Gas-líquido se encuentra situado en posición vertical. Para poder mantenerlo en esta posición sobre el nivel del suelo se requiere el uso de elementos rígidos y resistentes. Debido a que a relación existente entre la altura y el diámetro del sistema es

inferior a 5 unidades, en concreto tiene un valor de 4,09, se opta por el uso de silletas para la sujeción del equipo.

Al igual que en el caso de los faldones, irán soldadas al fondo inferior, de forma que los diámetros medios de la silleta y de la envolvente coincidan. En ningún caso la silleta será soldada al exterior de la envolvente y dispondrán de, al menos, una abertura de acceso.

#### *9.5.5.2.3.6.- Pescante*

Al tratarse de un recipiente vertical, se instalará un pescante de capacidad suficiente para proceder a las operaciones de limpieza e inspección interna, y en ningún caso esta capacidad será inferior a 500 kg.

#### *9.5.5.2.3.7.- Bocas de hombre*

Para el separador diseñado, no se requiere la presencia de bocas de hombre, puesto que estas se sitúan cada seis metros y el equipo diseñado posee una cubierta de tan solo 3,734 metros.

#### *9.5.5.2.3.8.- Aislamiento*

Debido a la temperatura de trabajo en el separador, 35 °C, no se requiere la presencia de material aislante (Véase **Tabla A.16.33** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera).

#### *9.5.5.2.4.- Datos de diseño del separador gas-líquido*

A continuación se recogen los datos de diseño de este equipo auxiliar a la columna de rectificación del presente Proyecto Fin de Carrera.

Tabla 9.12:  
Datos de diseño del separador SP-02

<b>Material</b>	<b>Acero al carbono SA-285</b>
<b>Dimensiones</b>	<b>Valor</b>
<b>Cubierta</b>	
<b>Espesor de la cubierta</b>	<b>0,01397 m</b>
<b>D interno cubierta</b>	<b>0,914 m</b>
<b>D exterior cubierta</b>	<b>0,9419 m</b>
<b>Cúpula</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Elíptica</b>
<b>Espesor de la cúpula</b>	<b>0,01397 m</b>
<b>Altura de la cúpula</b>	<b>0,2285 m</b>
<b>Área de la cúpula</b>	<b>0,958 m<sup>2</sup></b>
<b>Volumen de la cúpula</b>	<b>0,0998 m<sup>3</sup></b>
<b>D exterior de la cúpula</b>	<b>0,9419 m</b>
<b>Fondo Inferior</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Elíptico</b>
<b>Espesor del fondo</b>	<b>0,01397 m</b>
<b>Altura del fondo</b>	<b>0,2285 m</b>
<b>D exterior del fondo</b>	<b>0,9419 m</b>
<b>Área del fondo</b>	<b>0,958 m<sup>2</sup></b>
<b>Volumen del fondo</b>	<b>0,0998 m<sup>3</sup></b>
<b>Soporte</b>	<b>Faldón</b>
<b>Accesorios</b>	<b>Pescante</b>

### ***9.5.5.3.- Reboiler inundado IC-04***

#### ***9.5.5.3.1.- Introducción***

La torre de rectificación requiere de un equipo auxiliar, concretamente un intercambiador de calor de carcasa y tubos. Una parte de la corriente de la columna se introduce en el reboiler, de tal manera que se produce la vaporización parcial de dicha corriente que se devuelve a la columna consiguiendo así mantener el caudal de vapor en la torre. Se diseña un intercambiador de calor de carcasa y tubos, utilizando como agente calefactor vapor de agua a alta presión.

#### *9.5.5.3.2.- Elección del intercambiador*

De acuerdo con el **Apartado 6.1.1.1** del Capítulo 6, el tipo de intercambiador elegido como equipo auxiliar de la columna es un cambiador de calor de contracorriente de coraza y tubos.

Este intercambiador posee una chapa que sirve como rebosadero detrás del haz de tubos. El rebosadero será soldado con cordón continuo a la envolvente, no tendrá agujeros de drenaje y tendrá altura suficiente para permitir que el fluido de proceso sobrepase en 2 pulgadas la parte superior del tubo más alto. Se preverán raíles de deslizamiento y otro dispositivo similar, soldados con un cordón continuo a la envolvente, para soportar y guiar el haz de tubos. También debe preverse un dispositivo encima del haz de tubos para mantenerlo en su sitio durante el transporte y manejo del equipo, que estará situado directamente encima y muy cerca de las bridas de la cabeza flotante, en el caso tipo T.

##### *9.5.5.3.2.1.- Selección de la trayectoria del flujo*

Para comenzar el diseño del intercambiador, es importante decidir la trayectoria del flujo, esto es, elegir el fluido que circulará por los tubos y por la carcasa.

Cuando se utiliza vapor de agua de alta presión como medio de calentamiento, como es el caso de este intercambiador, el fluido a vaporizar circulará por la carcasa, mientras que el vapor de agua lo hará por los tubos, al tratarse el fluido más caliente.

##### *9.5.5.3.2.2.- Estudio de los elementos fundamentales*

###### *a) Carcasa*

El diámetro interior de la carcasa se localizará en la **Tabla A.16.14** del Anexo 16, en función de la disposición y el diámetro exterior de los tubos, el pitch, el número de pasos y de tubos. El reboiler diseñado tiene un diámetro de carcasa de 12 pulgadas. El espesor de la carcasa se determina según las fórmulas del código ASME. Se construye de acero al carbono SA-285, por ser un material adecuado por sus características mecánicas a las condiciones de operación del reboiler inundado, además de ser un material económico muy común en la industria química. El reboiler, igual que los demás intercambiadores, dispone de placas deflectoras en la carcasa para provocar la agitación del fluido que

circula por el exterior de los tubos y mejorar así la transferencia de calor. Se determinan 6 deflectores segmentados con un espaciamiento mínimo entre ellos de 0,8 metros.

*b) Tubos*

Se trata de los elementos esenciales del equipo y se sitúan en el interior de la carcasa. El material empleado para fabricar los tubos del reboiler es acero al carbono SA-285, como en la carcasa. El diámetro exterior de los tubos del intercambiador es 0,75 pulgadas y un espesor de 12 BWG, calculado según el Código ASME. Los tubos tendrán una longitud estándar de 14 pies. El número de tubos está estandarizado mediante las normas TEMA, según las necesidades del área de intercambio de calor, considerando el diámetro exterior de los tubos, el pitch y el número de pasos. Si los tubos se disponen en forma triangular, que es la disposición más adecuada para el elevado caudal, se localiza en la tabla correspondiente el número de tubos que sea inmediatamente superior al calculado, obteniéndose 82 tubos.

*c) Cabezal de distribución*

Elemento similar a la carcasa, cuya función es recibir el fluido que ha de circular por el interior de los tubos, distribuirlo y recolectarlo para mandarlo fuera de él. Se elige cabezal tipo A (canal y carcasa desmontable) por ser el más usado.

*d) Cabezal de retorno*

Tiene como función retornar el fluido que circula por el interior de los tubos hacia el cabezal de distribución o bien mandar el fluido fuera del intercambiador cuando éste cuenta con un solo paso por el lado de los tubos. Para este intercambiador de calor, se elige un cabezal de retorno de tipo flotante sin contrabrida, por ser fácilmente desmontable. Según la norma TEMA, será tipo T.

*e) Pitch*

Se ha elegido un pitch triangular, según la norma TEMA, para tubos de 0,75 pulgadas de diámetro, teniendo en cuenta el número de tubos necesarios para el intercambio, el pitch adquiere un valor de 1 pulgada (véase **Tabla A.16.14** del Anexo 16).

f) *Número de pasos*

Se elige un intercambiador de calor 1-2 de flujo contracorriente, esto es, el líquido de la carcasa fluye en un paso y el líquido del lado de los tubos circula en dos pasos, por ser el más común, ya que solo es necesario perforar uno de los extremos para permitir la entrada y salida de los tubos.

g) *Envolvente*

Este tipo de equipo de transmisión de calor, auxiliar de la columna de rectificación, posee una envolvente tipo K según la norma TEMA.

h) *Altura de barrera y diámetro del rehervidor*

Al tratarse de reboiler de tipo inundado, se definen estos dos parámetros nuevos respecto al resto de intercambiadores de calor.

La altura de barrera ( $h_w$ ) se toma 4 pulgadas por encima del diámetro de la carcasa, de modo que  $h_w$  vale 16 pulgadas (0,41 metros).

El diámetro del rehervidor, calculado a partir de la altura de barrera, es 26,04 pulgadas (0,66 metros).

Se presenta a continuación el tipo de intercambiador en diseño indicando cada una de las partes que lo conforman.

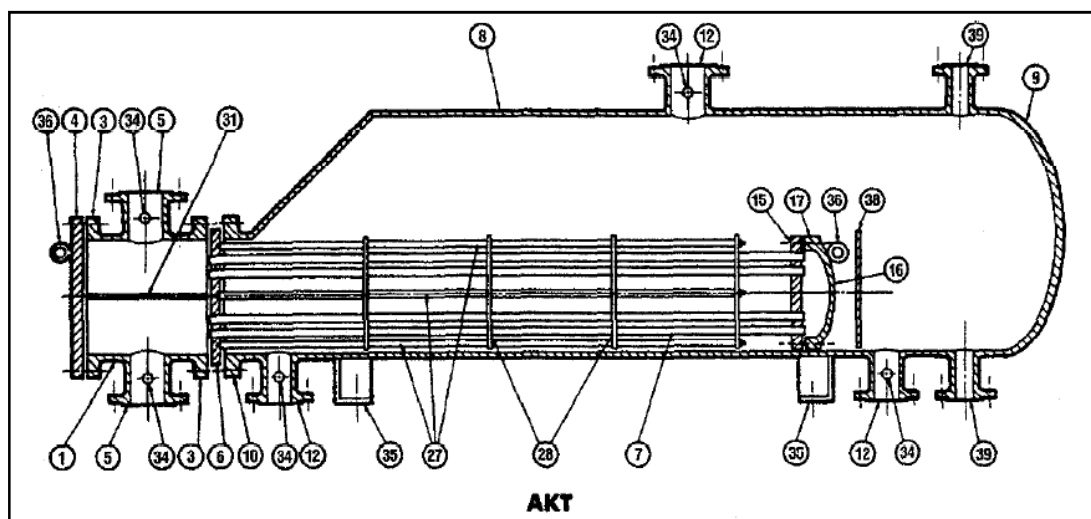


Figura 9.2: Intercambiador de calor AKT (Normas TEMA)

Tabla 9.13: Partes fundamentales del intercambiador de calor  
Fuente: Normas TEMA

<b>1</b> Cabezal estacionario, canal de fluido de tubos	<b>21</b> Cubierta del cabezal flotante, externa
<b>2</b> Cabezal estacionario, casquete	<b>22</b> Faldón del espejo flotante
<b>3</b> Brida de cabezal estacionario, canal o casquete	<b>23</b> Brida del prensaestopas
<b>4</b> Cubierta de canal	<b>24</b> Empaque
<b>5</b> Tobera de cabezal estacionario	<b>25</b> Prensaestopas o empaquetadura
<b>6</b> Espejo o haz estacionario	<b>26</b> Anillo de cierre hidráulico
<b>7</b> Tubos	<b>27</b> Bielas y espaciadores
<b>8</b> Coraza	<b>28</b> Deflectores transversales o placas de
<b>9</b> Cubierta de la coraza	<b>29</b> Placa de choque
<b>10</b> Brida de la coraza, extremo del cabezal	<b>30</b> Deflector longitudinal
<b>11</b> Brida de la coraza, extremo del cabezal	<b>31</b> Separación de paso
<b>12</b> Tobera de la coraza	<b>32</b> Conexión de ventila
<b>13</b> Brida de la cubierta de la coraza	<b>33</b> Conexión de drenaje
<b>14</b> Junta de expansión	<b>34</b> Conexión de instrumentos
<b>15</b> Espejo flotante	<b>35</b> Pie de soporte
<b>16</b> Cubierta del cabezal flotante	<b>36</b> Anillo de sujeción
<b>17</b> Brida del cabezal flotante	<b>37</b> Ménsula de soporte
<b>18</b> Dispositivo de apoyo del cabezal flotante	<b>38</b> Vertedero
<b>19</b> Anillo de corte dividido	<b>39</b> Conexión del nivel del líquido
<b>20</b> Brida de apoyo deslizante	<b>40</b> Soporte cabeza flotante

#### *9.5.5.3.2.3.- Material de aislamiento*

Al igual que en el resto de equipos, se aísla el reboiler mediante lana de roca recubierta de aluminio.

Para la temperatura de operación del calderín (mayor a 260 °C), se requiere un espesor de este material de 80 milímetros (véase **Tabla A.16.33** del Anexo 16).

#### *9.5.5.3.2.4.- Datos de diseño del intercambiador*

Se presenta en la tabla siguiente los datos de diseño más importantes del reboiler inundado.



Tabla 9.14:  
Datos de diseño del intercambiador AKT

Descripción	Intercambiador de Carcasa y Tubos
<b>Denominación</b>	<b>Tipo AKT</b>
<b>Posición intercambiador</b>	<b>Horizontal</b>
<b>Tubos</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero al carbono SA-285</b>
<b>Diámetro exterior</b>	<b>0,019 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0028 m</b>
<b>Longitud</b>	<b>4,27 m</b>
<b>Disposición</b>	<b>Triangular</b>
<b>Pitch</b>	<b>0,0254 m</b>
<b>Número de tubos</b>	<b>82</b>
<b>Número de Pasos</b>	<b>2</b>
<b>Área de transferencia</b>	<b>20,84 m<sup>2</sup></b>
<b>Carcasa</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero al carbono SA-285</b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>0,305 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0076m</b>
<b>Número de pasos</b>	<b>1</b>
<b>Altura de barrera</b>	<b>0,41m</b>
<b>Diámetro rehervidor</b>	<b>0,66 m</b>
<b>Deflectores</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Segmentados</b>
<b>Número</b>	<b>6</b>
<b>Espaciamiento entre deflectores</b>	<b>0,8 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0095 m</b>
<b>Diámetro</b>	<b>0,254 m</b>
<b>Aislamiento</b>	
<b>Material</b>	<b>Lana de roca</b>
<b>Espesor</b>	<b>80 mm</b>

### 9.6.- Condensador CD-03

El último condensador de la línea de producción de ciclohexano, condensador CD-03, tiene como misión acondicionar la corriente de producto para su posterior almacenamiento en tanque.

### **9.6.1.- Selección del Condensador CD-03**

Tal y como se ha justificado en el **Apartado 6.1.2.1** del Capítulo 6 de la presente Memoria Descriptiva, se opta por la elección de una batería de aereorrefrigerantes en serie análogos a los empleados en la primera unidad de condensación. La única diferencia entre ambos sistemas reside en el hecho de que la actual batería dispone de cinco equipos en serie, dos más que en el caso de la primera unidad de condensación.

#### ***9.6.1.1.- Selección de la trayectoria de flujo y caracterización de las corrientes***

La corriente producto circulará por el interior de los bancos de tubos, mientras que el aire, movido por los ventiladores, circulará por el exterior de los mismos en contracorriente.

La batería de aéreos está compuesta por cinco equipos conectados en serie. El primero de ellos, recibe la corriente de producto proveniente del intercambiador de calor situado a la entrada de la columna de destilación a 141,1 °C para abandonar dicho sistema a 120 °C. El aire encargado de refrigerar esta corriente se introduce en el sistema a 30 °C y se devuelve al medio a la temperatura de 48 °C. La corriente refrigerada se dirige al segundo sistema de condensación de la serie para reducir su temperatura hasta 102,5 °C. El aire se introduce a la temperatura de 30 °C y abandona el sistema a 45 °C. En el tercero de los equipos la temperatura de la corriente desciende hasta 85 °C, para dirigirse a la cuarta unidad la cual abandonará a la temperatura de 67,5 °C y, por último, en el quinto aéreo de la serie alcanzará la temperatura de 50 °C, temperatura con la cual se dirigirá a los tanques de almacenamiento.

En estas tres últimas unidades, el aire exterior se incorpora a 30 °C para devolverse al medio con una temperatura 15 °C superior a la de entrada.

#### ***9.6.1.2.- Estudio de los elementos fundamentales de la batería de aéreos***

##### *a) Haz de tubos*

Para el diseño de los haces de tubos que componen cada una de los aéreos de esta unidad de condensación las pautas serán análogas a las determinadas para la primera unidad de condensación. Debido a que las condiciones de trabajo en el equipo no son severas, se empleará para la construcción de estos haces acero al carbono SA-285. Los tubos del

haz, tipo Apliffin, tendrán un diámetro exterior estandarizado de 1 pulgada (véase **Tabla A.16.13** del Anexo 16).

*b) Aletas*

Las aletas que se dispondrán por el exterior de los tubos son aletas altas de aluminio insertas en la superficie por medio de una oquedad practicada en los mismos. Las dimensiones de las éstas son análogas a las que componen el condensador CD-01. ( consúltese **Tabla 9.1** del Capítulo 9).

*c) Cabezal de distribución*

La misión de este elemento es análoga a la desarrollada por estos cabezales en los equipos de intercambio de calor. Se selecciona el cabezal tipo A, canal y carcasa desmontable, por ser el más empleado a nivel industrial.

*d) Cabezal de retorno*

Al igual que en el caso de los intercambiadores de calor diseñados para la línea de producción actual, se opta por la elección de un cabezal flotante interno.

*e) Pitch*

Para el sistema de condensación diseñado, se opta por una distribución de tubos cuadrada con un valor del pitch de 2,45 pulgadas.

*f) Ventiladores axiales de impulsión*

Estos presentan las mismas características que los empleados en el condensador CD-01.

*g) Conexión entre unidades*

La conexión entre equipos se llevará a cabo por medio de tramos de tubería de acero al carbono SA-285 de 6 pulgadas de diámetro interior y 20 centímetros de longitud.

### ***9.6.1.3.- Datos de diseño de los aéreos***

Las dimensiones características del sistema de condensación CD-03 se tabulan a continuación.

Tabla 9.15:  
Datos de diseño de la batería de aereorrefrigerantes

<b>Dimensiones</b>	<b>Aéreo 1</b>	<b>Aéreo 2</b>	<b>Aéreo 3</b>	<b>Aéreo 4</b>	<b>Aéreo 5</b>
<b>D<sub>o</sub> tubos (m)</b>	<b>0,0254</b>	<b>0,0254</b>	<b>0,0254</b>	<b>0,0254</b>	<b>0,0254</b>
<b>e tubos (m)</b>	<b>0,003048</b>	<b>0,003048</b>	<b>0,003048</b>	<b>0,003048</b>	<b>0,003048</b>
<b>D<sub>i</sub> (m)</b>	<b>0,0193</b>	<b>0,0193</b>	<b>0,0193</b>	<b>0,0193</b>	<b>0,0193</b>
<b>Pitch (m)</b>	<b>0,06223</b>	<b>0,06233</b>	<b>0,06233</b>	<b>0,06223</b>	<b>0,06223</b>
<b>N<sub>tubos</sub></b>	<b>64</b>	<b>64</b>	<b>66</b>	<b>72</b>	<b>72</b>
<b>L tubos (m)</b>	<b>3,048</b>	<b>3,048</b>	<b>3,6576</b>	<b>4,2672</b>	<b>7,3152</b>
<b>N tubos /fila</b>	<b>16</b>	<b>16</b>	<b>22</b>	<b>24</b>	<b>24</b>
<b>S aletas (m<sup>2</sup>)</b>	<b>0,00299</b>	<b>0,00299</b>	<b>0,00299</b>	<b>0,00299</b>	<b>0,00299</b>
<b>N aletas /tubo</b>	<b>334</b>	<b>321</b>	<b>324</b>	<b>350</b>	<b>354</b>
<b>N aletasxancho de haz</b>	<b>8</b>	<b>8</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>12</b>
<b>N haces</b>	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>2</b>
<b>N tubos/haz</b>	<b>32</b>	<b>32</b>	<b>33</b>	<b>36</b>	<b>36</b>
<b>Anchura del haz (m)</b>	<b>0,875</b>	<b>0,875</b>	<b>1,061</b>	<b>1,124</b>	<b>1,124</b>
<b>Anchura de la sección (m)</b>	<b>1,9</b>	<b>1,9</b>	<b>2,26</b>	<b>2,39</b>	<b>2,39</b>
<b>L haz (m)</b>	<b>3,048</b>	<b>3,048</b>	<b>3,6576</b>	<b>4,2672</b>	<b>7,3125</b>
<b>D ventilador (m)</b>	<b>1,22</b>	<b>1,22</b>	<b>1,46</b>	<b>1,676</b>	<b>2,1336</b>
<b>N ventiladores</b>	<b>5</b>	<b>5</b>	<b>5</b>	<b>5</b>	<b>5</b>
<b>P ventilador (kW)</b>	<b>0,494</b>	<b>0,494</b>	<b>0,7</b>	<b>0,896</b>	<b>1,62</b>

## **CAPÍTULO 10: SISTEMA DE ALMACENAMIENTO**

La línea de proceso de producción de ciclohexano que se diseña requiere depósitos de almacenamiento tanto de la materia prima, el benceno, como del producto final, el ciclohexano.

En cuanto al benceno, como ya se ha comentado, es necesario disponer de esta materia prima almacenada, puesto que la línea de proceso está diseñada en las peores condiciones, es decir, para el caso en que la línea de aromáticos de la Refinería no reporte benceno a la línea de proceso de ciclohexano, evitándose así la parada por falta de dicha materia prima.

El almacenamiento del producto obtenido en la línea de proceso también es objeto del presente Proyecto Fin de Carrera.

### **10.1.- Diseño de los depósitos de almacenamiento de benceno**

Los tanques de almacenamiento de benceno se usan como depósitos para contener una reserva suficiente de este producto para su posterior uso en la línea de proceso, ya que el diseño de la línea de proceso se realiza para las peores condiciones, es decir, para casos en que no sea posible utilizar la corriente de benceno procedente de la unidad de aromáticos de Refinería.

Tal y como se ha justificado en el **Apartado 6.4** del Capítulo 6, se diseñan depósitos cilíndricos verticales tipo techo flotante cubierto para el almacenamiento de la materia prima benceno.

#### **10.1.1.- Diseño de los depósitos**

Los depósitos de benceno se diseñan para almacenar el volumen necesario para producir 500.000 tn/año de ciclohexano, para casos en que la unidad de aromáticos procedente de Refinería no proporcione benceno. Teniendo en cuenta que el tiempo de almacenamiento se fija para 7 días, será necesario almacenar 11.395 m<sup>3</sup> de benceno, por lo que se diseñan dos depósitos de almacenamiento con una capacidad de 13.344 m<sup>3</sup> cada uno, puesto que es

importante que los tanques de almacenamiento estén llenos al 50%, para poder disponer de espacio suficiente en caso de que aumente la carga de la línea de proceso.

Además se sobredimensiona el número de estos depósitos, al menos por duplicado, para disponer de materia prima suficiente en caso de que se produzca algún problema en el transporte de ésta, evitando así una parada de la línea, por lo que se instalan 4 depósitos de benceno.

A continuación se describen los aspectos más importantes del diseño de los tanques.

*a) Disposición, fondo y cabezal*

Los depósitos presentan disposición cilíndrica vertical y fondo plano. Esta disposición se debe, como se comenta anteriormente, a que el volumen de almacenamiento es superior a 1.000 gal, y por tanto, esta disposición es la más adecuada para el almacenamiento de este reactivo [Branan, Carl R. 3ª Edición].

Con respecto al cabezal consiste en un techo tipo flotante, por tratarse del más adecuado para el almacenamiento de benceno.

*b) Material*

El material elegido para almacenar benceno es acero inoxidable AISI 316L, designado por el Código ASME como SA-240, por seguridad ante este compuesto, como se ha explicado en otros equipos de la línea de proceso diseñada.

*c) Sistema de venteo*

Los depósitos deben disponer de sistemas de venteo de presión para prevenir la formación de vacío o presión interna, de modo que se evite la deformación del techo o de las paredes del recipiente, como consecuencia de las variaciones de presión producidas por efecto de los llenados, vaciados o cambios de temperatura. Este sistema de venteo consiste en una válvula tipo presión-vacío, que se colocarán en el techo del depósito. Estas válvulas actúan de tal manera que cuando el tanque se está llenando, deja salir aire del interior para que no presurice, y cuando el tanque se está vaciando, deja entrar aire para que no se haga vacío en su interior.

En la figura siguiente se muestra un esquema de este tipo de válvulas.

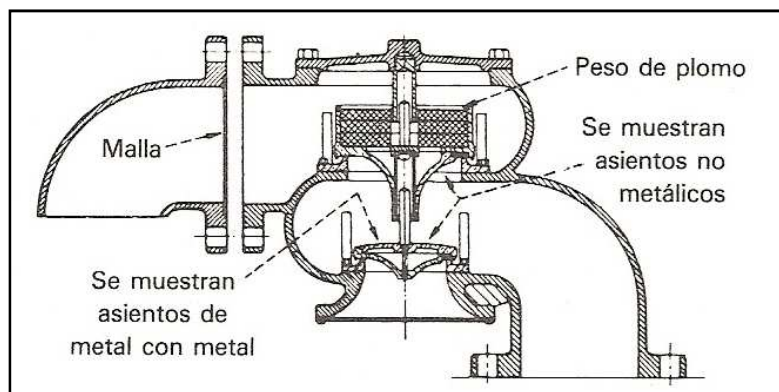


Figura 10.1: Respiradero de tanques (Greene, Richard, W., 1987)

d) *Soporte de los tanques*

Los depósitos irán montados en una cimentación de hormigón que tendrán una altura de 0,5 metros.

e) *Bocas de hombre*

Los tanques de almacenamiento contarán, por lo menos con una entrada de hombre en el cuerpo o en el techo con la finalidad de poder realizar limpieza, revisiones o reparaciones en el interior del tanque.

Según la tabla siguiente, normalizada por la norma API 650, los depósitos de diámetro menor a 61 metros, como es el caso de los tanques diseñados, deben disponer de al menos dos bocas de hombre.

Tabla 10.1:  
Número mínimo de bocas de hombre (Norma API 650)

Nominal Tank Diameter $D_1$ m (ft)	Minimum Number
$D \leq 61$ (200)	2
$61$ (200) $< D \leq 91$ (300)	3
$91$ (300) $< D$	4

Las bocas de hombre tendrán, siguiendo la norma aplicada, un diámetro de 20 in, y se sitúan en la zona inferior de la carcasa.

f) *Escaleras de acceso*

Los tanques dispondrán de una escalera de acceso. Las escaleras de acceso tienen la finalidad de situar al personal que así lo requiera en una zona del tanque que necesite de

constante mantenimiento o supervisión, generalmente sobre el techo y la entrada de hombre, además de brindar protección y seguridad al personal.

*g) Accesorios*

El depósito dispone de una tubería de llenado, en conexión roscada. La descarga de líquido se realizará por la parte inferior de la carcasa mediante una tubería con conexión bridada.

A continuación se recogen a modo de resumen las características más importantes de los depósitos de almacenamiento de benceno.

Tabla 10.2:  
Datos de diseño de los depósitos de benceno

<b>Descripción</b>	<b>Depósitos de techo flotante cubierto</b>
<b>Unidades</b>	<b>4</b>
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable SA-240</b>
<b>Volumen total</b>	<b>13.344 m<sup>3</sup></b>
<b>Volumen útil</b>	<b>5.697,64 m<sup>3</sup></b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>30,48 m</b>
<b>Altura</b>	<b>18,28 m</b>
<b>Espesor carcasa</b>	<b>0,028 m</b>
<b>Espesor fondo y cubierta planos</b>	<b>0,028 m</b>
<b>Espesor techo flotante</b>	<b>0,0025 m</b>
<b>Soporte del tanque</b>	<b>Soporte de hormigón de 0,5 m</b>
<b>Accesorios</b>	<b>Sistema de venteo 2 Bocas de hombre Escalera de acceso</b>

**10.1.2.- Cubeto de retención de los depósitos de benceno**

Los depósitos de almacenamiento de benceno se situarán dentro de un cubeto de retención para evitar el derrame incontrolado del fluido contenido en los mismos en caso de su ruptura.

Según especificaciones de Refinería CEPESA ESP-0200-1, la distancia mínima horizontal entre el recipiente y la pared del cubeto será al menos la altura del tanque de mayor longitud. En este caso se fija en 18,5 metros. En cuanto a la capacidad del cubeto, será como mínimo la capacidad útil del recipiente mayor. Dado que todos los depósitos son iguales, se toma como



capacidad del cubeto  $13.344 \text{ m}^3$ . La altura del cubeto se determina conociendo el área y el volumen de éste. En función a lo explicado, el cubeto de retención de los tanques de benceno tiene una altura de 1 metro (véase **Apartado 13.1.4** del Anexo 13).

## **10.2.- Depósitos de almacenamiento de ciclohexano**

El ciclohexano producido en la línea de proceso diseñada en el presente Proyecto Fin de Carrera se almacena en tanques para su posterior uso o venta.

Al igual que los depósitos de benceno, se utilizan tanques cilíndricos verticales de fondo plano y techo flotante externo. La elección de techo flotante cubierto se toma por los motivos expuestos en el **Apartado 6.4 del Capítulo 6**.

### **10.2.1.- Diseño de los depósitos**

Almacenando este producto durante 7 días, el volumen de ciclohexano que se debe almacenar es de  $13.900 \text{ m}^3$ . Si se considera la norma API 650, se diseñan dos depósitos de con una capacidad de  $15.568 \text{ m}^3$  cada uno. Como en el caso del benceno, para disponer de depósitos adicionales en los que almacenar el producto en caso de producirse imprevistos que impidan la salida del producto, se opta por construir cuatro tanques de almacenamiento de ciclohexano de idénticas dimensiones.

Además para realizar pruebas de control de calidad del producto, se diseña un tanque rundown que recoge el producto durante dos días antes de almacenarlo en los tanques de producto y desecharlo antes de mezclarlo con el resto de ciclohexano almacenado en el caso de que el ciclohexano producido no presente las características mínimas especificadas para su venta. Este tanque tiene una capacidad de  $4.359 \text{ m}^3$ .

A continuación se describen los aspectos más importantes del diseño de los tanques.

#### *a) Disposición, fondo y cabezal*

Los depósitos presentan disposición cilíndrica vertical y fondo plano, como se justifica anteriormente. El techo tipo flotante cubierto, se elige por ser el más adecuado para el almacenamiento del ciclohexano.

*b) Material*

Por las propiedades del ciclohexano, se empleará acero al carbono del tipo SA-285, por ser el más apropiado y económico para almacenar este producto.

*c) Sistema de venteo*

Los depósitos dispondrán de un sistema de venteo que consiste en una válvula de presión-vacío situada en el techo del tanque, con el fin de evitar deformaciones del techo o de las paredes como consecuencia de las variaciones de presión. (véase **Figura 10.1**)

*d) Soporte de los tanques*

Los depósitos irán montados en una cimentación de hormigón de 0,5 metros de altura.

*e) Bocas de hombre*

Haciendo uso de la **Tabla 10.1** del **Apartado 10.1.1** de la Memoria Descriptiva, los tanques de ciclohexano tienen un diámetro inferior a 61 metros, por lo que estos tanques de almacenamiento disponen de dos entradas de hombre de 20 pulgadas, situados en la zona inferior de la carcasa.

*f) Escaleras de acceso*

Es imprescindible en el diseño de los tanques de almacenamiento, disponer de una escalera de acceso que permita situar al personal en cualquier zona del tanque que requiera de inspección o mantenimiento, especialmente sobre el techo y la entrada de hombre.

*g) Accesorios*

El depósito dispone de una tubería de llenado, en conexión roscada y una tubería con conexión bridada situada en parte inferior para la descarga de líquido.

A continuación se muestra una tabla resumen de las características de los tanques de almacenamiento de ciclohexano.

Tabla 10.3:  
Datos de diseño de los depósitos de ciclohexano

<b>Descripción</b>	<b>Depósitos de techo flotante cubierto</b>
<b>Unidades</b>	<b>4</b>
<b>Material</b>	<b>Acero al carbono SA-285</b>
<b>Volumen total</b>	<b>15.568 m<sup>3</sup></b>
<b>Volumen útil</b>	<b>6.929,5 m<sup>3</sup></b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>30,48 m</b>
<b>Altura</b>	<b>21,34 m</b>
<b>Espesor carcasa</b>	<b>0,0197 m</b>
<b>Espesor fondo plano</b>	<b>0,0197 m</b>
<b>Espesor techo flotante</b>	<b>0,0037 m</b>
<b>Soporte del tanque</b>	<b>Soporte de hormigón de 0,5 m</b>
<b>Accesorios</b>	<b>Sistema de venteo 2 Bocas de hombre Escalera de acceso</b>

Tabla 10.4:  
Datos de diseño del depósito rundown

<b>Descripción</b>	<b>Depósitos rundown de techo flotante cubierto</b>
<b>Unidades</b>	<b>1</b>
<b>Material</b>	<b>Acero al carbono SA-285</b>
<b>Volumen total</b>	<b>4359 m<sup>3</sup></b>
<b>Volumen útil</b>	<b>3959,72 m<sup>3</sup></b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>21,34 m</b>
<b>Altura</b>	<b>12,19 m</b>
<b>Espesor carcasa</b>	<b>0,014 m</b>
<b>Espesor fondo plano</b>	<b>0,014 m</b>
<b>Espesor techo flotante</b>	<b>0,0037 m</b>
<b>Soporte del tanque</b>	<b>Soporte de hormigón de 0,5 m</b>
<b>Accesorios</b>	<b>Sistema de venteo 2 Bocas de hombre Escalera de acceso</b>

### **10.2.2.- Cubeto de retención de los depósitos de ciclohexano**

Los depósitos de almacenamiento del producto final de la línea de proceso se situarán dentro de un cubeto de retención para evitar el derrame incontrolado del fluido contenido en los mismos en caso de su ruptura.

Según especificaciones de Refinería CEPESA ESP-0200-1, la distancia mínima horizontal entre el recipiente y la pared del cubeto será 22 metros. En cuanto a la capacidad del cubeto, será como mínimo la capacidad útil del recipiente mayor. En este caso, se toma como capacidad del cubeto 15.568 m<sup>3</sup>. La altura de cada uno de los cubetos se determina conociendo el área y el volumen de éste. En función a lo explicado, el cubeto de retención tiene una altura de 0,75 metros (véase **Apartado 13.2.4** del Anexo 13).

## **CAPÍTULO 11: DISEÑO DE LA RED DE TUBERÍAS Y ACCESORIOS**

### **11.1.- Introducción**

En este apartado se llevará a cabo el diseño del sistema de tuberías de la línea de proceso. Este diseño consiste en seleccionar el material de construcción de las tuberías, el diámetro y el espesor de las mismas así como la caída de presión que va a experimentar el fluido a lo largo de éstas.

Se indicará además el material que se utiliza para el aislamiento térmico de las tuberías, indicando el espesor requerido en función de la temperatura del fluido que circula por las tuberías.

Para la conducción del fluido por la línea de producción, será necesario impulsar en determinados puntos mediante bombas, por lo que se calculará la potencia necesaria y la altura máxima a la que se podrán colocar.

En este apartado se describen las distintas válvulas que requiere la línea de proceso de producción de ciclohexano, así como el tipo de uniones utilizadas entre tuberías y entre tuberías y equipos.

### **11.2.- Diseño de tuberías**

La adecuada elección del tipo de tuberías a utilizar depende de los siguientes factores [Megyesy E.F., 2001]:

- Tiempo de vida útil.
- Periodos de mantenimiento.
- Esfuerzo a las temperaturas de trabajo.
- Facilidad de instalación y reparación.
- Adecuada resistencia a la corrosión y erosión.
- Coste de los equipos.

En la **Tabla 11.1** se representan las conducciones y diámetros utilizados para su construcción.

Tabla 11.1:  
Conducciones y diámetros de las tuberías de la línea de proceso

<b>Conducción</b>	<b>Diámetro nominal (in)</b>	<b>Diámetro exterior (in)</b>	<b>Espesor (in)</b>	<b>Velocidad (m/s)</b>
1	6	6,825	0,109	0,85
2	6	6,825	0,109	0,85
3	6	6,825	0,109	0,94
4	6	6,825	0,109	0,94
5	6	6,825	0,109	1,04
6	1,5	1,9	0,145	1,58
7	6	6,825	0,28	0,94
8	12	12,75	0,33	17,92
9	14	14	0,312	18,60
10	16	16	0,375	16,42
11	16	16	0,375	16,43
12	16	16	0,375	14,38
13	20	20	0,437	14,36
14	20	20	0,5	15,81
15	20	20	0,5	13,73
16	18	18	0,375	13,85
17	6	6,825	0,28	1,17
18	6	6,825	0,28	1,17
19	10	10,75	0,307	4,29
20	6	6,825	0,28	15,67
21	6	6,825	0,28	1,73
22	6	6,825	0,28	1,33
23	6	6,825	0,28	1,12
24	8	8,625	0,25	1,45
25	6	6,825	0,28	17,29
26	6	6,825	0,28	16,20
27	0,75	1,05	0,113	1,54
28	0,75	1,05	0,113	1,54
29	10	10,75	0,25	39,84
30	6	6,825	0,28	53,33
31	6	6,825	0,28	53,33
32	6	6,825	0,28	41,10
33	6	6,825	0,28	41,10
34	8	8,625	0,277	49,53
35	3	3,5	0,216	44,55
36	8	8,625	0,277	43,09
37	10	10,75	0,307	40,15
38	6	6,825	0,28	37,40

Las conducciones del presente Proyecto han sido diseñadas de acuerdo a la norma ANSI B31.3 del código B31 (“Code for pressure piping”) patrocinado por ASME, que es el código de diseño más extendido para el diseño de tuberías.

En tuberías de acero, los diámetros normalizados están comprendidos en el intervalo de 1/8 a 30 pulgadas. Para tuberías de 1/8 a 12 pulgadas, ambas inclusive, el diámetro exterior es algo superior al diámetro nominal, mientras que para tuberías de 14 pulgadas y mayores, el diámetro exterior es idéntico al nominal.

La línea de proceso dispone de conducciones con diámetros nominales comprendidos entre 1,5 y 20 pulgadas.

El espesor de pared de las tuberías viene expresado en términos del número de lista (Schedule o cédula), el cual lleva asociado un valor determinado de espesor según el diámetro nominal. Se utiliza un total de trece números, aunque generalmente, para una tubería de un tamaño determinado únicamente están disponibles algunos de ellos (a excepción de las de mayor tamaño). Las tuberías de la línea de proceso presentan Schedule comprendido entre 5S y 40S.

La caída de presión a lo largo del sistema de tuberías se ha calculado mediante la fórmula de Darcy-Weisbach que se presenta a continuación:

$$h_{f-tubería} = (4f) \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad [M.11.1]$$

Donde:

- $h_{f-tubería}$ : es la pérdida de carga (m).
- $4f$ : es el factor de fricción de Darcy (adimensional).
- $L$ : es la longitud de la tubería (m).
- $D$ : es el diámetro interior de la tubería (m).
- $v$ : es la velocidad del fluido ( $m \cdot s^{-1}$ ).
- $g$ : es la aceleración de la gravedad ( $m \cdot s^{-2}$ ).

Para contabilizar las pérdidas de carga debido a los accesorios que presentan las tuberías, se incluye un término a la ecuación de Darcy, correspondiente a la longitud equivalente del accesorio o longitud de tubería recta de igual diámetro que el accesorio que produciría una pérdida de carga igual a la del accesorio.

$$h_{f-\text{accesorios}} = (4f) \cdot \frac{L_{eq}}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad [M. 11.2]$$

En el Anexo 14 se muestra el cálculo detallado de la caída de presión, que resulta necesario para poder determinar la potencia de las bombas.

### **11.3.- Material**

En la línea proyectada hay que transportar seis fluidos diferentes:

- Benceno y tolueno.
- Hidrógeno y metano.
- Reactivos.
- Producto primario, formado por benceno, tolueno, metano, hidrógeno y ciclohexano.
- Producto intermedio, compuesto por tolueno, metano, hidrógeno y ciclohexano.
- Producto final: Ciclohexano.

El material escogido para cada conducción depende básicamente de las propiedades del fluido que se transporta y de las condiciones de operación (presión interior y temperatura).

Así, en función del fluido a transportar se han seleccionado las siguientes tuberías:

Las tuberías que transportan fluidos en cuya composición se encuentre el benceno, se utilizará el acero inoxidable AISI 316L, un tipo de acero de alta resistencia, correspondiente al acero SA-240 según designación por el Código ASME, puesto que es el material más adecuado a efectos que la corrosión pueda causar a altas presiones y temperaturas y además por el riesgo que supone la presencia de benceno. Los materiales más adecuados para la construcción de equipos y conducciones que trabajan con benceno están recogidos en la **Tabla A.16.29** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera.

Para el resto de fluidos en los que no se encuentra presente el benceno, se emplea material adecuado para servicios de alta presión y temperatura. Para estas tuberías se opta por acero al carbono SA-285, ya que se trata del material más económico, además es el material más empleado en la industria química para las condiciones citadas.



Desde la línea n°1 hasta la línea n°13 inclusive, se empleará acero inoxidable AISI 316L. El resto de las líneas diseñadas estarán construidas en acero al carbono SA-285.

#### **11.4.- Material de aislamiento**

Las tuberías presentes en la línea de proceso que necesitan de un aislante térmico para evitar una variación de la temperatura del fluido que transportan son aquellas que trabajan con corrientes a una temperatura mayor a 65 °C.

Como se ha comentado en otros equipos que integran la línea de proceso, se emplea lana de roca, cubierta por una chapa de aluminio.

#### **11.5.- Accesorios**

El circuito de tuberías diseñado se compone de tramos rectos de conducciones así como elementos fundamentales que permitirán:

- Unir tramos de conducción de distintos diámetros por medio del ensanchamiento o reducción de las mismas.
- Cambiar la dirección del flujo.
- Bifurcar la corriente que circula por una conducción a lo largo de dos o tres conducciones que establecen direcciones distintas.

Los accesorios empleados con tal fin en la línea de proceso diseñada se describen a continuación:

- Codos

Los codos son accesorios que tienen como misión cambiar la dirección del flujo. Se fabrican de 45° o 90° con radios pequeños, medios o grandes. En concreto, se optará por el uso de codos de 90° y éstos serán, además, codos largos con el fin de suavizar los efectos que la corrosión y la erosión pueden producir en la zona en la que se produce la torsión del accesorio.

- Ramificaciones: tes y crucetas

Pueden tener tres o cuatro salidas, en un mismo plano o en planos diferentes y alguna salida de diámetro diferente a las otras. Se emplearán para separar una corriente en

varias o para unir dos corrientes en una tercera. En la línea de proceso diseñada se requiere el uso de ambos elementos para bifurcar y unir corrientes y, en concreto el uso de tes, para disponer sobre las mismas las válvulas de seguridad a la salida de la corriente de los equipos correspondientes.

- **Reducciones y ensanchamientos**

Tienen como misión facilitar la unión entre tramos de conducciones que disponen de distinto diámetro y que de otra forma no podrían unirse. Los instrumentos de control y medición llevarán incorporado sus propias conexiones y ensanchamientos y reducciones con el fin de unirlos en su correspondiente posición dentro de la red de tuberías.

A continuación se recoge una tabla resumen que permite conocer el número de accesorios presentes en la red de tuberías que componen el proceso diseñado.

Tabla 11.2:  
Accesorios de la red de tuberías

<b>Accesorios</b>	<b>Unidades</b>
Codos largos de 90 ° C	96
Tes	13
Cruceta	1
Reducciones	2
Ensanchamientos	5

## **11.6.- Uniones**

La conexión entre distintos tramos de tuberías así como de las tuberías con válvulas, equipos, bombas, etc. se llevará a cabo por medio de bridas y los elementos de instrumentación mediante uniones roscadas. Las bridas están constituidas por un par de discos iguales o anillos de metal unidos entre sí mediante tornillos que comprimen la junta situada entre sus caras, permitiendo la conexión entre tramos de tubería o de la tubería con algún otro elemento.

Las uniones bridadas, al no ser herméticas, presentan la ventaja de facilitar las labores de mantenimiento en la red de tuberías así como la sustitución de las mismas. Las uniones soldadas, por el contrario, dificultan dichas tareas al tratarse de conexiones totalmente herméticas.

## **11.7.- Válvulas**

Las válvulas son dispositivos que se diseñan con el fin de cumplir alguna de las siguientes misiones:

- Impedir o permitir totalmente la circulación de un fluido a través de una conducción.
- Regular la circulación de un fluido a través de conducciones pudiendo variar con ello la pérdida de carga que este sufre en su desplazamiento.
- Permitir la circulación de un fluido en un único sentido.

Además de estas funciones principales, existe una función adicional desempeñada por un tipo de válvula que permite aliviar la presión registrada en el equipo en el caso de que esta sea superior a la recomendada para su diseño. Este dispositivo recibe el nombre de válvula de seguridad y alivio de presión.

En la línea de proceso que se diseña en el Presente Proyecto Fin de Carrera se emplean válvulas que permiten:

- Evitar el retroceso de las corrientes hacia conducciones anteriores donde las condiciones de trabajo son particulares para cada equipo, especialmente en la salida de cada una de las bombas como una medida de seguridad y mantenimiento de las mismas.
- Regular el paso de los fluidos permitiendo con ello el control de las variables de proceso.
- Aliviar la presión en aquellos equipos, que trabajando a altas presiones, pueden sufrir incrementos bruscos en el valor de esta variable poniendo en peligro la seguridad de toda la instalación.

De acuerdo con la misión que deben cumplir, las válvulas empleadas en la línea de proceso diseñada se describen a continuación:

### **a) Evitar el retroceso de las corrientes**

Se emplean dos tipos de válvulas capaces de desempeñar esta misión:

### **a.1) Válvulas de retención-antiretorno**

Están diseñadas para permitir el paso del fluido en un solo sentido. Se abren debido a la presión del fluido que circula en un determinado sentido; cuando se detienen el flujo tiende a invertirse, la válvula se cierra automáticamente por acción de la gravedad o por medio de un resorte que presiona la pieza móvil.

Se empleará una válvula de retención detrás de cada una de las bombas de proceso y de la unidad de compresión con el fin de permitir el correcto funcionamiento de estos equipos.

Se inserta una válvula de retención más en la tubería de alimentación al tercer intercambiador de calor IC-03, con el objetivo de aislar la columna de rectificación de las unidades anteriores.

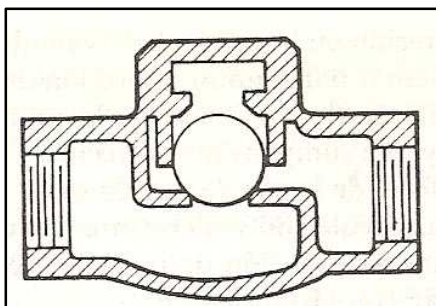


Figura 11.1: Válvula de retención de bola  
(Greene, Richard, W., 1987)

### **a.2) Válvula de compuerta**

Son idóneas para abrir o cerrar completamente una conducción evitando con ello el paso del fluido.

El órgano de cierre es un disco perpendicular a la dirección de flujo, que se mueve verticalmente, sin girar, bajo la acción de un husillo. El disco tiene forma de cuña y se adapta a un asiento que presenta la misma forma.

En la línea de proceso existen dos válvulas de este tipo situadas en la conducción de entrada y salida respectivamente del depósito acumulador de la segunda bomba de proceso. Permiten aislar el equipo de impulsión en el caso de que se produzca algún imprevisto que pueda dañar la bomba y alterar el proceso posterior. Su accionamiento será manual.

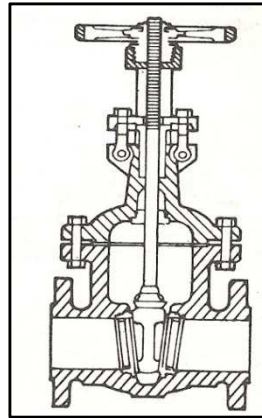


Figura 11.2: Válvula de compuerta  
(Greene, Richard, W., 1987)

**b) Regular el paso del flujo**

**b.1) Válvula de globo**

Son, por excelencia, el dispositivo más empleado para regular el caudal de paso de un fluido.

Es especialmente adecuada para producir estrangulamiento debido a la resistencia que presenta ante el flujo. La caída de presión en estos sistemas suele ser grande por lo que para minimizarla se emplean válvulas de globo en Y y en ángulo.

Este es el tipo de válvula presente en todos y cada uno de los lazos de control de la línea de producción.

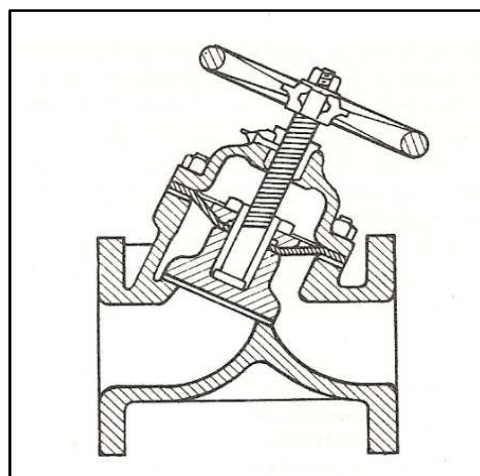


Figura 11.3: Válvula de globo en Y  
(Greene, Richard, W., 1987)

## **c) Alivio de presión**

### **c.1) Válvula de seguridad y desahogo**

En las industrias de procesos químicos, en donde es común el empleo de válvulas de desahogo, las que se utilizan en la práctica son válvulas de desahogo de seguridad que actúan como válvulas de desahogo con los líquidos y como válvulas de seguridad con los gases y vapores.

Este tipo de válvulas evitan la sobrepresión indeseada en el equipo y en las tuberías de proceso. Funcionan automáticamente a una presión predeterminada descargando el fluido y reduciendo la sobrepresión.

En la línea de procesos diseñada están provistos de este tipo de dispositivo el primer intercambiador de calor, cada uno de los sistemas de reacción y la columna de rectificación debido a la magnitud que la presión alcanza en estos equipos tan relevantes.

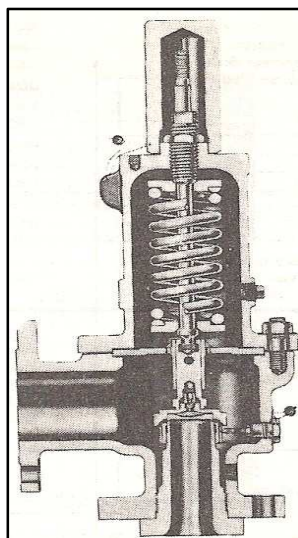


Figura 11.4: Válvula de desahogo de seguridad  
(Greene, Richard, W., 1987)

### **c.2) Válvula de reducción**

Estas válvulas permiten reducir el valor de la presión de un fluido cuando el proceso así lo exija.

Son similares a las anteriores en su funcionamiento, solo que están formadas por un cuerpo ampliado que se encarga de reducir la velocidad del fluido. Disponen de un orificio en

la salida para disminuir los daños que la corriente de descarga puede producir en el cuerpo de la válvula.

Estas válvulas están presentes en la tubería de entrada de la columna de destilación y en la del primer separador permitiendo reducir la presión del fluido para adaptarse a la propia de operación en el interior del equipo.

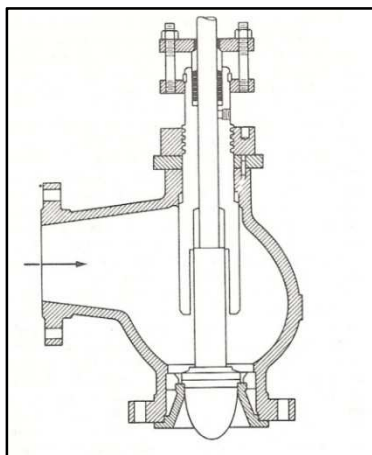


Figura 11.5: Válvula de reducción  
(Greene, Richard, W., 1987)

### **c.3) Discos de ruptura**

Las válvulas de seguridad y desahogo suelen ir provistas de un dispositivo adicional que recibe el nombre de disco de ruptura. Este dispositivo, conectado en paralelo con una válvula de desahogo, dota de una capacidad adicional al sistema para trabajar en condiciones de operación extremas a la vez que protege el sistema frente a posibles aumentos de presión.

Consiste en un sujetador y un disco metálico destinado a romperse o fracturarse a la presión de desahogo.

La válvula empleada traerá incorporado el disco de ruptura.

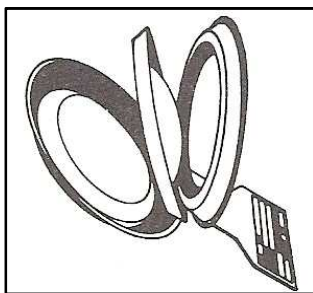


Figura 11.6: Partes de un disco de ruptura  
(Greene, Richard, W., 1987)

El material que compondrá el cuerpo y las partes internas de las distintas válvulas empleadas en el proceso es el acero inoxidable. Es el material más utilizado por la alta resistencia a la corrosión y erosión, además, de presentar un mecanizado sencillo.

A continuación se presenta una tabla resumen con las válvulas empleadas en la línea de producción diseñada.

Tabla 11.3:  
Válvulas de la Línea de Producción

<b>VÁLVULAS DE PROCESO</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Unidades</b>
Retención-Antiretorno	11
Compuerta	2
Globo	15
Desahogo de presión	4
Reducción	2



## **CAPÍTULO 12: DISEÑO DEL SISTEMA DE IMPULSIÓN**

### **12.1.- Diseño de bombas**

En la línea de proceso que se diseña en el Presente Proyecto Fin de Carrera se requiere la implantación de cuatro bombas para la impulsión de los fluidos que intervienen en el proceso.

La primera de ellas es la encargada de la descarga de la alimentación de benceno de los tanques de almacenamiento para su impulsión hasta la primera bomba de impulsión de la línea de proceso. Esta segunda bomba tiene como misión suministrar la energía suficiente a la corriente de reactivo para que realice su recorrido hasta la primera unidad de reacción superando las pérdidas de carga que se producen hasta este punto a través de las conducciones y de los accesorios.

Una vez atravesada la primera unidad de reacción será el gradiente de presiones existente en las unidades posteriores al reactor la fuerza impulsora de la corriente de producto hasta el primer separador Gas-Líquido.

La tercera bomba se encuentra situada tras este separador y es la encargada de impulsar la corriente líquida obtenida en el mismo hasta la entrada de la columna de destilación. La última de las bombas, situada tras el separador de fases de la cabeza de la columna, se encarga de bombear el reflujo hacia el interior de la misma.

#### **12.1.1.- Selección**

Las bombas que se emplean en esta línea se han seleccionado gráficamente en función al caudal y la altura útil de impulsión (véase **Figura A.15.1** del Anexo 15 del Presente Proyecto Fin de Carrera). Según estas variables, las cuatro bombas de la línea de producción deben ser centrífugas.

### 12.1.3.- Datos de diseño de las bombas

Tabla 12.1:  
Datos de diseño de las bombas de la Línea de Proceso

<b>Propiedad</b>	<b>Unidad</b>	<b>Bomba 1</b>	<b>Bomba 2</b>	<b>Bomba 3</b>	<b>Bomba 4</b>
<b>Tipo</b>	-	<b>Centrífuga</b>	<b>Centrífuga alta velocidad</b>	<b>Centrífuga alta velocidad</b>	<b>Centrífuga</b>
<b>Altura útil H</b>	<b>m</b>	<b>28,12</b>	<b>386,9</b>	<b>124</b>	<b>74,14</b>
<b>Potencia</b>	<b>kW</b>	<b>4,5</b>	<b>62,77</b>	<b>21,32</b>	<b>0,3</b>
<b>NPSH<sub>d</sub></b>	<b>m</b>	<b>9,76</b>	<b>18,28</b>	<b>179,05</b>	<b>140,14</b>
<b>NPSH<sub>r</sub></b>	<b>m</b>	<b>8</b>	<b>14</b>	<b>152</b>	<b>138</b>
<b>Modelo</b>	-	<b>CombiBloc 80-200</b>	<b>CombiPro 100A-200</b>	<b>CombiPro 80A-315</b>	<b>MCV-10-16</b>

Comercialmente se ha optado por la selección de cuatro bombas centrífugas desarrolladas por la casa Johnson Pump. Todas y cada una de ellas satisfacen las características de impulsión, presión y potencia exigida por los equipos diseñados. Además, el funcionamiento de las mismas es correcto al disponer de una altura de succión positiva requerida, NPSH<sub>r</sub>, inferior a la altura de succión neta positiva disponible, NPSH<sub>d</sub> determinada para cada uno de estos cuatro equipos.

Los cálculos correspondientes a cada una de estas unidades se encuentran recogidos en el Anexo 15 del presente Proyecto Fin de Carrera. Las características propias pueden consultarse en el catálogo comercial de cada una de estas unidades en el Anexo 17.

### 12.1.4.- Diseño del depósito acumulador

Las bombas de proceso que deben trabajar con altos caudales de alimentación están provistas de depósitos acumuladores comúnmente conocidos con el nombre de botellón. Este equipo está diseñado para desempeñar dos funciones fundamentales para el equipo de impulsión. La función principal persigue mantener constante el caudal de trabajo de la bomba de manera que ésta no se encuentre forzada a funcionar con un caudal de líquido inferior al requerido, favoreciendo así la vida útil del equipo. La función secundaria se traduce como una medida de seguridad que impide que la bomba pueda aspirar aire en el caso de que se interrumpa el flujo de caudal en las unidades anteriores.

En el Presente Proyecto Fin de Carrera se ha abordado el diseño de un único depósito acumulador para la segunda de las bombas empleadas en el proceso de obtención de ciclohexano. Las otras dos bombas que trabajan con un caudal de líquido elevado, bomba de impulsión de tanque y bomba de salida del primer separador gas-líquido no requieren la presencia de un depósito acumulador. Este hecho es debido a que, en el caso de las bombas de impulsión de tanque siempre disponen del caudal almacenado en el mismo y, en el caso de la bomba situado tras el primero de los separadores, será el propio separador el que desempeñe las funciones del depósito acumulador.

Las principales características del depósito acumulador se recogen a continuación. El cálculo de este equipo se detalla en el Anexo 15 del Presente Proyecto Fin de Carrera.

Tabla 12.2:  
Datos de diseño del depósito acumulador

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
<b>Cubierta</b>	
<b>Material</b>	<b>SA-240</b>
<b>Volumen</b>	<b>46,2 m<sup>3</sup></b>
<b>Longitud</b>	<b>8,1 m</b>
<b>D<sub>interior</sub></b>	<b>2,7 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0055 m</b>
<b>D<sub>exterior</sub></b>	<b>2,711 m</b>
<b>Fondos superior e inferior</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Toriesférica</b>
<b>D<sub>exterior</sub></b>	<b>2,711 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0055 m</b>
<b>R<sub>interior</sub> curvatura, L</b>	<b>2,7 m</b>
<b>Altura, h</b>	<b>0,4356 m</b>
<b>R<sub>interior</sub> abombado</b>	<b>0,162 m</b>
<b>Volumen</b>	<b>1,59 m<sup>3</sup></b>
<b>Superficie</b>	<b>6,82 m<sup>2</sup></b>
<b>L<sub>faldilla</sub></b>	<b>0,03047 m</b>
<b>e<sub>faldilla</sub></b>	<b>0,0055 m</b>
<b>Soporte</b>	<b>Silletas</b>

Además de determinar las dimensiones es necesario hacer referencia a los siguientes elementos:

- Soportes.
- Pescante.
- Bocas de hombre.

La estructura del depósito acumular de la bomba es análoga a la de un separador gas-líquido tanto en su morfología como en su funcionamiento. Es por ello, por lo que para la determinación de los elementos nombrados con anterioridad se aplica el mismo criterio que en el caso de un separador.

#### ***12.1.4.1.- Soportes***

El depósito acumulador se sitúa en posición vertical sobre el nivel del suelo. Debido a que la relación entre la altura y el diámetro es inferior a cinco unidades se recurre al empleo de silletas. Las silletas son muy similares a los faldones por lo que para su implantación se emplearán los mismos criterios.

#### ***12.1.4.2.- Pescante***

Al tratarse de un recipiente vertical, se instalará un pescante de capacidad suficiente para desmontar, realizar la inspección y limpieza interna del sistema, y en ningún caso esta capacidad será inferior a 500 kg.

#### ***12.1.4.3.- Bocas de hombre***

Tanto en las columnas de destilación como en los equipos de separación, se dispone de una boca de hombre de 20 pulgadas de longitud cada seis metros. En el caso del depósito acumulador, se dispondrá de una única boca de hombre que permita el acceso al interior del sistema.

Las bocas de hombre estarán colocadas de forma que se eviten los riesgos personales que pudieran producirse al entrar o salir el personal, debido a sumideros y otras aberturas.

#### **12.1.4.4.- Aislamiento**

Debido a las temperaturas alcanzadas en el sistema, en torno a 21 °C, no se requiere el uso de material de aislamiento (véase **Tabla A.16.33** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera).

### **12.2.- Diseño del compresor**

En el presente Proyecto Fin de Carrera será necesario el empleo de dos equipos de impulsión de la corriente de gases ligeros obtenidos en el primer separador con el fin de recircularlos de nuevo a los equipos de reacción con la presión de trabajo requerida. Ambos equipos se encuentran conectados en paralelo, además de disponer de una tercera unidad como alternativa de funcionamiento ante posibles contratiempos durante el desarrollo del proceso.

#### **12.2.2.- Selección del Compresor**

El tipo más adecuado para la operación en la línea de proceso se ha determinado gráficamente en función del caudal de entrada y la presión alcanzada en la descarga (véase **Figura A.15.2** del Anexo 15). Tomando ambos parámetros debe recurrirse a un compresor centrífugo. Además, en base al diámetro del rotor y la velocidad de rotación del motor éste trabajará por emisión parcial del flujo.

El diseño de sendas unidades de compresión está recogido en el Anexo 15 del Presente Proyecto Fin de Carrera.

#### **12.2.3.- Datos de diseño del compresor**

Tabla 12.3:  
Datos de diseño de los compresores

<b>Parámetro</b>	<b>Unidad</b>	<b>Valor</b>
<b>Clase</b>	-	<b>Centrífugo</b>
<b>Tipo de emisión</b>	-	<b>Flujo Parcial</b>
<b>D<sub>rotor</sub></b>	<b>m</b>	<b>0,7366</b>
<b>Velocidad</b> <small>rotación motor</small>	<b>rpm</b>	<b>3000</b>
<b>P<sub>real</sub> requerida</b>	<b>kW</b>	<b>1428,55</b>

El compresor comercial seleccionado es un compresor centrífugo de la casa ManTurbo, en concreto el modelo denominado RC 47.5 puesto que está dentro de las especificaciones requeridas para el proceso tanto desde el punto de vista del caudal de trabajo como de la presión, teniendo en cuenta que esta casa industrial está especializada en la producción de equipos centrífugos de alta potencia y presión de trabajo (consúltese catálogo en el Anexo 17 del presente Proyecto Fin de Carrera).

## **CAPÍTULO 13: CONTROL E INSTRUMENTACIÓN DE PROCESO**

### **13.1.- Introducción**

En todo proceso industrial existen una serie de variables de trabajo imprescindibles de controlar con el fin de garantizar el correcto funcionamiento de los sistemas. Los procesos son de naturaleza dinámica, y si no se llevan a cabo las acciones pertinentes, las variables más importantes del proceso no cumplirán las condiciones impuestas por el diseño.

Siendo así, el control de procesos es un aspecto fundamental en el diseño de plantas industriales, que puede definirse de distintas formas:

“Control automático de la fabricación de un producto a través de varias etapas con el uso libre de maquinaria para ahorrar trabajo manual y esfuerzo mental”. [Diccionario inglés de Oxford]

“La sustitución o ayuda del esfuerzo mental del hombre en la fabricación de un producto” [Thomas 1969].

El objetivo fundamental del control automático de procesos consiste en mantener en un determinado valor de operación las variables del proceso como son la temperatura, la presión, el caudal y la composición.

En la industria actual todos los sistemas de producción se encuentran automatizados constituyendo este campo una parte fundamental del diseño de plantas de proceso. Esta tendencia ha ido fortaleciendo especialmente en las últimas décadas, gracias a la evolución de la tecnología existente y al crecimiento en la oferta de productos de esta índole. Entre los objetivos principales del control automático de procesos se encuentran.

- Mejorar la productividad generando productos competitivos y de alto rendimiento.
- Mantener la calidad tanto del proceso como de los productos dentro de las especificaciones de fabricación.
- Cumplir las expectativas de producción: disponer de las cantidades necesarias en el momento preciso.
- Aumentar la flexibilidad del sistema productivo, adaptándolo a los cambios en la producción.

El cumplimiento de estos objetivos se convierte en un requisito imprescindible para la supervivencia de cualquier empresa dentro del mercado actual, debido a las ventajas que la automatización aporta al propio sistema productivo, entre ellas:

- Control de calidad.
- Gestión energética.
- Utilización mejorada de materias primas.
- Optimización del proceso global.
- Satisfacer requisitos medioambientales.
- No requiere supervisión.

Determinadas las nociones básicas del control de procesos, se describe a continuación el circuito de control desarrollado para la línea de producción diseñada en el Presente Proyecto Fin de Carrera.

### **13.2.- Variables de operación del proceso**

Dadas las características propias del sistema, es necesario el control de una serie de variables principales en las corrientes que componen la línea de proceso diseñada:

Tabla 13.1:  
Variables del proceso

<b>CIRCUITO DE REACTIVO</b>
Nivel
Caudal
Presión
<b>CIRCUITO DE PRODUCTO</b>
Nivel
Caudal
Temperatura
Presión
<b>CIRCUITO DE GASES LIGEROS(H<sub>2</sub> y CH<sub>4</sub>)</b>
Caudal
Presión



A continuación se describe concisamente cada una de estas variables de proceso.

▪ **Caudal**

Se define el caudal como la cantidad de materia, en peso o en volumen, que influye por unidad de tiempo. Las medidas de caudal están presentes en todos los procesos industriales de transporte de materia y de energía con dos finalidades bien diferenciadas:

- Control de procesos
- Contabilidad

▪ **Presión**

La presión se define como una fuerza por área unitaria, donde la fuerza  $F$  actúa perpendicularmente a la superficie de área  $A$ :

$$P = \frac{F}{A} \quad [M. 11.1]$$

Esta fuerza puede estar ocasionada por líquidos, gases o cuerpos sólidos, siendo especialmente útil cuando se trata con fluidos, ya que es un hecho experimental que un fluido ejerce una presión en todas las direcciones.

▪ **Temperatura**

La temperatura es una medida que expresa cuán caliente o frío se encuentra un cuerpo. Es una magnitud de gran relevancia en un proceso puesto que muchas de las propiedades de la materia cambian con la temperatura.

▪ **Nivel**

El nivel se corresponde con la altura que ocupa un líquido en el interior de un recipiente. La medida y control de esta variable es sumamente importante debido a que desconocer el valor de la misma puede conducir a un desbordamiento o vaciado de las unidades que intervienen en el proceso.

### **13.3.- Diseño del sistema de control de la línea de producción de ciclohexano**

#### **13.3.1.- Circuito del reactivo**

El circuito denominado con este nombre comprende desde la salida de la alimentación de los tanques de almacenamiento hasta la tubería de descarga de la segunda bomba de proceso, línea nº5.

##### **a) Control de nivel**

Dentro de este circuito existen dos unidades principales en las que se va a llevar a cabo un control del nivel: una de ellas es el depósito de almacenamiento de la materia prima benceno, y la otra se corresponde con el depósito acumulador de la segunda bomba de proceso.

##### ▪ ***Depósito de almacenamiento de la materia prima***

El control de nivel en esta unidad se llevará a cabo por medio de un lazo cerrado de nivel provisto de los siguientes elementos:

- Un medidor de bajo nivel que mostrará datos de forma continua sobre el nivel de líquido existente en el depósito.
- Un controlador, que en función de la medida realizada, acciona la válvula de control de salida del tanque.
- Una alarma de bajo nivel para un valor inferior del mismo al 10% de la capacidad del depósito de almacenamiento.

El sistema de control, pues, estará dotado de un interruptor de nivel de la casa Kobold fabricado en acero inoxidable adecuado para su instalación en depósitos de almacenamiento y con una presión de diseño de hasta 16 bar.

##### ▪ ***Depósito acumulador de bomba***

Esta unidad cumple dos misiones principales fundamentales para el correcto funcionamiento de la bomba de proceso:

- Dota a la bomba de un caudal continuo de trabajo
- Permite que, frente a posibles contratiempos que supongan una parada de las unidades anteriores a esta, la bomba disponga de un nivel de líquido para la aspiración evitando que se produzca con ello la entrada de aire en el sistema.

*a) Control de Nivel*

Este depósito acumulador está dotado de dos lazos de nivel cerrados, de alto y bajo nivel respectivamente, y un lazo en cascada.

Los lazos cerrados de nivel se componen de los siguientes elementos:

- Un medidor-controlador con un set point para nivel alto y bajo respectivamente. Ambos niveles no podrán ser superior al espacio reservado para los gases ligeros ni inferior al 10% del volumen del depósito, respectivamente.
- El controlador de nivel de alta accionará la válvula solenoide de entrada al depósito en el caso de que el nivel registrado sea superior al determinado por el set point. La válvula solenoide, válvula de compuerta, permanecerá abierta mientras no reciba señal del controlador para su accionamiento, recibida dicha señal se cerrará completamente evitando la entrada de alimentación en el depósito.

El controlador de nivel de baja se encarga de accionar la válvula solenoide de salida de la corriente líquida en caso de registrarse un nivel inferior al determinado por el set point. La válvula se encuentra abierta mientras no recibe señal del controlador, recibida dicha señal se cerrará impidiendo la salida de corriente y el consecuente vaciado del equipo.

Para desarrollar esta misión se ha seleccionado para cada uno de los lazos un interruptor de nivel análogo al anterior.

El lazo en cascada presenta los siguientes elementos:

- Un medidor de nivel que registra de forma continua datos acerca del nivel que alcanza la alimentación en el interior del sistema.
- Un controlador de nivel que tiene asignado el set point de manera que el nivel de líquido del acumulador no podrá estar por debajo de la entrada de alimentación al sistema.
- Un medidor de caudal de la corriente de suministro de la bomba de depósitos.
- Un controlador de caudal que acciona la válvula de entrada a la bomba.

Un conmutador de señales que recibirá la señal del set point procedente del controlador de nivel, se encargará de evaluar la medida del caudal de la corriente de salida y enviará dicha señal hacia el controlador de caudal para que se accione la válvula de control.

Para llevar a cabo esta misión se hace uso de un interruptor de nivel magnético fabricado por la casa comercial Kobold en acero inoxidable adecuado para trabajar con líquidos hasta 100 °C encargado de procesar la señal del medidor de nivel y un medidor-dosificador de caudal de la misma casa. Este último equipo está fabricado en acero inoxidable, capacitado para trabajar con caudales de líquido hasta 100 °C y se conecta a la conducción por medio de uniones roscadas.

*b) Control de caudal*

Se dispone de dos lazos cerrados de caudal, y un lazo en cascada que ya se ha descrito en el apartado anterior. Uno de los lazos cerrados controla la alimentación de entrada a la bomba proveniente de los depósitos de almacenamiento. El otro se emplea para controlar el aporte de benceno proveniente de la unidad de aromáticos de Refinería, pese a que la línea de proceso se diseña en las peores condiciones suponiendo que todo el benceno que se recibe para la producción proviene de tanque.

Cada uno de estos lazos de control se compone de los siguientes elementos:

- Un medidor de caudal para tener constancia de la cantidad de reactivo que entra al proceso.
- Un controlador de caudal conectado a la válvula de entrada de alimentación al depósito acumulador.
- Una válvula de control de globo.

En esta línea también se dispone de un medidor-controlador de caudal independiente tras la segunda bomba de impulsión del sistema para controlar la corriente que se retorna como recirculación al depósito acumulador.

Para llevar a cabo este fin se recurre a la implantación de un medidor-dosificador para líquidos fabricado en acero inoxidable por la casa comercial Kobold en cada uno de los circuitos de caudal descritos. Se incorpora directamente a la conducción por medio de conexiones roscadas.

*c) Control de presión*

Con el fin de garantizar el correcto funcionamiento del depósito acumulador es necesario mantener en el interior del mismo un equilibrio entre el nivel de líquido disponible y el de gases ligeros. El sistema diseñado para el control del nivel de líquido ya se conoce,

mientras que el nivel de gas se determina por medio de la presión del gas en el interior del depósito y se controla por medio de un lazo cerrado de presión. Este lazo cerrado contienen los siguientes elementos:

- Un medidor de presión que tomará continuamente los valores de presión del gas en la cúpula del depósito acumulador.
- Un controlador de presión encargado de accionar sendas válvulas de control, una correspondiente a la conducción proveniente de la unidad de Fuel–Gas de la Refinería y, otra, dirigida a la red de antorchas. Así pues, si la presión registrada es superior a la determinada en el set point del controlador, se abrirá la válvula de red de antorchas dejando salir parte del gas, para reducir la presión en el interior del sistema. En el caso de que la presión registrada sea inferior a la impuesta se accionará la válvula proveniente de la red de Fuel–Gas incrementando el caudal de la corriente de gas que entra en el equipo y aumentando con ello la presión.

Para el control de la presión en el sistema se hace uso del conmutador de presión mecánico fabricado en acero inoxidable por la casa Kobold. Se incorpora a la conducción de salida del gas por medio de una conexión y trabaja con una presión máxima de 63 bar.

### **13.3.2.- Circuito de producto**

El circuito denominado con este nombre comprende desde el punto de unión de la alimentación líquida con la corriente formada por hidrógeno y metano, línea nº7, hasta la salida del producto de interés hacia los tanques de almacenamiento de ciclohexano. En dicho camino el fluido atraviesa dos zonas principales: la zona de reacción y la zona de purificación. Con el fin de facilitar la descripción de los sistemas de control diseñados para el presente circuito se dividirá en dos zonas:

- Control en la zona de reacción.
- Control en la zona de purificación y acondicionamiento del producto.

#### **▪ *Control en la zona de reacción***

La zona de reacción comprende el circuito formado por dos intercambiadores de calor para el acondicionamiento de la corriente así como las dos unidades de reacción. En dicha

zona es necesario el control de la temperatura y el caudal recurriendo, en ambos casos, a la aplicación de lazos en cascada.

**a) Control de caudal y temperatura**

Para el control de ambas variables se dispone de dos lazos en cascada situados en las unidades de reacción. Este sistema permite controlar la temperatura del efluente del reactor por medio del caudal de agua empleado en la refrigeración. Así pues, si esta temperatura es superior a la que se establece como set point será necesario aumentar el caudal de agua de refrigeración favoreciendo una menor temperatura para la corriente. En el caso de que la temperatura registrada sea inferior al valor del set point será necesario disminuir el caudal de agua de refrigeración permitiendo alcanzar una mayor temperatura de la corriente de salida.

Cada uno de estos lazos de control se compone de los siguientes elementos:

- Un medidor de temperatura para la corriente de efluente que registra de forma continua los valores de la misma.
- Un controlador de temperatura que tiene asignado un set point.
- Un medidor de caudal situado en la conexión de entrada del agua de refrigeración en la carcasa del reactor.
- Un controlador de caudal encargado de activar la válvula que regula el paso de agua al interior del sistema.
- Un conmutador de señales que recibe la señal procedente del set point del controlador de temperatura, se encarga de evaluar la medida del caudal de agua de refrigeración y envía dicha señal al controlador de caudal para que accione la correspondiente válvula de control.

Los controladores empleados se encuentran físicamente contenidos en un único controlador de procesos avanzados junto con el conmutador de señales.

En este circuito de control, se hace uso de un termómetro de resistencia de inserción de la casa comercial Kobold. Este instrumento está fabricado en acero inoxidable y trabaja en rango de temperatura entre 200-600 °C. Se conectará en la conducción de salida del producto mediante rosca y se encarga de enviar la señal medida hasta el controlador de procesos avanzado. Este último se corresponde con el modelo C335 de la casa ABB que posee la opción para la estrategia de control lazo en cascada.

**b) Control de la presión**

Debida a las altas presiones de trabajo del sistema se requiere la implantación de una serie de elementos para la garantizar la seguridad tanto de los operarios como de los equipos ante posibles incrementos en el valor de esta variable. Para ello se recurre al empleo de válvulas de desahogo de seguridad, las cuales permiten aliviar la presión ante posibles aumentos en el valor registrado de la variable (véase descripción de esta válvula en el **Apartado 11.7** del presente documento). En el circuito de la zona de reacción se dispone de tres válvulas de seguridad y alivio de presión: una situada a la salida del primer intercambiador de calor, y las otras dos en la tubería de salida del efluente de cada uno de los reactores, puntos en los cuales la presión no debe exceder el valor determinado para las condiciones óptimas de trabajo durante el proceso de reacción.

El funcionamiento de estas válvulas permite que ante un aumento en la presión graduada para la misma, los dispositivos actúen permitiendo la descarga gradual de dicha presión a la red de antorchas hasta alcanzar el valor normal de trabajo estipulado.

Esta válvula se conecta a la conducción de salida del sistema por medio de un accesorio en forma de T.

▪ ***Control en la zona de purificación y acondicionamiento***

La zona de purificación y acondicionamiento del producto comprende el circuito formado por los siguientes equipos: condensador, separador gas-líquido, intercambiador de calor de entrada a la columna, columna de destilación, condensador de cabeza de la torre, separador gas-líquido de la corriente de salida de la cabeza de la columna, calderín y condensador para el acondicionamiento del producto situado en la salida de la columna de destilación.

**a) Control de Nivel**

Para el control de esta variable se han dispuesto tres lazos en cascada. El primero de ellos se sitúa en el primer separador gas-líquido, el segundo en la columna de destilación y el tercero y último se encuentre en el separador gas-líquido de cabeza de columna.

Cada uno de estos lazos se compone de los elementos que se describen a continuación:

- Un medidor de nivel que registra de forma continúa datos acerca del nivel de la corriente líquida en el interior del equipo. En el caso de la columna de destilación se dispone de un medidor controlador de bajo nivel.
- Un controlador de nivel que tiene asignado un set point.
- Un medidor de caudal en la conducción de salida del equipo que toma continuamente datos sobre el valor del caudal de la corriente de salida de cada uno de los equipos correspondientes.
- Un controlador de caudal encargado de accionar la válvula de control situada en la conducción de salida.
- Un conmutador de señales que recibirá la señal del set point procedente del controlador de nivel, se encargará de evaluar la medida del caudal de la corriente de salida y enviará dicha señal hacia el controlador de caudal para que se accione la válvula de control.

Para ello se emplea un medidor-indicador de nivel modelo MSL-3 series de la casa comercial Babbit International especialmente indicado para líquidos a alta presión (276 bar) y alta temperatura (315 °F) fabricado en acero inoxidable. Se dispone, además, de un medidor-interruptor de caudal para líquidos con una presión de hasta 250 bar de la casa comercial Kobold que se encarga de procesar la medida recibida por medio del instrumento de nivel. Fabricado en acero inoxidable se adapta a la conducción de salida del sistema.

#### **b) Control de Caudal y Temperatura**

El caudal se controla conjuntamente a través de lazos en cascada establecidos para las variables nivel-caudal y temperatura-caudal. Los tres lazos en cascada nivel-caudal ya se han descrito en el apartado anterior, mientras que la constitución de los dos lazos en cascada temperatura-caudal se describe a continuación.

Uno de estos lazos se encarga de controlar dichas variables en la columna de destilación, mientras que el segundo se encuentra situado en el condensador de cabeza de columna. Así pues, la temperatura de la columna se controla por medio del caudal de vapor que se suministra al calderín, mientras que en el condensador la temperatura depende de la cantidad de agua de refrigeración que se introduce en el sistema.

Cada uno de estos lazos está formado por:



- Un medidor de temperatura que registra de forma continua estos valores.
- Un controlador de temperatura que tiene asignado un valor para el set point.

En el caso de la columna este dispositivo se encuentra en la cabeza de la misma, mientras que para la unidad de condensación se sitúa en la conducción de salida del producto hacia la siguiente unidad de separación.

- Un medidor de caudal que registra el valor de las corrientes empleadas en cada una de estas unidades.

Como ya se ha mencionado con anterioridad, en el caso de la columna de destilación, la temperatura se controla por medio del caudal de vapor que se aporta al calderín para el acondicionamiento de la corriente que retorna a la columna por la zona de agotamiento. En el condensador, sin embargo, la temperatura de la corriente de salida se regula por medio del caudal de agua de refrigeración que se introduce en esta unidad.

- Un controlador que acciona la válvula de entrada de las corrientes vapor y agua respectivamente a cada una de las unidades mencionadas.
- Un conmutador de señales que recibe la señal procedente del set point del controlador de temperatura, se encarga de evaluar la medida del caudal de agua y vapor respectivamente y envía dicha señal al controlador de caudal para que accione la correspondiente válvula de control.

Para la configuración de cada uno de estos lazos en cascada se han empleado los mismos elementos comerciales que constituyen el lazo en cascada descrito para las unidades de reacción.

Se dispone, además, en este circuito de un medidor de caudal en la conducción que dirige el producto hacia los tanques de almacenamiento con el fin de conocer la producción obtenida de ciclohexano.

Para esta misión, el medidor de caudal para líquidos VD-100 fabricado por la casa comercial Mabeconta en acero inoxidable. Puede trabajar con fluidos a 120 °C y 40 bar.

**c) Control de Presión**

La presión se mide y controla en cada uno de los separadores gas-líquido por medio de un lazo cerrado ubicado en la zona superior del separador. Cada uno de estos lazos cerrados está formado por:

- Un medidor de presión que registra de forma continúa el valor de la presión de la corriente de vapor que se obtiene por la zona superior del sistema.
- Un controlador de presión que acciona la válvula de control que regula el caudal de la corriente de vapor que sale del sistema.

Para ello se hace uso del conmutador de presión mecánico fabricado por la casa comercial Kobold. Diseñado en acero inoxidable es capaz de trabajar con temperaturas de hasta 70 °C y presiones máximas de 63 bar y se conecta directamente en la conducción de salida del gas por medio de uniones roscadas.

En cabeza de columna se dispone de una válvula de desahogo y alivio de presión.

**13.3.3.- Circuito de gases ligeros**

El circuito denominado con este nombre comprende el recorrido desarrollado por la corriente de vapor desde su salida del primer separador gas-líquido hacia el compresor, línea n°30, hasta el punto de unión con la corriente líquida de reactivo, línea n°8.

**a) Control del Caudal**

Para el control de esta variable se diseñan dos lazos cerrados de caudal. Uno de ellos, se sitúa en la conducción de la corriente de gas ligero que se purga tras la salida de la unidad de compresión, línea n°18, y el otro tras el punto de unión de la corriente de reactivo líquida y la propia corriente de gases ligeros, línea n°7. El primero de los lazos permite regular el caudal recirculado a la columna tras la purga de gases ligeros aprovechando así el producto que se escapa con esta corriente, y el segundo regula la relación de alimentación hidrógeno-hidrocarburo que debe mantenerse en la segunda unidad de reacción.

Cada uno de estos lazos está provisto de los siguientes elementos:

- Un medidor de caudal que registra de forma continúa el valor de esta variable en las conducciones ya mencionadas para cada uno de estos lazos.

- Un controlador de caudal que se encarga de accionar la válvula de entrada de la corriente en la columna de destilación y en el reactor respectivamente.

El modelo seleccionado para configurar dicho sistema es el detector de caudal AD-15 de la casa comercial Tecnofluid. Este modelo se encuentra especialmente diseñado para trabajar con líquidos y gases a presiones de hasta 350 bar y temperaturas máximas de 120 °C.

Existe un tercer lazo cerrado de caudal que se encarga de regular la cantidad total de gases ligeros (corriente de hidrógeno fresca e hidrógeno recirculado) que se introduce en el circuito de reacción de la línea diseñada en función a las exigencias del proceso en cada momento. Los elementos que componen este lazo son análogos a los descritos para los dos lazos anteriores.

#### **b) Control de Presión**

Para el control de dicha variable se hace uso de un lazo cerrado que permite regular la presión de la corriente de gases ligeros que entra al sistema de reacción. Si el valor de la presión medida es inferior al determinado en el set point del controlador, se acciona la válvula de control reduciendo el caudal de gases que se envía a la unidad de Fuel-Gas de la Refinería. Si, por el contrario, el valor de esta variable se incrementa por encima del estipulado se acciona la válvula de control produciéndose el efecto contrario al anterior. Los elementos que componen dicho lazo serán:

- Un medidor de presión cuya misión es registrar de forma continua el valor de esta variable en la conducción que conecta la corriente con la unidad de Fuel-Gas de la Refinería.
- Un controlador de presión que acciona la válvula de control de salida de la corriente hacia la unidad de Fuel-Gas.

El modelo comercial empleado es análogo al descrito en los anteriores circuitos de presión que componen la línea de proceso.

El esquema del diagrama de control puede observarse en el **Plano n°03** recogido en el Documento 2: Planos.

Descritos todos y cada uno de los lazos de control diseñados en la línea de proceso, se recoge un cuadro resumen con las características más importantes de cada uno de ellos.

Tabla 13.2:  
Sistema de control para el circuito de reactivo

<b>CIRCUITO DE REACTIVO</b>				
<b>Lazo de control</b>	<b>Variable controlada</b>	<b>Variable manipulada</b>	<b>Equipo</b>	<b>Set Point</b>
Cerrado	Nivel de alimentación	Nivel de alimentación	Depósito de benceno	20% del nivel del tanque
Cerrado	Nivel bajo de alimentación de benceno	Nivel bajo de benceno	Depósito acumulador	10% del nivel del tanque
Cerrado	Nivel alto de alimentación de benceno	Nivel alto de benceno	Depósito acumulador	Superior al espacio reservado para gases ligeros
Cascada	Nivel de líquido	Caudal de salida del reactivo	Depósito acumulador	50% de la capacidad del depósito
Cerrado	Caudal de benceno de entrada a bomba	Caudal de benceno	Bomba	$67,83 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
Cerrado	Caudal de la unidad de aromáticos de Refinería	Caudal de aromáticos	-	$67,83 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ <sup>3)</sup>
Cerrado	Presión interna de los gases ligeros	Presión de los ligeros	Depósito acumulador	1,75 bar
<b>Medidores</b>				
El circuito dispone de un medidor-controlador independiente situado a la salida de la segunda bomba de proceso con el fin de controlar el caudal de reactivo que se envía a las unidades de reacción				

Tabla 13.3:  
Sistema de control para el circuito de producto.

<b>CIRCUITO DE PRODUCTO</b>				
<b>ZONA DE REACCIÓN</b>				
<b>Lazo de control</b>	<b>Variable controlada</b>	<b>Variable manipulada</b>	<b>Equipo</b>	<b>Set Point</b>
Cascada	Temperatura de la corriente de producto	Caudal de agua de refrigeración	Primera unidad de reacción	227 ° C
Cascada	Temperatura de la corriente de producto	Caudal de agua de refrigeración	Segunda unidad de reacción	152 ° C

<sup>3)</sup> En las mejores condiciones de diseño todo el reactivo necesario para el proceso será suministrado por la unidad de aromáticos de la Refinería, por lo cual el caudal será el mismo que el que se obtienen por medio de los depósitos en las condiciones actuales.

<b>ZONA DE PURIFICACIÓN Y ACONDICIONAMIENTO</b>				
Cascada	Nivel interno de líquido	Caudal del efluente líquido	Primer Separador Gas-Líquido	50% de la capacidad del depósito
Cascada	Nivel bajo de la fase líquida	Caudal de salida del producto	Columna de destilación	10% del nivel de la columna
Cascada	Nivel interno de líquido	Caudal del efluente líquido	Separador Gas-Líquido de cabeza de columna	50% de la capacidad del depósito
Cascada	Temperatura de la corriente vapor	Caudal de vapor suministrado al calderín	Columna de destilación	237,7 °C
Cascada	Temperatura del efluente	Caudal de entrada de agua de refrigeración	Condensador de cabeza de columna	35 °C
Cerrado	Presión interna de la fase vapor	Presión de la fase vapor	Primer Separador Gas-Líquido	25,88 bar
Cerrado	Presión interna de la fase vapor	Presión de la fase vapor	Segundo Separador Gas-Líquido	21,26 bar
<b>Medidores</b>				
El circuito dispone de un medidor de caudal de la corriente de producto que se dirige a los tanques de almacenamiento tras su paso por los aereorrefrigerantes				

Tabla 13.4:  
Sistema de control para el circuito de gases ligeros.

<b>CIRCUITO DE GASES LIGEROS</b>			
<b>Lazo de control</b>	<b>Variable controlada</b>	<b>Variable manipulada</b>	<b>Set Point</b>
Cerrado	Caudal de los gases ligeros purgados	Caudal de los gases ligeros purgados	$765 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
Cerrado	Caudal de alimentación ligeros	Caudal de ligeros	$2679 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
Cerrado	Caudal total de gases ligeros	Caudal total de gases ligeros	$7545 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
Cerrado	Presión de la corriente de ligeros	Presión de ligeros	34,78 bar

## **CAPÍTULO 14: MEDIO AMBIENTE Y SEGURIDAD**

### **14.1.- Medio Ambiente**

#### **14.1.1.- Introducción**

El medio ambiente es el escenario donde el hombre desarrolla sus actividades. Una vez que ha conseguido cubrir sus necesidades mínimas vitales, es cuando empieza a pensar en otras necesidades casi tan importantes como las anteriores: CALIDAD DE VIDA.

Este concepto es aceptado rápidamente, cuando se toma conciencia de los deterioros producidos en el medio ambiente derivados del desarrollo técnico y económico.

La Comunidad Autónoma Andaluza creó la Agencia de Medio Ambiente (A.M.A.) por la ley 6/1984 de 12 de Junio; suponiendo este hecho una auténtica innovación en la gestión administrativa del medio ambiente.

La industria ha de reconocer que, con los medios técnicos de que dispone hoy día, aunque se generen grandes costes e inversiones, pueden contribuir de una manera notable a la mejora del medio ambiente.

En el presente Capítulo se lleva a cabo un análisis de los principales aspectos medioambientales a tratar en la línea de proceso desarrollada desde un punto de vista general y sin desarrollar un estudio exhaustivo de los mismos.

#### **14.1.2.- Gestión de residuos generados**

En la línea de proceso diseñada se generan los siguientes residuos:

- **Residuos sólidos**

El principal residuo generado es el catalizador empleado en las unidades de reacción que debe sustituirse una vez al año coincidiendo con la parada general del proceso para el desarrollo de las inspecciones necesarias en cada uno de los equipos, líneas y elementos de control e instrumentación. Cada partícula de catalizador se compone de un soporte de alúmina sobre el que se encuentra depositado el metal activo níquel. En este caso, se dispone de una empresa especializada encargada de retirar y reponer el catalizador, BEFESA, y gestionar el tratamiento del residuo sólido.

- Residuos líquidos

En cuanto, a las corrientes principales de reactivo y producto, no se generan vertidos directos de corrientes que contengan este tipo de sustancias, disponiéndose de las medidas de seguridad pertinentes para evitar, en su caso, vertidos accidentales que puedan dañar tanto la salud de los trabajadores como el medio en el cual se encuentra ubicado el proceso.

Las corrientes de agua de condensación retornan de nuevo al circuito cerrado de la red de agua de Refinería que la somete a las operaciones necesarias de descontaminación y adecuación para los procesos.

#### **14.1.3.- Emisiones atmosféricas**

Desde el punto de vista de las emisiones atmosféricas producidas por la línea de proceso diseñada en el presente Proyecto Fin de Carrera cabe destacar:

- Gases y humos

Son prácticamente inexistentes, ya que esta unidad no dispone de ningún horno, ni se realiza combustión alguna.

Excepcionalmente, podrán ser enviados gases a la red de antorchas, por descarga de algunas de las válvulas de seguridad implantadas en las unidades de proceso así como de las líneas que descargan a la misma cuando se registran un aumento en la presión de trabajo por encima de la especificada para el proceso.

- Ruido

Este aspecto se encuentra contemplado con mayor detalle en el **Apartado 14.3.2.2** del presente Capítulo.

De acuerdo con el Real Decreto 286/2006 por la cual se establece como valor mínimo de exposición 87 dB (A) de “nivel diario equivalente” y los 140 dB (C) como pico, estableciendo distintas mediciones de recomendación y obligación cuando se sobrepasen los valores de 80 y 85 dB (A) y 135 y 137 dB (C), se medirán y calcularán los niveles de ruido en cada una de las zonas de la línea de proceso y se desarrollarán las medidas pertinentes de actuación cuando éstos sean superiores a los establecidos.

#### **14.1.4.- Estudio de impacto ambiental de la línea de proceso**

La Evaluación de Impacto Ambiental (EIA) es un procedimiento jurídico administrativo para la recogida de información, análisis y predicción, destinado a anticipar, corregir y prevenir los posibles efectos directos e indirectos que la ejecución de una determinada obra o proyecto causa sobre el medio ambiente, permitiendo a la administración adoptar las medidas adecuadas a su protección.

La Evaluación de Impacto Ambiental analizará los aspectos directos e indirectos de cada una de las propuestas de actuación sobre la población humana, la flora, la fauna, la gea, el suelo, el aire, el agua, el clima y el paisaje y la estructura y función de los ecosistemas previsiblemente afectados.

Asimismo comprende la estimación de los efectos sobre los bienes materiales, el patrimonio cultural, las relaciones sociales y las condiciones de sosiego público, tales como ruidos, vibraciones, olores y emisiones luminosas, y la de cualquier otra incidencia ambiental relevante derivada del desarrollo de la actuación en el Medio Ambiente.

La línea de proceso descrita en el actual Proyecto Fin de Carrera debe estar sujeta a Evaluación de Impacto Ambiental ya que se encuadra dentro de la siguiente categoría de grupo, al diseñarse para producir ciclohexano el cual es un producto químico orgánico básico de la industria petroquímica:

Industria química, petroquímica, textil y papelera

a. Instalaciones químicas integradas, es decir, instalaciones para la fabricación a escala industrial de sustancias mediante transformación química, entra la que se encuentran yuxtapuestas varias unidades vinculadas funcionalmente entre sí, y que se emplean para:

1. La producción de productos químicos orgánicos básicos.
2. La producción de productos químicos inorgánicos básicos.
3. La producción de fertilizantes a base de fósforo, nitrógeno o potasio (fertilizantes simples o compuestos).
4. La producción de productos fitosanitarios básicos y de biocidas.
5. La producción de productos farmacéuticos básicos mediante un proceso químico o biológico.
6. La producción de explosivos.



- b. Tuberías para el transporte de productos químicos con un diámetro de más de 800 milímetros y una longitud superior a 40 kilómetros.
- c. Instalaciones para el almacenamiento de productos petroquímicos o químicos, con una capacidad de, al menos, 200.000 toneladas.
- d. Plantas para el tratamiento previo (operaciones tales como el lavado o blanqueo) o para el teñido de fibras y productos textiles cuando la capacidad de tratamiento supere las 10 toneladas diarias.
- e. Plantas para el curtido de pieles y cueros cuando la capacidad de tratamiento supere las 12 toneladas de productos acabados por día.
- f. Plantas industriales para:
  - 1. La producción de pasta de papel a partir de maderas u otras materias fibrosas similares.
  - 2. La producción de papel y cartón, con una capacidad de producción superior a 200 toneladas diarias.
- g. Instalaciones de producción y tratamiento de celulosa con una capacidad de producción superior a 20 toneladas diarias.

Respecto al organismo competente, al tratarse de un proyecto cuya repercusión no sobrepasa el ámbito territorial de Andalucía, el órgano ambiental competente será aquel que determine la Comunidad Autónoma de Andalucía.

## **14.2.- Objetivo del Estudio de Seguridad e Higiene**

El estudio que se recoge en el actual Capítulo persigue como misión principal realizar un breve análisis acerca de los posibles riesgos existentes en materia de seguridad e higiene que presentan las condiciones de trabajo en las cuales se desarrolla el proceso, tanto para el personal presente en el mismo, como para el propio recinto en el cual se ubica e incluso la población más cercana.

El conocimiento de los principales riesgos existentes en el puesto de trabajo y el establecimiento y cumplimiento de las medidas requeridas para la prevención de posibles accidentes, constituye el punto de partida principal para el correcto desarrollo del trabajo en todo proceso industrial.

Es, pues, este hecho el que conduce a elaborar un análisis de los riesgos más importantes que presenta la rutina de trabajo en la línea de proceso que se diseña en el presente Proyecto Fin de Carrera determinando las medidas de prevención requeridas para minimizar al máximo todos y cada uno de los riesgos existentes.

A continuación, se expone la Legislación que se aplicará en dicho campo.

#### **14.2.1.- Legislación aplicable**

La Legislación que se aplicará en el proceso diseñado atiende a dos materias fundamentales:

- Seguridad en el trabajo
- Higiene en el trabajo

Ambas materias se estudian conjuntamente por encontrarse íntimamente relacionadas.

##### ***14.2.1.1.- Legislación en materia de Seguridad***

La legislación aplicable en materia de seguridad se recoge a continuación:

- Ley 31/1995, de 8 de noviembre, de Prevención de Riesgos Laborales.
- Real Decreto 1299/2006, de 10 de noviembre, por el que se aprueba el cuadro de enfermedades profesionales en el sistema de la Seguridad Social y se establecen criterios para su notificación y registro. BOE núm. 302 de 19 de diciembre.
- Real Decreto 1995/1978, de 12 de mayo, por el que se aprueba el cuadro de enfermedades profesionales en el sistema de la seguridad social.
- Real Decreto 1244/1979, de 4 de abril, por el que se aprueba el Reglamento de Aparatos a Presión.
- Real Decreto 1942/1993, de 5 de noviembre, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones de Protección contra Incendios.
- Real Decreto 2267/2004, de 3 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento de Seguridad contra Incendios en Establecimientos Industriales.
- Real Decreto 400/1996, de 1 de marzo. Aparatos y sistemas de protección para uso en atmósferas potencialmente explosivas.

- Real Decreto 485/1997, de 14 de abril. Disposiciones mínimas en materia de señalización de seguridad y salud en los lugares de trabajo.
- Real Decreto 773/1997, de 30 de mayo. Disposiciones mínimas sobre utilización por los trabajadores de equipos de protección individual.
- Real Decreto 1254/1999, de 16 de julio, por el que se aprueban las medidas de control de los riesgos inherentes a los accidentes.
- Real Decreto 379/2001, de 6 de abril, por el que se aprueba el Reglamento de Almacenamiento de productos Químicos y sus instrucciones técnicas complementarias.
- Real Decreto 614/2001, de 8 de junio, sobre disposiciones mínimas para la protección de la seguridad y salud de los trabajadores frente al riesgo eléctrico.
- Real Decreto de 842/2002, de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento electrotécnico para baja tensión.
- Decreto 3151/68, de 28 de noviembre, reglamento de la Línea de Alta tensión.
- Real Decreto 681/2003, de 12 de junio, sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores expuestos a los riesgos derivados de atmósferas explosivas en el lugar de trabajo.
- Reglamento (CE) 1907/2006 del Parlamento Europeo y el Consejo, de 18 de diciembre, relativo al registro, la evaluación, la autorización y la restricción de las sustancias y preparados químicos (REACH).

#### ***14.2.1.2.- Legislación en materia de Higiene en el trabajo***

La legislación en materia de higiene en el trabajo se recoge a continuación:

- Real Decreto 286/2006, de 10 de marzo, sobre la protección de la salud y seguridad de los trabajadores contra los riesgos relacionados con la exposición al ruido.
- Real Decreto 374/2001, de 6 de abril, sobre la protección de la salud y seguridad de los trabajadores contra los riesgos relacionados con los agentes químicos durante el trabajo.
- Real Decreto 1124/2000, de 16 de Junio, por el que se modifica el Real Decreto 665/1992, de 12 de Mayo, sobre la protección de los trabajadores contra los riesgos relacionados con la exposición a agentes cancerígenos durante el trabajo (B.O.E. núm. 145 de 17 de Junio de 2000).

### 14.3.- Análisis de riesgos y establecimiento de medidas preventivas

Este apartado tiene como objetivo identificar los principales riesgos existentes en la línea de proceso, así como desarrollar las medidas más importantes para luchar contra la generación de los mismos dentro del ambiente laboral.

#### 14.3.1.- Introducción al Análisis de Riesgos

La *Seguridad en el Trabajo* puede definirse como “un conjunto de conocimientos científicos y tecnológicos, organizados y aplicados al estudio, reconocimiento y evaluación de riesgos, al diseño de medios preventivos y al análisis y control de los trabajos o elementos que incidan en la generación de accidentes de trabajo, con el fin de impedir que se originen pérdidas y conseguir las mejores condiciones laborales” [Gordillo Romero, 2008].

En el desarrollo de todo accidente de trabajo se pueden identificar tres fases, básicas para el planteamiento de las técnicas de seguridad. Éstas son:

1. Fase de localización de los riesgos

Está basada en técnicas analíticas, que permiten recopilar toda la información existente acerca de accidentes anteriores que ayudarán a evitar que el mismo accidente se vuelva a producir en un futuro.

2. Fase de prevención de riesgos

Le corresponden las técnicas operativas de concepción y corrección.

3. Fases de protección de riesgos frente a las consecuencias de un accidente.

Esta fase lleva asignada técnicas operativas de corrección por medio de:

- Adaptación de sistemas de seguridad.
- Adaptación de dispositivos y resguardos.
- Protecciones personales.
- Normas de seguridad y señalización de riesgos.
- Divulgación y acciones de grupo.
- Disciplina e incentivos.

Hoy en día, se entiende la *Seguridad en el Trabajo* como una disciplina específica, integrada dentro de una Ciencia más amplia, que es la Salud laboral. Por Salud Laboral se

entiende: “Ciencia aplicada, integradora de conocimientos aportados por una variada gamas de ramas del saber humano, cuyo objetivo es promover la salud y el bienestar de los trabajadores” [Gordillo Romero, 2008].

El trabajo, como toda actividad humana, es pues una fuente de riesgos somáticos y psíquicos que afecta tanto a la salud física, psíquica como social.

Las alteraciones del ambiente generadas por el trabajo, desarrollan una serie de factores agresivos para la salud, entre los que destacan:

- Factores mecánicos.
- Agentes físicos.
- Contaminantes químicos.
- Factores biológicos.
- Tensiones psicológicas y sociales.

El *análisis de riesgos* es el proceso por el cual se lleva a cabo una valoración de los riesgos que supone para la salud y seguridad de los trabajadores la posibilidad de que se materialice un determinado peligro en el lugar de trabajo.

Toda actividad humana conlleva un riesgo, por lo que no es posible desterrarlo, pero se debe intentar disminuir la probabilidad de que éste se origine, disminuir sus consecuencias, y en el caso de que se produzca, estar preparados para una adecuada actuación.

#### **14.3.2.- Riesgos existentes en la línea de proceso**

Tras hacer un estudio de la línea de proceso diseñada, se han identificado los siguientes riesgos:

- Riesgo Químico.
- Riesgo Físico.
- Riesgo de explosión e incendio.
- Riesgo en la manipulación de máquinas y herramientas de trabajo.
- Riesgo en línea de producción.

A continuación, se procede a la descripción de estos riesgos y al desarrollo de algunas medidas de seguridad.

#### **14.3.2.1.- Riesgo Químico**

De acuerdo con el Real Decreto 374/2001 de 6 de abril sobre la protección de la salud y seguridad de los trabajadores contra los riesgos relacionados con los agentes químicos durante el trabajo, se entiende por agente químico, todo elemento o compuesto químico, por sí solo o mezclado, utilizado o vertido, incluido el vertido como residuo, en una actividad laboral, se haya elaborado o no de modo intencional y se haya comercializado o no, y a la exposición a un agente en el lugar de trabajo que implica el contacto de éste con el trabajador, normalmente por inhalación o vía dérmica.

Estos contaminantes químicos pueden presentarse en forma de partículas, gases y vapores, humos nieblas y aerosoles. Las principales vías de entrada de los tóxicos al organismo las constituyen la vía dérmica, respiratoria digestiva y parenteral.

En la línea de producción de ciclohexano, se trabaja con los siguientes agentes químicos:

- **Benceno:** es un compuesto fácilmente inflamable y tóxico. En principio, la exposición a dicho agente es mínima, puesto que se encuentra en tanques de almacenamiento confinados en cubeto de retención convenientemente aislado y el suministro a la línea de proceso se realiza por medio de mecanismos automatizados.

A nivel individual, la exposición a benceno puede provocar:

- Si la exposición es de corta duración: irritación en ojos, piel y tracto respiratorio. La ingestión del líquido puede dar lugar a la aspiración del mismo por los pulmones y la consiguiente neumonitis química. Puede causar efectos en el sistema nervioso central, dando lugar a una disminución en el estado de alerta. Una exposición prolongada puede generar pérdida de conocimiento e incluso la muerte.
- Si la exposición es prolongada: el líquido desengrasa la piel. La sustancia puede afectar a la médula ósea y al sistema inmune, dando lugar a una disminución de las células sanguíneas.

A nivel colectivo puede provocar:

- Cargas electrostáticas como resultado de la agitación o flujo del mismo.
- Peligro de incendio y explosión, al reaccionar violentamente con oxidantes, ácido nítrico, ácido sulfúrico y halógenos y derivado de su carácter altamente inflamable.

( consúltese ficha de seguridad en el Anexo 16)

Las medidas preventivas que se proponen son las siguientes:

- La creación y utilización de procedimientos de trabajo, controles técnicos, equipos y materiales que permitan, aislando éste agente en la medida de los posible, evitar o reducir al mínimo, cualquier escape o difusión al ambiente o cualquier contacto directo con el trabajador que suponga un riesgo para su seguridad o salud. Es por ello por qué las conducciones por las cuales circula el benceno, se encuentran aisladas y las bombas provistas de doble sellante evitando que se produzca una fuga de la sustancia hacia el exterior a través de las mismas.
  - Medidas de ventilación u otras medidas de prevención colectivas aplicadas principalmente en el origen del riesgo y medidas de organización del trabajo. En base a este hecho, todos los tanques irán provistos de respiraderos.
  - Medidas de protección individual complementarias a las anteriores como uso de guantes de seguridad impermeables, casco, gafas, indumentaria adecuada de trabajo, pantalla facial, y en el caso de derrame, equipo autónomo de respiración.
  - Manipulación del mismo por medio de personal cualificado e informar convenientemente del peligro que supone el trabajo con dicha sustancia así como las medidas de actuación a desarrollar en caso de contacto con la misma.
  - Disposición de señales que indiquen el peligro que supone dicha sustancia tanto en tanques, como en conducciones y equipos.
  - Las medidas a desarrollar en el caso de explosiones e incendios están recogidas en el apartado que aborda dichos riesgos.
- **Tolueno:** es una sustancia fácilmente inflamable y nociva. El peligro de sufrir consecuencias derivadas del contacto con el compuesto en el proceso de operación, es mínimo, puesto que se encuentra en escasa proporción en la corriente principal de benceno (99,9% de benceno, 0,1% tolueno) y, posteriormente, en la del ciclohexano

que se obtiene como producto. Por tanto, su posición y circulación a lo largo de la línea de procesos es análoga a las de la corriente que acompaña.

A nivel individual la exposición a tolueno puede producir:

- Si la exposición es de corta duración: irrita los ojos y el tracto respiratorio. La exposición podría causar depresión del sistema nervioso central. La exposición a altas concentraciones podría producir arritmia cardíaca, pérdida del conocimiento y muerte.
- Si la exposición es prolongada: el contacto prolongado o repetido con la piel puede producir dermatitis. La sustancia puede afectar al sistema nervioso central, dando lugar a desórdenes psicológicos y dificultad en el aprendizaje. La experimentación animal muestra que esta sustancia posiblemente cause efectos tóxicos en la reproducción humana.

A nivel colectivo puede producir:

- Cargas electrostáticas derivada de la agitación o flujo del mismo.
- Peligro de incendio y explosión, al reaccionar violentamente con oxidantes fuertes.

Dado que se encuentra presente en la corriente de benceno, las medidas preventivas a establecer serán idénticas a las aplicadas para el agente químico benceno.

- **Ciclohexano:** es una sustancia fácilmente inflamable y nociva. En principio, la exposición a dicho agente también es mínima, puesto que se almacene en tanques contenidos en cubeto de retención convenientemente aislados y la circulación del mismo a lo largo del proceso se encuentra automatizada.

A nivel individual, la exposición a ciclohexano puede provocar:

- Si la exposición es de corta duración: la sustancia irrita los ojos y el tracto respiratorio. La ingestión del líquido puede dar lugar a aspiración por los pulmones y la consiguiente neumonitis química.
- Si la exposición es prolongada: el contacto prolongado o repetido con la piel puede provocar dermatitis.



A nivel colectivo presenta los mismos riesgos que el benceno.

( consúltese ficha de seguridad en el Anexo 16).

Las medidas de prevención a desarrollar con dicho producto son análogas a las descritas para el agente químico benceno.

- **Hidrógeno:** es un gas más ligero que el aire y extremadamente inflamable. En la línea que se diseña, se trabaja con hidrógeno a presiones altas (30-40 bar), suministrado por la propia Refinería por lo que no se dispone de sistemas de almacenamiento del mismo dentro de la línea. Su suministro a planta se realiza, en función de la demanda de la producción, de forma automatizada.

A nivel individual puede provocar:

- Si la exposición es de corta duración: puede causar mareos, voz estridulosa y asfixia.

A nivel colectivo:

- Es más ligero que el aire y forma fácilmente mezclas explosivas.
- Peligro de incendio u explosión, al reaccionar violentamente con cloro, aire, oxígeno, flúor y oxidante fuertes.

( consúltese ficha de seguridad en el Anexo 16)

Las medidas preventivas que se adoptan serán:

- Reducir al mínimo cualquier escape o fuga que pueda originarse en las líneas de proceso.
- En el caso de realizar operaciones de mantenimiento en el proceso, se dispondrá de un equipo autónomo de respiración así como las protecciones individuales pertinentes.
- No fumar ni emplear equipos electrónicos en las inmediaciones del recinto de proceso.

Las medidas pertinentes ante posibles riesgos y explosiones se recogen en el apartado destinado a ello.

- **Metano:** es un gas más ligero que el aire y extremadamente inflamable. El metano como tal, no se empleara como una corriente independiente, sino que se encuentra contenido en la corriente de hidrógeno. Por tanto, se suministra al proceso en las mismas condiciones de trabajo en las cuales lo hace la corriente hidrógeno.

A nivel individual puede provocar los siguientes daños:

- Si la exposición es de corta duración: el contacto con el líquido o el gas comprimido puede provocar congelación.

A nivel colectivo:

- Peligro de incendio u explosión, al reaccionar violentamente con oxidantes, ácido nítrico, ácido sulfúrico y halógenos.

( consúltese ficha de seguridad en el Anexo 16).

Al encontrarse contenido en la corriente de hidrógeno del proceso, las medidas preventivas a adoptar serán las ya mencionadas para el agente químico hidrógeno.

#### ***14.3.2.2.- Riesgo Físico***

Los riesgos físicos que pueden presentarse en el puesto de trabajo pertenecen a alguna de las siguientes categorías:

- Ruido.
- Ambiente térmico.
- Radiaciones ionizantes.

En el proceso diseñado, el único riesgo físico que se va a considerar relevante es el ruido. Este riesgo, además, es el más frecuente en la industria, ya que casi sin distinción ningún trabajador se encuentra exento de los efectos patológicos del ruido.

En la línea de proceso diseñada, existen una serie de equipos que contribuyen a la generación de ruidos en el ambiente de trabajo. Éstos son principalmente las bombas,

compresores, ventiladores así como, eventualmente, todas aquellas operaciones de mantenimiento o reposición de equipos que supongan el uso de maquinaria y herramientas de montaje.

El *ruido* puede definirse como “un sonido articulado y confuso, cuya intensidad varía generalmente con el tiempo”. No existen características físicas que puedan distinguir un sonido de un ruido.

El oído humano es capaz de captar un sonido asociado a una onda de presión desde tan sólo 20  $\mu$ Pa hasta diez millones de veces este valor, valor correspondiente al umbral de dolor.

Los ruidos provocan sobre el organismo una serie de efectos negativos, especialmente en el caso de exposiciones a ruidos intensos o prolongados. Estos efectos se manifiestan de las siguientes formas:

- Aumento de la presión y ritmo cardiaco.
- Aumento de la tensión muscular.
- Aumento del metabolismo.
- Inhibición del aparato digestivo.
- Molestias psicológicas.

Además, de forma más específica puede generar los efectos que se enumeran a continuación:

- Pérdida auditiva temporal: tras una exposición prolongada a un ruido muy intenso. Es recuperable.
- Trauma acústico agudo: tras un ruido breve e intenso. Es recuperable.
- Hipoacusia acústica: tras exposiciones largas. Recuperación parcial.
- Sordera profesional: pérdida definitiva de parte de la capacidad auditiva.

Debido a las consecuencias que éste presenta, será necesario llevar a cabo una medición de los ruidos que se producen en las distintas zonas de trabajo. Para la medida de este parámetro se pueden emplear:

- Sonómetros: miden variaciones de presión de sonido captadas por un micrófono. Son los más empleados por su sencillez.

- Dosímetro: mide la “dosis de ruido”, medida de la cantidad sonora que alcanza a un trabajador en un periodo relativamente largo de tiempo.
- Analizador de frecuencia: identifica las frecuencias principales de un ruido.

La Normativa actual en España sobre la protección de la salud y seguridad de los trabajadores contra los riesgos relacionados con la exposición al ruido se encuentran recogidos en el Real Decreto 286/2006 por la cual se establece como valor mínimo de exposición 87 dB (A) de “nivel diario equivalente” y los 140 dB (C) como pico, estableciendo distintas mediciones de recomendación y obligación cuando se sobrepasen los valores de 80 y 85 dB (A) y 135 y 137 dB (C).

De acuerdo con esta normativa, deben medirse y calcularse los niveles de ruido existentes en cada zona de la línea de proceso y compararse con los niveles que están permitidos. En el caso de que alguna de estos valores sea superior al valor establecido, se aplicarán las siguientes medidas sobre cada una de los elementos en los que éste, como todo problema de higiene, puede atacar:

- Sobre la fuente:
  - Cambios en la rutina o método de trabajo.
  - Sustitución del equipo que genere el problema por otro menos ruidoso.
  - Reducir al máximo los impactos y fricciones.
  - Emplear lubricación adecuada.
  - Emplear sistemas conductores de la vibración (amortiguadores).
- Sobre el medio de transmisión:
  - Aumentar la distancia existente entre la fuente y el receptor.
  - Realizar un tratamiento acústico del suelo, techo y paredes para absorber el sonido y reducir la resonancia.
  - Aislar acústicamente la fuente de ruido.
- Sobre el receptor:
  - Utilización de protecciones personales: tapones los cuales reducen de 10-20 dB y auriculares que reducen hasta 50dB.
  - Aislar al trabajador.
  - Realizar una rotación del personal para reducir tiempo de exposición.

#### **14.3.2.3.- Riesgo de explosión e incendio**

De acuerdo con el Real Decreto 681/2003, de 12 de junio, sobre la protección de la seguridad y salud de los trabajadores expuestos a los riesgos derivados de atmósferas explosivas en el lugar de trabajo, se entenderá por atmósfera explosiva la mezcla con el aire en condiciones atmosféricas, de sustancias inflamables en forma de gases, vapores, nieblas o polvos, en la que, tras una ignición, la combustión se propaga a la totalidad de la mezcla no quemada.

Tal y como se ha recogido con anterioridad en la línea de proceso se trabaja con una corriente compuesta por hidrógeno y metano (90% y 10% respectivamente) a presiones altas (30-40 bar) suministrado por la propia Refinería con lo cual no se diseñan dispositivos de almacenamiento en la línea de proceso. Ambas sustancias son extremadamente inflamables y el hecho de encontrarse, además, sometida a presión aumenta el riesgo de explosión e incendio.

Además de estos compuestos, el benceno y el ciclohexano, al reaccionar violentamente con los que ya se han mencionado en el **Apartado 14.3.2.1** del presente documento para cada uno de ellos, presentan también riesgo de explosión. Estos dos compuestos se encuentran a presión alta (30-40 bar), sin embargo su almacenamiento se realiza a una presión muy inferior a ésta, 1,1 bar.

Las medidas a aplicar se dividen en dos grupos en función a la fase de desarrollo en la cual se encuentre el riesgo en:

- Medidas preventivas: encaminadas a evitar o reducir el riesgo de explosión.
- Medidas protectoras: las cuales se aplican cuando el riesgo de explosión es inminente, no se ha podido impedir que se den causas que desemboquen en explosión.

Las medidas preventivas que se proponen para evitar los riesgos de explosión tanto física como química son las siguientes:

- Impedir y evitar, en la medida de lo posible, la generación de atmósferas explosivas (aire/gas), así como el contacto de los mismos con aquellos compuestos con los cuales pueden provocar una reacción violenta que desemboque en la consecuente explosión. Para ello, se dispone a lo largo de la línea de circulación de :

- Controladores-reguladores de presión que, ante un exceso de la misma, conectan la corriente con la red de antorchas reduciendo el valor de la presión de la corriente por debajo de la establecida para el proceso.
- Válvulas de desahogo de presión de seguridad.
- Discos de ruptura
- Válvulas reductoras.
- Decantador de condensado en la red de suministro de hidrógeno (Esta presente en el proceso, pero el diseño de esta unidad no es objeto del presente Proyecto Fin de Carrera).
- Respiraderos de tanque.
- Eliminador de nieblas en los sistemas de separación gas-líquido.

Además, las conducciones de la planta se encuentran aisladas con el fin de evitar posibles fugas.

- Situar las unidades de operación respetando la distancia de seguridad que debe existir entre los distintos equipos que se encuentran trabajando a presión.
- Reducir el volumen de las sustancias peligrosas almacenadas con el fin de disminuir las consecuencias derivadas de una posible explosión química. Es por ello, por lo que los depósitos de almacenamiento de la materia prima y del producto se diseñan para un volumen de almacenamiento de una semana.

En el caso de que pese, a las medidas adoptadas, la fuga sea inminente será necesario evitar que se provoque la ignición de la atmósfera explosiva e intentar atenuar los efectos perjudiciales garantizando la salud y seguridad del personal.

Las medidas de protección ante estas explosiones serán:

- Cuando se trate de evitar los riesgos de ignición, se deberán tener en cuenta las descargas electrostáticas producidas por los trabajadores o el entorno de trabajo como portadores o generadores de carga. Los trabajadores deben estar provistos de calzado y ropa adecuada fabricada con materiales que no den lugar a descargas electrostáticas que puedan generar la ignición de atmósferas explosivas.

- Disponer de elementos de compartimentación horizontal que eviten la propagación horizontal del fuego. Cada uno de los equipos de separación así como la columna de rectificación estarán provistos de un cubeto limitándose el derrame de los mismos.
- En el caso de derrame o fuga de los líquidos que se manipulan en el proceso, eliminar toda fuente de ignición y recoger, en la medida de lo posible el líquido que se derrama y el ya derramado en recipientes herméticos. Absorber el líquido residual en arena o absorbente inerte y trasladar a lugar seguro.
- La instalación, los equipos, los sistemas y sus dispositivos de conexión sólo se pondrán en funcionamiento si el documento de protección contra explosiones indica que éstos pueden usarse de forma segura en presencia de atmósferas explosivas.
- Se dispondrá de las medidas necesarias que permitan reducir al máximo los riesgos que pueda sufrir el personal por los efectos físicos de la explosión.
- Alertar a los trabajadores mediante señales ópticas y acústicas de alarma y desalojo en condiciones de seguridad antes de que se genere la explosión. A su vez, se dispondrán y mantendrán en funcionamiento las salidas de emergencia que permita al personal desalojar la zona afectada en condiciones de seguridad.
- Disponer de antemano un Plan de Emergencia y Evacuación que permita desarrollar el proceso con la máxima seguridad y el mínimo riesgo para la salud de los trabajadores.

Las explosiones provocadas en los procesos, generalmente, van acompañadas de incendios, que en el caso de no controlarse, pueden generar situaciones devastadoras tanto para la industria como para la propia población. Es por ello, por lo que será necesario disponer de equipos que permitan confinar el incendio y reducir al máximo tanto su propagación como sus consecuencias.

A continuación, se lleva a cabo una breve descripción de los principales sistemas empleados con tal fin. Todos estos sistemas se instalan de acuerdo con el Real Decreto 2267/2004, de 3 de diciembre, por el que se aprueba el reglamento de seguridad contra incendios en los establecimientos industriales.

- **Extintores:** se emplearán extintores distribuidos a lo largo de la línea de proceso en número suficiente para que el recorrido real desde cualquier origen de evacuación hasta un extintor no supere los 15 metros de distancia. Se dispondrán de forma que puedan ser utilizados de forma fácil y rápida, y de manera que el extremo superior del extintor se encuentre a una altura sobre el suelo menor que 1,7 metros. La señalización de dicho equipo se recoge en la **Figura 14.1**.



Figura 14.1: Señalización de carro extintor  
(Recurso electrónico, Señal de Fuego)

- **Sistemas manuales de alarma de incendios:** se sitúa un pulsador junto a cada salida del área de incendios y la distancia máxima a recorrer desde cualquier punto hasta alcanzar un pulsador no debe ser superior a 25 metros. Deben encontrarse perfectamente señalizadas.



Figura 14.2: Señalización de pulsador de alarma  
(Recurso electrónico, Señal de Fuego)

- **Sistema de comunicación de alarmas:** se diseñan de forma que la señal acústica transmitida por el sistema de comunicación de alarma permita diferenciar si se trata de una “alarma por emergencia parcial” o por “emergencia general” y será preferente el uso de un sistema de megafonía.



- **Sistema de hidrantes especiales:** se localizarán de forma que la zona protegida por cada uno de ellos sea la cubierta por un radio de 40 metros, medidos horizontalmente desde el emplazamiento del hidrante.



Figura 14.3: Tipos de hidrantes  
(Recurso electrónico, Señal de Fuego)

El caudal requerido y la autonomía de cada hidrante serán  $3500 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$  y 90 min respectivamente. La presión mínima en las bocas de salida de los hidrantes será de 5 bar cuando se esté descargando el caudal indicado. La señalización de este sistema corresponde se corresponde con la **Figura 14.4**.



Figura 14.4: Señalización de hidrante  
(Recurso electrónico, Señal de Fuego)

#### ***14.3.2.4.- Riesgo eléctrico***

El riesgo eléctrico puede definirse como “la posibilidad de circulación de una corriente eléctrica a través del cuerpo humano”.

Los riesgos principales derivados de los sistemas eléctricos entrañan consecuencias graves para la salud y la seguridad de los trabajadores. La corriente eléctrica circulando por el cuerpo puede causar daños por dos motivos fundamentales:

- La corriente eléctrica altera los estímulos nerviosos que gobiernan el funcionamiento de los distintos órganos y aparatos del cuerpo. En especial, se producen contracciones involuntarias de los músculos que pueden afectar negativamente a dos funciones vitales para la supervivencia: la respiración y el ritmo cardíaco.
- La circulación de la corriente a través del cuerpo humano produce, como en todo soporte material, un desprendimiento de calor que viene regido por la Ley de Joule. Esto se traduce en quemaduras, que varían desde quemaduras superficiales en los puntos de entrada y de salida de la corriente hasta quemaduras profundas e incluso carbonización de tejidos.
- Además, en el caso específico de la corriente continua, puede producirse la electrolisis de los fluidos corporales, en especial de la sangre. Esta electrolisis provoca la aparición de burbujas gaseosas en los vasos sanguíneos obstruyéndolos. Este hecho desemboca en la deficiencia conocida con el nombre de embolia.

Los riesgos eléctricos se clasifican en:

- Riesgos derivados de un contacto directo.
- Riesgos derivados de un contacto indirecto.

Debido a la magnitud de las consecuencias derivadas de la manipulación de unidades eléctricas, es necesario adoptar medidas preventivas que permitan proteger tanto al trabajador como al sistema ante posibles incidentes.

Las medidas de seguridad contra los contactos directos tratan de prevenir los contactos peligrosos de las personas con las partes activas. Las que se adoptan en la línea de proceso diseñada se recogen a continuación:

- Las subestaciones eléctricas serán cerradas a toda persona no implicada en las tareas, declarándose zonas restringidas. Las zonas de prueba de bombas, motores y otros equipos donde sea factible establecer un área restringida, se vallarán y señalizarán para notificar sobre la realización de prueba e impedir la entrada de personal ajeno.

- Las partes activas de los equipos, herramienta y máquinas se encontrarán eléctricamente aislados.
- Todos los equipos y elementos que estén o hayan estado en tensión deberán desconectarse antes de realizar ningún trabajo sobre ellos. La desconexión se hará con corte visible, se inmovilizará con cerradura y candado y las partes activas se pondrán a tierra.
- Todas las intervenciones sobre equipos que hayan estado en tensión requerirán además de lo indicado en el punto anterior, la comprobación de ausencia de tensión.

Las medidas de seguridad contra riesgos indirectos se basan en alguno de estos tres principios: disposición que impida el paso de una corriente por el cuerpo humano, limitación de la intensidad que pudiera circular a un valor no peligroso, corte automático cuando se produzca una tensión de defecto. En el caso de la línea diseñada se adoptan las siguientes medidas de prevención contra los contactos indirectos:

- Todos los equipos deberán disponer de diferenciales de intensidad de la corriente que protegen al trabajador ante posibles riesgos eléctricos y encontrarse conectados a tierra.
- Disponer de elementos magnetotérmicos que permitan cortar el suministro de la corriente en caso de que aumente notablemente la intensidad de la corriente que circula por el sistema.
- Los equipos, máquinas y herramientas sometidos a tensión estarán provistos de un aislamiento eléctrico suplementario.
- Separación entre el circuito de utilización de cada elemento del circuito de alimentación por medio de transformadores o grupos convertidores manteniendo aislados de tierra todos los conductos del circuito de utilización.

#### ***14.3.2.5.- Riesgos en la manipulación de maquinaria y herramientas***

Los riesgos derivados del empleo de máquinas y herramientas en los lugares de trabajo pueden ser debidos a la naturaleza de la máquina en sí o al uso que se hace de la misma.

Las lesiones más frecuentes que suele generar los accidentes derivados del uso de maquinaria y herramientas de trabajo derivan en fracturas, amputaciones, heridas, cortes y quemaduras.

La ley de Prevención de Riesgos Laborales establece en el artículo 41 que los fabricantes, importadores y suministradores de maquinaria, equipos, productos y útiles de trabajo están obligados a asegurar que éstos no constituyan una fuente de peligro para el trabajador siempre que se instalen y utilicen en las condiciones, formas y para los fines recomendados por ellos.

Las medidas propuestas para prevenir los riesgos derivados del empleo de maquinaria en el puesto de trabajo se recogen a continuación:

- Para cada unidad, equipo, máquina o herramienta se dispondrá de un conjunto de normas de utilización segura, indicando, a su vez, cual es el EPI's (Equipo de Protección Personal) más adecuado. Esta información se recogerá en un formulario o lista que se situará en la unidad, equipo, máquina o herramienta de modo que sea accesible y visible para todo aquel que requiera el uso de los mismos.
- Todos los trabajadores tendrán, según su especialidad, las herramientas y máquinas idóneas para la realización de su trabajo.
- Revisar regularmente el estado de las máquinas y herramientas, reparando o desechando inmediatamente aquellas que se encuentren estropeadas.
- Los resguardos y protecciones de las máquinas y herramientas deberán encontrarse correctamente instalados antes de su puesta en funcionamiento, así como también los armarios y cuadros eléctricos que alimenten máquinas deben disponer de las protecciones reglamentarias.
- Las máquinas sólo deben ser utilizadas por personal cualificado y autorizado para ello.
- La reparación de máquinas o herramientas se llevará a cabo en taller por medio del personal dedicado a tal fin.
- Las zonas de trabajo con máquinas se encontrarán convenientemente iluminadas.
- Las zonas peligrosas se señalarán convenientemente.
- Para las operaciones de carga, descarga, limpieza, reposición o mantenimiento las máquinas deben pararse, bloquearse, señalizarse y comprobar que no existen riesgos en su manipulación.

#### ***14.3.2.6.- Riesgos en la línea de proceso***

Con el fin de reducir los riesgos que pueden derivarse de la actividad diaria en la línea de proceso, deben establecerse una serie de pautas que garanticen que el personal de trabajo

quede protegido ante la aparición de posibles riesgos. Este hecho implica desarrollar medidas preventivas en diversos campos con el fin de disminuir los riesgos accidentales:

- **Procedimientos para el arranque y la parada**

La planificación completa de una parada implica la preparación previa de la unidad considerada y una preparación por parte de las unidades y departamentos que puedan verse afectados.

El procedimiento establecido se recogerá por escrito y debe cumplirse con exactitud.

El proceso de parada implica: detener el suministro de alimentación al proceso, llevar el equipo a las condiciones ambientales, extracción de residuos y limpieza de sustancias tóxicas, evacuación del agua e inspección del equipo para la consiguiente entrada.

El proceso de arranque implica: preparación preliminar del equipo y disposición de los sistemas auxiliares, eliminación del aire, pruebas de tensión y llevar la unidad hasta las condiciones de trabajo establecidas.

- **Tareas de mantenimiento**

Cuando se lleven a cabo labores de mantenimiento será necesario aislar las tuberías de conexión a equipos y sistema de bombeo por medio de apantallamiento. Las válvulas también deben cerrarse y bloquearse.

Los equipos eléctricos deberán tener los interruptores cerrados antes de recibir autorización para trabajar con ellos.

Prueba de gas. Se realizan a temperatura ambiente antes y durante las labores de mantenimiento en aquellos equipos en los cuales exista riesgo a causa de gases.

Detección de las fugas y averías por medio de la instalación de equipos que registren de forma continua los resultados de las muestras de aire. En las zonas peligrosas y en sus inmediaciones queda terminantemente prohibido el uso de maquinaria que pueda generar chispas.

- **Medicina preventiva**

Todo el personal que comience a trabajar deberá pasar previamente el reconocimiento médico, el cual será repetido anualmente.

Los programas de reconocimientos en intervalos periódicos dependerán de los peligros potenciales a los que la persona pueda estar expuesta en su puesto de trabajo, y los resultados del examen pueden utilizarse para evaluar la eficacia de los programas de protección sanitaria.

- Higiene industrial

Se llevaran a cabo estudios toxicológicos de los productos implicados en los procesos. También se desarrollaran programas de higiene industrial para controlar el entorno laboral.

#### ***14.3.2.7.- Riesgo en el almacenamiento de sustancias químicas***

La reglamentación española sobre el almacenamiento de sustancia químicas y sus instrucciones técnicas complementarias se encuentran recogidas en el Real Decreto 379/2001.

Los riesgos más significativos del almacenaje de productos químicos serán:

- Explosiones.
- Derrame y propagación del agente químico.
- Generación de vapores y gases tóxicos.
- Incendios.

Como ya se ha mencionado, en la línea de proceso proyectado se dispone de tanques de almacenamiento tanto de la materia prima como del producto generado.

Las medidas preventivas a abordar para minimizar los efectos derivados del almacenamiento de este tipo de sustancias químicas implica:

- Distancia física entre la zona en la cual se encuentran situados los tanques de almacenamiento y los equipos de proceso, así como entre tanques contiguos. En este caso, la disposición de equipos dentro de la zona destinada para el almacenaje se rige de acuerdo con la especificación de Cepsa ESP-0200-1 según la cual, la distancia mínima entre tanques contiguos no debe ser inferior al diámetro del mayor de los tanques empleados. La distancia entre la zona de depósitos y la primera unidad no será inferior a 20 metros.
- Señalización normalizada en el almacenamiento y en las conducciones de circulación de ambos fluidos indicando con claridad la naturaleza de los mismos.
- Iluminación adecuada de la zona de almacenaje con el fin de facilitar las operaciones de manipulación de estas sustancias.
- Sistemas de prevención de derrames del material por rebosamiento dotando al equipo de sistemas de control automáticos de nivel.

- Duchas y lavaojos que deben instalarse en las inmediaciones de los lugares de trabajo, especialmente en las zonas de carga y descarga, sistemas de impulsión y zonas de toma de muestras. Éstos equipos no distarán más de 10 metros de los puestos de trabajo debiendo estar libre de obstáculos y convenientemente señalizados.
- Sistema de venteo de tanques. Los depósitos diseñados se encuentran provistos de respiraderos de tanques para evitar la formación de vacío o presión interna y la consiguiente deformación de la carcasa.
- Cubetos. Los recipientes fijos para el almacenamiento de sustancias químicas peligrosas deben disponer de un cubeto de retención cuya capacidad útil sea como mínimo la capacidad del tanque o tanques contenidos en su interior. En el caso que se aborda, se dispone de un cubeto de retención para los tanques de almacenamiento de benceno y otro para los de los de ciclohexano. El fondo del mismo presenta una pendiente del 1 por ciento permitiendo así que el líquido derramado se dirija al lugar de recogida y tratamiento de efluentes.
- Las paredes y los fondos de los cubetos deberán estar fabricados en un material que garantice la estanqueidad de los productos durante el tiempo necesario previsto para su evacuación con un tiempo mínimo de cuarenta y ocho horas. La distancia entre la pared del cubeto y el primero de los tanques será como mínimo la altura del mayor de los tanques. En el caso de la línea proyectada supone un valor de 18,5 metros en el caso del cubeto de los depósitos de benceno y 22 metros en el caso de los de ciclohexano.

En los cubetos deberán existir accesos normales y de emergencia, señalizados, con un número mínimo de dos y situados de tal forma que no deba recorrerse una distancia mayor de 25 metros hasta alcanzar un acceso desde cualquier punto del interior del cubeto.

Las dimensiones de estos cubetos se recogen a continuación:

Tabla 14.1:  
Dimensiones de los cubetos

<b>Dimensiones</b>	<b>Benceno</b>	<b>Ciclohexano</b>
Área(m <sup>2</sup> )	16512,25	25371,66
Volumen(m <sup>3</sup> )	14678,4	15568
Altura(m)	1	0,75

## **14.4.- Protección personal**

En toda planta de proceso química, es imprescindible disponer de equipos que permitan tanto proteger al trabajador frente a los riesgos presentes en la planta como al colectivo de trabajadores en general. Es por ello por lo que es necesario disponer de Equipos de Protección Individual (EPI's) y equipos de protección colectiva.

### **14.4.1.- Equipos de protección individual**

Dentro de sus labores rutinarias, el trabajador de campo siempre debe disponer de la indumentaria compuesta por: mono de trabajo, gafas, guantes protectores, botas y casco.

En el caso de que sea necesario llevar a cabo tareas de mayor envergadura o que supongan un contacto más directo con los puntos de peligro, deberán estar provisto de pantalla facial de protección, delantal e, incluso equipos autónomos de respiración, en especial durante la manipulación de las unidades que contengan los agentes químicos descritos y, especialmente, en las fugas de producto.

### **14.4.2.- Equipos de protección colectiva**

La Ley 31/1995, de 8 de noviembre, de Prevención de Riesgos Laborales especifica: “adoptar medidas colectivas que antepongan la protección colectiva frente a la individual”. Los equipos de protección colectiva estarán destinados a proteger la salud y la seguridad del colectivo de trabajadores sin excluir el uso de los equipos de protección individual en aquellos casos en que la operación así lo exija. Dentro de este grupo, se dispondrá de:

- Vallas de limitación y protección.
- Andamios y cables para sujeción del cinturón de seguridad.
- Pasarelas.
- Señales de seguridad.
- Casetas de protección contra intemperie.
- Protecciones de máquinas cortadoras.
- Interruptores diferenciales.
- Toma de tierra.
- Protecciones magnetotérmicas.



- Protecciones diferenciales.
- Conexión a la red de tierra.

## **14.5.- Alumbrado**

Disponer de la iluminación adecuada a cada sector de trabajo dentro de la línea de proceso es imprescindible para el desarrollo de las actividades minimizando los riesgos derivados de la carencia de luz (derrames de sustancias durante la reposición o descarga, cortes con maquinaria, tropiezos,...)

El alumbrado de la línea de proceso se aborda en dos categorías: alumbrado interior y alumbrado de emergencia. A continuación se describen todas y cada una de estas fuentes de luz.

### Alumbrado interior

La iluminación de cada zona o parte de un lugar de trabajo deberá adaptarse a las características de la actividad que se efectúe en ella, teniendo en cuenta los riesgos para la seguridad y salud de los trabajadores dependientes de las condiciones de visibilidad y las exigencias visuales de las tareas desarrolladas.

La iluminación de los lugares de trabajo deberá cumplir, además, en cuanto a su distribución y otras características, las siguientes condiciones:

- La distribución de los niveles de iluminación será lo más uniforme posible.
- Se procurará mantener unos niveles y contrastes de luminancia adecuados a las exigencias visuales de la tarea, evitando variaciones bruscas de luminancia dentro de la zona de operación y entre ésta y sus alrededores.
- Se evitarán los deslumbramientos directos producidos por la luz solar o por fuentes de luz artificial de alta luminancia. En ningún caso éstas se colocarán sin protección en el campo visual del trabajador.
- Se evitarán, asimismo, los deslumbramientos indirectos producidos por superficies reflectantes situadas en la zona de operación o sus proximidades.
- No se utilizarán sistemas o fuentes de luz que perjudiquen la percepción de los contrastes, de la profundidad o de la distancia entre objetos en la zona de trabajo, que produzcan una impresión visual de intermitencia.

Siempre que sea posible, los lugares de trabajo tendrán una iluminación natural, que deberá complementarse con una iluminación artificial cuando la primera, por si sola, no garantice las condiciones de visibilidad adecuadas.

#### Alumbrado de emergencia

Cumplirá las siguientes condiciones:

- Será fija, estará provista de fuente propia de energía y entrará automáticamente en funcionamiento al producirse un fallo del 70 por ciento de su tensión nominal de servicio.
- Mantendrá las condiciones de servicio durante una hora, como mínimo, desde el momento en que se produzca el fallo.
- Proporcionará una iluminancia de un lux, como mínimo, en el nivel del suelo en los recorridos de evacuación y de 5 lux al lado de los sistemas de protección contra incendios.

Un lux equivale a  $1 \text{ lumen/m}^2$ . El flujo luminoso es la cantidad de energía radiante luminosa emitida por una fuente de luz en la unidad de tiempo, se trata por tanto de una potencia luminosa. Su unidad es el lumen (lm).

Se coloca una luz de emergencia al lado de cada extintor, así como en todas las salidas. Además estará provista de carteles con indicación de salida.

## **14.6.- Gestión de la Seguridad**

La gestión de la seguridad comprende el conjunto de medidas desarrolladas para organizar la coordinación y el funcionamiento en materia de seguridad. Este campo comprende los siguientes aspectos:

### **14.6.1.- Coordinación de seguridad**

La propiedad designará una persona que actuará como Coordinador de seguridad de los trabajos de organización, montaje y operación en la línea de proceso.

Cuando se detecte una interferencia para la seguridad entre trabajadores de distintos subcontratistas se coordinarán dichas actividades entre los responsables de seguridad o de obra

de los contratistas afectados, los responsables directos de los trabajos por parte de la Dirección de Obras y el Coordinador de Seguridad.

#### **14.6.2.- Registro de información de seguridad**

Todo el personal involucrado en la construcción, montaje y manipulación de unidades es un “responsable de seguridad”, por lo tanto, además de la necesidad de que toda la información relacionada con la seguridad llegue al conocimiento del Coordinador de Seguridad, debe ser también accesible en todo momento a cualquiera que deba tomar una decisión de seguridad. El registro de la información se centralizará en el Coordinador de Seguridad, existiendo las siguientes fuentes de información:

- Relación de permisos de trabajo: se registrarán todos los permisos de trabajo autorizados para la operación dentro de la zona de proceso. Es obligación del solicitante de cada permiso reflejar en dicha lista las fechas de autorización del permiso y de la finalización del trabajo, según los Procedimientos correspondientes.
- Fichas de incidencia de seguridad: se encontrarán en poder del Coordinador de Seguridad para el registro de las incidencias de seguridad. Estas fichas serán normalmente cumplimentadas por el Coordinador de Seguridad.
- Informes de accidentes e incidentes: que se realizarán según el procedimiento establecido.
- Plan de Seguridad de los trabajos: en la oficina del Coordinador de seguridad se mantendrá permanentemente una copia actualizada del Plan para la ejecución de los trabajos.

#### **14.6.3.- Formación**

Todo el personal recibirá cursos de formación acerca de la operación en equipos, materias primas, productos, información sobre los riesgos que estas actividades pueden entrañar así como las normas de comportamiento que deben cumplir durante la jornada de trabajo. Se impartirán cursos de socorrismo y primeros auxilios a las personas más cualificadas, de manera que en todo momento haya algún socorrista.

Antes del comienzo de nuevos trabajos específicos se instruirá a las personas que en ellos intervengan sobre los riesgos que van a encontrarse y el modo de evitarlos.

## **CAPÍTULO 15: OPERACIONES DE MANTENIMIENTO**

### **15.1.- Introducción**

El mantenimiento es una función que puede resumirse en: capacidad de producir con calidad, seguridad y rentabilidad. Existe un elevado nivel de exigencia debido a la presencia de una economía globalizada, con mercados altamente competitivos y un entorno variable donde la velocidad de cambio sobrepasa frecuentemente nuestra capacidad de respuesta.

La necesidad de la industria competitiva actual de asegurar el correcto funcionamiento de los equipos de producción, así como obtener de ellos la máxima disponibilidad, ha originado una significativa evolución del mantenimiento industrial en las últimas décadas, pasando de métodos puramente estáticos (a la espera de la avería) a métodos dinámicos (seguimiento funcional y control multiparamétrico) con la finalidad de predecir las averías en una etapa incipiente e incluso llegar a determinar la causa del problema y, por tanto, procurar erradicarla.

El instrumento de producción debe responder a un objetivo fundamental: disponibilidad con una calidad de servicio óptima. Las modernas técnicas de verificación del estado de los equipos e instalaciones contribuyen de manera notable al logro de este objeto, permitiendo además, mediante la adecuada selección de filosofías y métodos de mantenimiento, una disminución de los costes productivos.

El concepto de mantenimiento puede definirse de muy distintas formas, atendiendo al enfoque que se le dé en cada caso. Habitualmente se suele definir como el conjunto de técnicas destinado a conservar equipos e instalaciones en servicio durante el mayor tiempo posible (buscando la más alta disponibilidad) y con el máximo rendimiento [García. S, 2003].

### **15.2.- Funciones del mantenimiento**

En términos muy generales, se puede afirmar que las funciones básicas del mantenimiento se pueden resumir en el cumplimiento de todos los trabajos necesarios para establecer y mantener el equipo de producción de modo que cumpla los requisitos normales del proceso.

Una vez construida la línea de proceso, se tendrán en cuenta los aspectos generales de mantenimiento de todos los equipos que lo componen, con el fin de procurar el correcto funcionamiento de los mismos, el alargamiento de sus vidas y la minimización de las pérdidas y daños ocasionados por la ineficiencia del mantenimiento.

Las funciones básicas del mantenimiento que se van a considerar en la línea diseñada se exponen a continuación [Gómez de León.F.C, 1998]:

- Mantener los equipos e instalaciones en condiciones operativas eficaces y seguras.
- Efectuar un control del estado de los equipos así como de su disponibilidad.
- Realizar los estudios necesarios para reducir el número de averías imprevistas.
- En función de los datos históricos disponibles, efectuar una previsión de los repuestos de almacén necesarios.
- Intervenir en los proyectos de modificación del diseño de equipos e instalaciones.
- Llevar a cabo aquellas tareas que implican la modificación del diseño de equipos e instalaciones.
- Instalación de nuevo equipo.
- Asesorar a los mandos de producción.
- Velar por el correcto suministro y distribución de energía.
- Realizar el seguimiento de los costes de mantenimiento.
- Preservación de locales, incluyendo la protección contra incendios.
- Gestión de almacenes.
- Tareas de vigilancia.
- Gestión de residuos y desechos.
- Establecimiento y administración del servicio de limpieza.
- Proveer el adecuado equipamiento al personal de la instalación.

El mantenimiento de la línea de producción de ciclohexano, comenzará antes de su puesta en marcha, por medio de una inspección y prueba de los diferentes equipos que intervienen, emitiéndose un informe fechado que indique dicha inspección. Una vez puesto en marcha, el mantenimiento del sistema se planificará atendiendo a las componentes correctiva, preventiva y predictiva.

## **15.3.- Tipos de mantenimiento**

### **15.3.1.- Clasificación**

Aunque podrían establecerse diferentes clasificaciones del mantenimiento, la más comúnmente aceptada es la que se muestra a continuación:

- Mantenimiento Correctivo.
- Mantenimiento Preventivo.
- Mantenimiento Predictivo.
- Mantenimiento productivo Total.

Ninguno de los tipos anteriores se utiliza de forma exclusiva sino que, en aras de la rentabilidad de la explotación, se impone practicar una adecuada combinación de los tipos anteriores, realizando lo que se ha venido a llamar mantenimiento planificado. Esto consiste, en definitiva, en efectuar una correcta selección de las plantas o de los equipos a los que se va a aplicar cada uno de los tipos de mantenimiento anteriores.

Seguidamente se hace una descripción de cada uno de los tipos enunciados.

### **15.3.2.- Mantenimiento Correctivo**

En este tipo de mantenimiento, también llamado mantenimiento “a rotura”, tan solo se interviene en el equipo cuando el fallo ya se ha producido. Se trata, por tanto, de una actitud pasiva, frente a la evolución del estado de los equipos, a la espera de una avería.

A pesar de que por su definición pueda parecer una actitud despreocupada de atención a los equipos, en muchas ocasiones está plenamente justificado, especialmente en aquellos casos en los que existe un bajo coste de los componentes afectados, y donde los equipos son de naturaleza auxiliar y no directamente relacionados con la producción.

Esta filosofía de mantenimiento no requiere de ninguna planificación sistemática, por cuanto no se trata de un planteamiento organizado de tareas. Sin embargo, adoptar esta forma de mantenimiento supone asumir algunos inconvenientes respecto de las máquinas y equipos afectados, entre los que pueden citarse:

- Las averías se producen generalmente de forma imprevista, lo que puede ocasionar trastornos en la producción, que pueden ir desde ligeras pérdidas de tiempo, por reposición de equipo o cambio de tarea, hasta la parada de la producción, en tanto no se repare o sustituya el equipo averiado.
- Las averías, al ser imprevistas, suelen ser graves para el equipo, con lo que su reparación suele ser costosa.
- Las averías son siempre, en mayor o menor medida, inoportunas, por lo que la reparación de los equipos averiados suele llevar más tiempo del previsto, ya sea por ausencia del personal necesario para su reparación, o ya sea por la falta de los repuestos necesarios.
- Por tratarse de averías inesperadas, el fallo podría venir acompañado de algún siniestro, lo que obviamente puede tener consecuencias muy negativas para la seguridad del personal o de las instalaciones.

### **15.3.3.- Mantenimiento Preventivo**

Pretende disminuir o evitar, en cierta medida, la *reparación* mediante una *rutina* de inspecciones periódicas y la *renovación* de los elementos deteriorados, lo que se conoce como “las tres erres del mantenimiento”. Si la segunda y la tercera no se realizan, la primera es inevitable [Gómez de León. F.C, 1998].

En las inspecciones se procede al desmontaje total o parcial de la maquina con el fin de revisar el estado de sus elementos, reemplazando aquellos que se estimen oportuno a la vista del examen realizado.

El éxito de este tipo de mantenimiento depende de la correcta elección del periodo de inspección. Un periodo demasiado largo conlleva el peligro de la aparición de fallos entre dos inspecciones consecutivas, en tanto que un periodo corto puede encarecer considerablemente el proceso productivo. El equilibrio se encuentra como solución óptima entre los costes procedentes de las inspecciones y los derivados de las averías imprevistas.

El grave inconveniente que presenta la aplicación exclusiva de este tipo de mantenimiento es el coste de las inspecciones. El desmontaje y revisión de una máquina que está funcionando correctamente o la sustitución de elementos (lubricantes, rodamientos, etc.) que no se encuentran en mal estado, parece innecesario. Por otra parte, sea cual sea el periodo

de inspección fijado, no se elimina por completo la posibilidad de una avería imprevista, si bien cuanto menor sea dicho periodo, en mayor grado se reducirá este peligro.

#### **15.3.4.- Mantenimiento Predictivo**

También conocido como “mantenimiento según estado o según condición”, surge como respuesta a la necesidad de reducir los costes de los métodos tradicionales (correctivo y preventivo) de mantenimiento. La idea básica de esta filosofía de mantenimiento parte del conocimiento del estado de los equipos. De esta manera es posible, por un lado, reemplazar los elementos cuando realmente no se encuentren en buenas condiciones operativas, suprimiendo las paradas por inspección innecesarias y, por otro lado, evitar las averías imprevistas, mediante la detección de cualquier anomalía funcional y el seguimiento de su posible evolución.

La aplicación del mantenimiento predictivo se apoya en dos pilares fundamentales:

- I) La existencia de parámetros funcionales indicadores del estado del equipo.
- II) La vigilancia continua de los equipos.

Entre las ventajas más importantes que reporta este tipo de mantenimiento pueden citarse las siguientes [Gómez de León. F.C, 1998]:

- Detectar e identificar precozmente los defectos que pudieran aparecer, sin necesidad de parar y desmontar la maquina.
- Observar aquellos defectos que solo se manifiestan sobre la maquina en funcionamiento.
- Seguir la evolución del defecto hasta que se estime que es peligroso.
- Elaborar un historial de funcionamiento de la maquina, a través de la evolución de sus parámetros funcionales y su relación con algún defecto significativo: parada, revisión, lubricación, reemplazo de algún elemento, cambio en las condiciones de funcionamiento, etc.
- Programar la parada, para la corrección del defecto detectado, haciéndola coincidir con un tiempo muerto o una parada rutinaria del proceso de producción.
- Programar el suministro de repuestos y la mano de obra



- Reducir el tiempo de reparación, ya que previamente se ha identificado el origen de la avería y los elementos afectados por la misma.
- Aislar las causas de los posibles fallos repetitivos y procurar su erradicación.
- Proporcionar criterios para una selección satisfactoria de las mejores condiciones de operación de la maquina.
- Aumentar la seguridad de funcionamiento de la maquina, y en general de toda la instalación.

Las dificultades de este tipo de mantenimiento provienen de los mismos principios en los que se basa:

- En primer lugar, no existe ningún parámetro funcional, ni siquiera una combinación de ellos, que sea capaz de reflejar exactamente el estado de una máquina, indicando de forma inmediata, mediante la aparición de signos identificadores, la presencia de un defecto incipiente, y además para todos los defectos posibles.
- En segundo lugar, no es viable una monitorización de todos los parámetros funcionales significativos para todos los equipos de una instalación.

Como consecuencia de las limitaciones anteriores pueden presentarse los siguientes inconvenientes:

- Que el defecto se produzca en el intervalo de tiempo comprendido entre dos medidas consecutivas.
- Que un defecto no sea detectado con la medición y análisis de los parámetros incluidos en el programa.
- Que aún siendo detectado un defecto, éste no sea diagnosticado correctamente o en toda su gravedad.
- Que aún habiéndose realizado un diagnóstico correcto, no sea posible programar la parada de la máquina en el momento oportuno, y sea preciso asumir el riesgo de fallo.

#### **15.3.5.- Mantenimiento Productivo Total (MPT)**

Con el MPT se intenta recoger y aplicar las tendencias más recientes en cuando a la planificación participativa integral de todas las tareas del mantenimiento, incluyendo las técnicas utilizadas y su gestión, la administración del mantenimiento, el control de los

distintos índices asociados al funcionamiento de los equipos y al conjunto de las instalaciones (fiabilidad, disponibilidad y mantenibilidad), la calidad de la producción y, finalmente, su repercusión en la economía de la empresa. Por tanto, esta filosofía de mantenimiento implica a todos los estamentos y niveles de la producción, con una estructura de planificación jerárquica que, partiendo de los objetivos últimos de la explotación, vaya desglosándose en tareas concretas hasta llegar al operador y a las actuaciones específicas sobre cada máquina y componente de las instalaciones.

Mediante el MTP se intenta, pues, abarcar una visión más amplia del mantenimiento, que recoja todos aquellos aspectos que inciden de alguna manera en la utilización de los equipos e instalaciones, y por tanto en la capacidad de producción.

#### **15.4.- Política de mantenimiento**

La política o estrategia de mantenimiento consiste en definir los objetivos técnicos y económicos específicos del servicio de mantenimiento, relativos a su responsabilidad sobre los equipos e instalaciones y encaminado a conseguir los objetivos generales de la empresa.

La puesta en práctica de una política de mantenimiento supone la aceptación de unos compromisos que afectan a los factores: humanos, técnicos y económicos.

Los objetivos operacionales, económicos, sociales y de organización de mantenimiento que se van a seguir son:

Llevar a cabo una inspección sistemática de todas las instalaciones, con intervalos de control para detectar cualquier desgaste o rotura, manteniendo los registros adecuados.

- Mantener permanentemente los equipos e instalaciones en su mejor estado, para así evitar los tiempos de parada que aumentan los costes.
- Efectuar las reparaciones de emergencia lo más pronto posible, empleando métodos sencillos de reparación.
- Prolongar la vida útil de los equipos e instalaciones al máximo.
- Proyectar mejoras en la maquinaria y equipos para disminuir las posibilidades de daño y rotura.
- Controlar los costes directos del mantenimiento mediante el uso correcto y eficaz del tiempo, materiales, mano de obra y servicios.

## **15.5.- Plan de mantenimiento**

### **15.5.1.- Análisis previo**

Los beneficios que pueden derivarse, o dicho en otros términos, las pérdidas que pueden evitarse por una buena implantación exceden con mucho la inversión inicial. A menudo la detección de defectos o problemas en los equipos mediante un adecuado sistema de mantenimiento, genera en poco tiempo un ahorro de dinero muy superior al costo de la implantación del sistema.

A la hora de implantar un Plan de Mantenimiento, es necesario comprobar la posibilidad, justificación y viabilidad de cada una de las opciones previstas, es decir, realizar un análisis minucioso de todos los detalles que implica su implantación para lograr resultados satisfactorios y evitar enfoques erróneos en cuanto al tipo de mantenimiento a aplicar en cada uno de los equipos, así como el alcance del mismo.

En primer lugar, una vez construida la línea de proceso de producción de ciclohexano, se generará una base de datos que incluya fichas técnicas para cada equipo implicado (especificaciones de diseño del equipo, datos descriptivos relevantes, sistemas auxiliares necesarios, instrumentación existente, etc). Cualquier cambio de diseño, reforma, eliminación del equipo o modificación en el seguimiento predictivo, se actualizará en la base de datos.

### **15.5.2.- Selección de equipos**

Antes de elaborar el Plan de Mantenimiento, será necesario decidir que equipos entrarán en el programa previsto. Se trata pues de clasificar los equipos atendiendo principalmente a su implicación operacional y económica.

En general, para decidir los equipos implicados se establece el criterio de seleccionar aquellos cuyo fallo supone una parada de la instalación, una disminución de su capacidad productiva, una merma de calidad o un peligro inminente.

En primer lugar, puede establecerse una clasificación entre los diferentes equipos de la línea de proceso en estudio, atendiendo a su efecto sobre el proceso productivo, con el objeto de establecer una prioridad entre ellos, de la siguiente manera:

- Equipos cuyo fallo provoca la parada del proceso productivo o afectan negativamente a la capacidad normal de producción. En el caso del presente Proyecto, estos equipos son los que se enumeran a continuación:
  - 1.- Reactores
  - 2.- Intercambiadores de calor
  - 3.- Columna de rectificación
  - 4.- Separadores
  
- Equipos cuyo fallo no provoca efectos inmediatos sobre el proceso productivo. En este caso, podrían encuadrarse en esta categoría los siguientes equipos:
  - 1.- Depósitos de almacenamiento
  - 2.- Bombas
  - 3.- Depósito acumulador
  - 4.- Compresores

De este modo, derivada de la división expuesta anteriormente, puede utilizarse la clasificación ABC de los equipos:

- Categoría A: Equipos esenciales para la producción. Su fallo provoca la parada o la pérdida inmediata de la producción, o afectan seriamente a las condiciones de seguridad de la instalación. Dentro de la línea diseñada, los equipos que se deben incluir en esta categoría son
  1. Reactores
  2. Columna de rectificación
  
- Categoría B: Equipos importantes para la producción. Su fallo no provoca efectos inmediatos en la producción, pero si el fallo persiste sus efectos si podrían resultar perjudiciales para la producción o para la seguridad de la instalación. En este caso, los equipos que pueden considerarse dentro de esta categoría son los que se detallan a continuación:
  - 1.- Intercambiadores de calor
  - 2.- Separadores

- Categoría C: El resto de los equipos. Aquí se encuadrarían los siguientes equipos:
  - 1.- Depósitos de almacenamiento
  - 2.- Bombas
  - 3.- Depósito acumulador
  - 4.- Compresores

### 15.5.3.- Mantenimiento de la línea de proceso

El funcionamiento óptimo de la línea de proceso está basada en el equilibrio entre el mantenimiento preventivo y el predictivo, lo que constituye el mantenimiento planificado (sin embargo no se descarta el mantenimiento correctivo)

El mantenimiento predictivo se aplicara a todos los equipos de la línea de producción, incluidos los equipos de reserva.

El mantenimiento preventivo que se desarrollara para línea de producción diseñada será de tres tipos:

- a. *Mantenimiento preventivo programado*: se realizaran una serie de ajustes, comprobaciones, inspecciones y sustituciones periódicas de componentes de los equipos.
- b. *Mantenimiento preventivo en paradas*: para aquellos equipos a los que se les ha detectado un deterioro incipiente que requiere una inspección en detalle.
- c. *Mantenimiento preventivo legal*: este tipo no obedece a razones técnicas sino a los plazos y a las operaciones impuestas por imperativos de la reglamentación vigente, como es el caso de las inspecciones de los extintores del sistema contra incendios.

En todo momento deben seguirse las recomendaciones de los fabricantes y establecer un cuadro de mantenimiento que se cumpla con rigidez.

Las operaciones principales de mantenimiento y conservación que se estima necesario realizar sobre los equipos empleados en la línea de proceso se recogen a continuación:

## **Equipos de la categoría A**

### **1.- Reactores**

- Inspección anual para la limpieza de elementos internos, acondicionamiento de sistema y apertura del cabezal y de la placa.
- Debido a que se trabaja a altas presiones y temperaturas, se realizará una inspección semestral por ultrasonido para comprobar el efecto de la corrosión sobre el espesor del material y el estado de las soldaduras.
- Limpieza exterior.
- Revisar las conexiones con las tuberías.
- Revisar el sistema de distribución del influente.
- Comprobar el estado del sistema de seguridad (válvula de alivio de presión de seguridad y disco de ruptura).
- Al encontrarse en el exterior, se protegerá con una nueva capa de pintura cada 5 años.
- Comprobar el estado del aislante.

- **Reposición del catalizador:**

El material catalítico contenido en los reactores (níquel soportado sobre una base de alúmina) no se regenerará durante la operación, sino que tiene una vida útil de un año. Este hecho implica una sustitución del mismo coincidiendo con la época en la cual se produce la parada anual de la línea de proceso para llevar a cabo las correspondientes inspecciones y reparaciones de equipos, instrumentación y red de tuberías.

El tiempo requerido para la reposición del catalizador es de aproximadamente unos cuatro días, tiempo en el que es necesario parar completamente las unidades de reacción llevándolas a las condiciones ambiente, limpiar los elementos internos del reactor, reponer el catalizador, proceder al proceso de activado del mismo, preparar la unidad para su puesta en marcha y alcanzar las condiciones normales de trabajo en cada una de las unidades de reacción. El proceso de descarga y carga del catalizador será desarrollado por una empresa externa especializada en dichos trabajos y autorizada para proceder a la gestión del residuo constituido por el catalizador que se repone. Esta empresa será BEFESA, empresa especializada en este tipo de trabajos.

Las operaciones principales a desarrollar para llevar a cabo la reposición del catalizador en cada una de las unidades de reacción se recoge a continuación:

- Cortar la alimentación de suministro al reactor.
- Llevar el sistema a las condiciones de operación atmosféricas.
- Aislar el sistema del resto de los equipos y dejar pasar una corriente de nitrógeno con el fin de desplazar los restos de alimentación que pudiesen quedar en el sistema.
- Desmontar el equipo y proceder a la limpieza exhaustiva de los elementos internos del reactor: tubos, juntas, cabezales y uniones.
- Introducir el catalizador en el interior de los tubos del sistema. Una vez cargado, situar las mallas metálicas en el extremo de los tubos para evitar la salida de las partículas de catalizador hacia el exterior de los mismos.
- Una vez cargado el sistema, se procede al montaje de la unidad con el fin de llevar a cabo las operaciones pertinentes para la activación del catalizador.
- Presurizar el equipo hasta alcanzar la presión de trabajo.
- Suministrar la corriente de alimentación.
- Poner en funcionamiento el sistema y, durante un par de días, proceder a la toma muestras del efluente del reactor para analizar la composición de la corriente producto.
- Alcanzadas las composiciones especificadas para la operación en cada una de las unidades de reacción, finaliza el proceso de reposición del catalizador en cada una de las unidades de reacción.
- A partir de este momento, las unidades de reacción trabajarán en continuo, según las exigencias del proceso, hasta la nueva parada proyectada para las mismas.

## ***2.- Columna de rectificación***

- Inspección anual mediante las aperturas de las bocas de hombre para la limpieza de elementos internos y conocimiento de su estado.
- Limpieza exterior e interior.
- Revisar las conexiones con las tuberías.
- Reposición de los platos deteriorados.
- Debido a que se trabaja a altas presiones y temperaturas, se realizará una inspección semestral por ultrasonido para comprobar el efecto de la corrosión sobre el espesor del material y el estado de las soldaduras
- Revisar el sistema de distribución del influente.
- Comprobar el estado del sistema de seguridad (válvula de alivios de presión de seguridad y disco de ruptura)

- Comprobación del estado de las conducciones que retornan a columna tanto por cabeza como por colas.
- Al encontrarse en el exterior, se protegerá con una nueva capa de pintura cada 5 años.
- Comprobar el estado del aislante.

### **Equipos de la categoría B**

#### ***1.- Intercambiadores de calor***

- Inspección anual para la limpieza de elementos internos, acondicionamiento del sistema y apertura del cabezal y de la placa.
- Debido a que se trabaja a altas presiones y temperaturas, se realizará una inspección semestral por ultrasonido para comprobar el efecto de la corrosión sobre el espesor del material y el estado de las soldaduras.
- Limpieza exterior.
- Revisar las conexiones con las tuberías.
- Revisar el sistema de distribución del influente.
- Comprobar el estado del sistema de seguridad (válvula de alivio de presión de seguridad y disco de ruptura).
- Al encontrarse en el exterior, se protegerá con una nueva capa de pintura cada 5 años.
- Comprobar el estado del aislante.

#### ***2.- Separadores***

- Inspección anual mediante las aperturas de las bocas de hombre para la limpieza de elementos internos y conocimiento de su estado.
- Limpieza exterior e interior.
- Revisar las conexiones con las tuberías.
- Debido a que se trabaja a altas presiones y temperaturas, se realizará una inspección semestral por ultrasonido para comprobar el efecto de la corrosión sobre el espesor del material y el estado de las soldaduras
- Revisar el sistema de distribución del influente.
- Comprobar el estado del sistema de seguridad (comprobar el estado de las conducciones de conexión a antorcha)
- Al encontrarse en el exterior, se protegerá con una nueva capa de pintura cada 5 años.



## **Equipos de la categoría C**

### ***1.- Depósitos de almacenamiento***

- Inspección semestral por ultrasonido para comprobar el efecto de la corrosión sobre el espesor del material y el estado de las soldaduras.
- Revisar las conexiones con las tuberías.
- Comprobación del estado de estanqueidad.
- Comprobación de los sistemas de seguridad y venteo.
- Inspección del aspecto superficial.
- Revisar el estado de la pantalla flotante.
- Al encontrarse en el exterior, se protegerá con una nueva capa de pintura cada 5 años.

### ***2.- Bombas***

- Control de arranque.
- Comprobar las vibraciones de los motores.
- Limpieza exterior.
- La presión en conexión con el conducto de impulsión.
- Comprobación de niveles de aceite.
- La temperatura de los motores.
- Comprobación del ajuste de la bomba y el motor.
- Comprobación de estanqueidad.
- Puesta en marcha periódica de los equipos de reserva.
- Engrase de los rodamientos.
- Comprobar automatismos.
- Comprobar intensidades, potencias y tensiones.
- Tarar térmicos.

### ***3.- Depósito acumulador***

Debido a la analogía de la estructura de este equipos con los separadores se deben realizar las mismas operaciones de mantenimiento que se desarrollan para éstos.

#### **4.- Compresores**

- Inspección anual para la comprobación del estado de los elementos internos, así como una inspección adicional siempre que se lleve a cabo una reparación.
- Reemplazar las piezas gastadas.
- Comprobar si existe alguna desviación en los elementos motrices.
- Examinar las piezas y las herramientas durante el montaje. Si existe contaminación debe lavarse y frotarse con un cepillo de bronce o de acero inoxidable.
- Comprobar el funcionamiento correcto de los controles y presiones de control, presiones y temperaturas de succión y de descarga, ruidos anormales y carga y temperatura del motor.
- Comprobación de niveles de aceite.
- Puesta en marcha periódica de los equipos de reserva.
- Comprobar intensidades, potencias y tensiones.
- Tarar térmicos.

#### **Otros elementos**

##### **1.- Instrumentación en general**

Para asegurar la fiabilidad del funcionamiento de los aparatos de medición es esencial que la limpieza, mantenimiento y calibrado de los mismos sea correcta.

- Comprobar las conexiones.
- Comprobar la alimentación eléctrica.
- Comprobar la señal de entrada a los terminales.
- Comprobar la programación.

##### **2.- Sistema de tuberías**

- Antes de su puesta en servicio es necesario someterla a prueba de presión antes de ser consideradas aptos para su uso.
- Coincidiendo con la parada general de la línea de proceso, se procederá a la limpieza interna de la red de tuberías, con el fin de eliminar posible ensuciamiento o incrustaciones.

- Debido a que se trabaja a altas temperaturas y presiones, pueden aumentar los riesgos de corrosión, por lo que se someterán las tuberías a pruebas de ultrasonido semestrales o anuales, para estudiar la evolución del espesor y ver si se produce un deterioro o pérdida de espesor por corrosión.

### **3.- Válvulas**

- Realizar revisiones periódicas con el fin de conocer el estado de las piezas que componen el interior de la válvula.
- Apretar los tornillos de la unión entre las distintas partes.
- Comprobar si están bien unidas todas sus partes.
- Controlar el ruido.
- Corregir problemas en el asentamiento e instalar nuevos discos o sellos de asiento en las válvulas que pueden repararse sin desmontar. Dentro de esta categoría se encuentran las válvulas de compuerta, globo y de retención.
- Para las válvulas de seguridad y alivio de presión y de reducción de presión deben tomarse además las siguientes precauciones: comprobar la presión de funcionamiento, verificar si hay corrosión o erosión, comprobar si existen partículas de sólidos entre el asiento y el disco, comprobar si existe vibración de la tubería o del recipiente protegido, así como que la válvula esté instalada en posición vertical.

### **4.- Herramientas y máquinas**

- Revisar regularmente el estado de las herramientas y máquinas reparando o desechando aquellas que se encuentre deterioradas.

### **5.- Mantenimiento de los extintores**

Cada tres meses:

- Es necesario comprobar su accesibilidad.
- Comprobación de carga (peso y presión).
- Estado de las partes mecánicas y comprobación del precinto.

El personal de la línea de proceso será el encargado de realizar estas actividades de mantenimiento.

Cada año:

- Verificación de carga y presión.
- Estado completo: manguera, boquilla, válvula, etc.

Estas comprobaciones las realizará el fabricante de los extintores.

Cada cuatro años:

Prueba hidráulica (retimbrado), la cual será llevada a cabo por el fabricante.

## **15.6.- Puesta en marcha**

La línea de proceso de producción está diseñada para funcionar durante 334 días al año. El resto del tiempo está planificado la parada general de la misma, con el fin de realizar las revisiones periódicas anuales de los equipos que la forman.

Una vez realizada las revisiones pertinentes, la vuelta al funcionamiento requiere realizar una serie de operaciones para condicionar la planta a las condiciones normales de trabajo.

Teniendo en cuenta que se habrá comprobado el correcto funcionamiento de todas las unidades y equipos auxiliares, es necesario preparar las unidades de reacción para alcanzar las condiciones requeridas en el transcurso de la reacción. Para ello, se procede de la siguiente forma:

En primer lugar se debe hacer pasar vapor de agua de alta presión a través de la carcasa del reactor. Una alcanzada la temperatura adecuada para el comienzo de la reacción, se introduce la alimentación de reactivos al sistema, de manera que transcurrido el periodo de tiempo oportuno, ésta ya se inicia por sí misma puesto que al ser una reacción fuertemente exotérmica, se genera la energía suficiente para poder prescindir del aporte de calor inicial que suponía el vapor de agua. En estas circunstancias el sistema se encuentra en condiciones normales de trabajo, por lo que será necesario empezar la refrigeración haciendo pasar agua de refrigeración del sistema de caldera a través de la carcasa.

## 15.7.- Costes del Mantenimiento

Los gastos necesarios para poner en marcha un plan de mantenimiento pueden dividirse en las siguientes partidas [Gómez de León, F.C, 1998]:

- Costes de la instrumentación, instalaciones y equipamiento necesario.
- Coste de las modificaciones pertinentes en los equipos y en la instalación existente.
- Coste del personal encargado de realizar la instalación del plan.
- Coste de la integración.
- Preparación y adiestramiento del personal encargado de ejecutar el plan.
- Coste del personal destinado a ejecutar el plan.
- Coste del mantenimiento del plan.

En la **Figura 15.1**, se muestra como al incrementar el grado de mantenimiento efectuado a la planta, evolucionan los costes de la inversión en el plan de mantenimiento (que obviamente aumentaran) y los costes derivados de las averías y reparaciones (que lógicamente disminuirán). La suma de ambos representa el gasto total en mantenimiento.

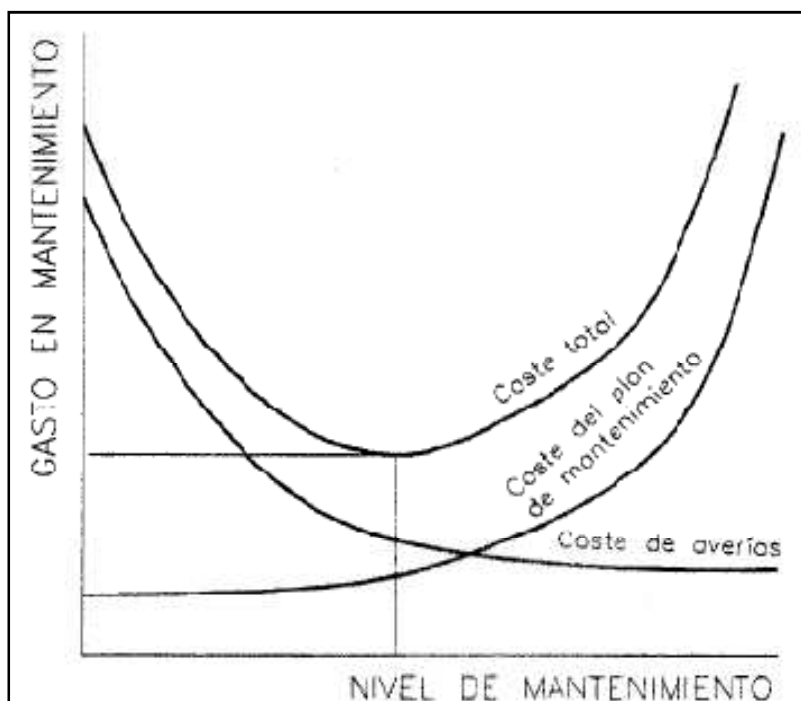


Figura 15.1: Costes del Mantenimiento (Gómez de León, F.C., 1998)

Como puede observarse, existe una zona en la que el gasto total se minimiza. Con niveles de mantenimiento por debajo de este valor, se tendría que la inversión realizada es inferior a la que produciría el nivel de mantenimiento más rentable, mientras que con inversiones superiores a las del valor referido, no disminuirían de forma rentable los costes derivados de las averías y reparaciones. Por tanto, puede afirmarse que para cada instalación existe una inversión óptima en mantenimiento, por encima de la cual si bien los costes derivados de las averías y reparaciones siguen disminuyendo, no lo hacen en la misma proporción que la inversión requerida para ello, por lo que, en definitiva, dejan de ser rentables los incrementos realizados en la inversión en mantenimiento.

## BIBLIOGRAFÍA

### ▪ Libros

- Acedo Sánchez, J. (2006). *Instrumentación y Control avanzado de Procesos*. Diez de Santos: Instituto Superior de la Energía.
- Arpe, H., J., y Weissermel, K. (1981). *Química Orgánica Industrial: Productos de partida e Intermedios más importantes*. Barcelona: Reverté
- Branan Carl, 3ª Edición. *Rules of Thumb for Chemical Engineers*. GPP Ediciones.
- Chauvel, A., y Lefebvre G. (1989). *Petrochemical Processes 2: Major oxygenated, chlorinated and nitrated derivatives*. Paris: Institut Françoise du Pétrole Publications.
- Coulson & Richardson's. (1988). *Ingeniería Química, Operaciones Básicas*. Editorial Reverté.
- Davies, D. *Cómo interpretar las finanzas de la Empresa*. Bilbao.
- Denbigh, K.G. (1986). *Teoría del Reactor Químico*. Madrid: Exedra, Alhambra S.A.
- Douglas, J.M. (1988). *Conceptual Design of Chemical Processes*. New York: Mc-Graw- Hill
- Gómez de León, F.C., (1998). *Tecnología del Mantenimiento Industrial*. Murcia: Servicio de Publicaciones de Murcia.
- Greene, Richard W. (1987). *Compresores: selección, uso y mantenimiento*. Méjico: Mc Graw-Hill.
- Greene, Richard W. (1987). *Válvulas: selección, uso y mantenimiento*. Méjico: Mc Graw-Hill
- Harriot P., Mc Cabe L., y Smith Julián C. (2006). *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química*. Mc Graw –Hill
- Henley, E.J., Seader, J.D., (1988). *Operaciones de separación por etapas de equilibrio en Ingeniería Química*. Barcelona: Ed. Reverté.
- Hollmans Mills, J., (1998). *Transferencia de calor*. Lugar de publicación: Ed. Mac Graw Hill.
- Jacquard, P, y Rapin P.J. (1997). *Instalaciones Frigoríficas*. Barcelona: Marcobomdo Boixerau Editores.
- Jones David S., y Pujadó Peter R. (2006). *Petroleum Processing*. Massachusetts: Springer Editions.

- Kern, D.Q. (1999). *Procesos de Transferencia de Calor*. Méjico: Compañía Editorial Continental.
- Levenspiel, 3º Edición. (2006). *Ingeniería de las reacciones Químicas*. Méjico: Limusa Wiley.
- Madrid Vicente, A. (1993). *Nuevo Curso de Ingeniería del Frio*. Madrid Ediciones
- Masana Tardá, J. (1966). *Ventiladores y Turbocompresores* Barcelona: Marcombo, S.A.-Ediciones Técnicas.
- Megyesy, E.F., (2001). *Manual de Recipientes a Presión. Diseño y Cálculo*. Ed. Limusa
- Mendia Urquiola, F., (1994). *Equipos de intercambio de calor*. Bilbao: Enter Vasco de la Energía.
- Othmer, Kirk. (1985). *Concise Encyclopedia of Chemical Technology*. New York: Wiley
- Perry, H., Green, R.W., y Maloney, O.J., (2001). *Manual del Ingeniero Químico*. Volumen 2. Cuarta Edición. Madrid: Ed. McGraw-Hill.
- Ramos Carpio, M.A., (1997). *Refino de Petróleo, Gas Natural y Petroquímica*. Madrid: Ed. Fundación Fomento Innovación Industria.
- Rudd D.F., y Watson Ch.C. (1976). *Estrategias en Ingeniería de Procesos*. Alhambra Editorial.
- Sadic, Kakac. (1999). *Boilers, Evaporators and Condensers*. University of Miami: A Wiley Interscience Publication
- Sanchis, J. (2007). *Introducción al control automático*.
- Santamaría Jesús M, Herguido J., Menéndez, M.A., y Monzón A. (2002). *Ingeniería de los Reactores*. España: Editorial Síntesis.
- Smith, Robin. (1995). *Chemical Processes Design*. Mc Graw-Hill
- Speight, J.G., (2002). *Chemical and Process Design Handbook*. Nueva York: McGraw-Hill Handbooks.
- Walas, Stanley M. (Capítulo 18). *Chemical Process Equipment, Selection and Design*. Butterworth-Heinemann.
- Wittcoff, H.A., y Reuben, B.G. (2002). *Productos Químicos Orgánicos Industriales. Tecnología, Formulaciones y Usos*. Volumen 2. México: Noruega Editores.



▪ **Libros electrónicos**

- Matar Ph., Sami F., Hatch Ph., y Lewis D., (2001). *Chemistry of Petrochemical Processes*. [Libro Electrónico]. Elsevier Gulf. Disponible en: [www.bibliotecauca.es](http://www.bibliotecauca.es). [Consultada el 1 de Octubre de 2008].
- *Hydrogen*. (Capítulo 2). Disponible en: [www.bibliotecauca.es](http://www.bibliotecauca.es). [Consultada el 10 de Octubre de 2008].

▪ **Artículos de Revistas Científicas**

- Coker, A.K. 2001. Selecting and sizing process compressors. *Hydrocarbon Processing*. p.39-47.
- Production of Cyclohexane. *Hydrocarbon Processing*, 1981 44(11).
- López Bahamonte, J.M., 2000. El benceno: tercera material prima de la petroquímica mundial. *Ingeniería Química*, 32(368), p85-89.
- Pallas Alberti, L., (2001). *La industria petroquímica en España*. *Revista Ingeniería química*. 379 (33), p. 79-90.
- Svreck, W.Y, y Monnery, W.D. (1993). *Desing Two- Phases Separators Within the Right Limits*. *Chemical Engineering Progress*, p.53-60.

▪ **Artículos de Revistas electrónicas**

- Carrero –Mantilla, J, y Restrepo –Llano, M., (2004). Vapor-phase chemical equilibrium for the hydrogenation of benzene to cyclohexane from reaction-ensemble molecular simulation. *Fluid Phase Equilibria*. [Internet] 219. Disponible en: [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com). [consultado 2 de Noviembre de 2008].
- Ruiz, C.A, Jasland, C. y Gani R., (1998). Energy Efficiency in high Purity of Cyclohexane Production. *Trans IcHemE*. [Internet] 76. Disponible en: [www.IchemE.com](http://www.IchemE.com). [consultado 3 de Noviembre de 2008].
- Abashar, M.E.E., y Al Rabiah, A.A., (2005). Production of Ethylene and Cyclohexane in catalytic membrane reactor. *Chemical Engineering and Processing*. [Internet] 44. Disponible en: [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com). [consultado 3 de Noviembre de 2008].

▪ **Direcciones Web**

- AOP (Asociación Española de operadores de Productos Petrolíferos. [Internet]. Disponible en: [www.elpetroleo.aop.es/Tema8/Index2.asp](http://www.elpetroleo.aop.es/Tema8/Index2.asp). [Consultado el 15 de Diciembre de 2008]
- Base de Datos de Comercio Exterior [Internet]. Disponible en Web: [www.aduanas.cameras.org/](http://www.aduanas.cameras.org/) [Consultado el 12 de Enero de 2009]
- Benceno y aromaticidad. [Internet]. Disponible en : [www.telecable.es/personales/albatros1/química](http://www.telecable.es/personales/albatros1/química). [Consultado el 10 de Octubre de 2008]
- Ciclohexano [Internet]. Disponible en: [www.obl.itcilo.org/actrav/osh.es](http://www.obl.itcilo.org/actrav/osh.es) [Consultado el 20 de Octubre de 2008]
- Ciclohexano-Química Orgánica [Internet]. Disponible en: [www.quimcaorganica.org/cicloalcanos-teoria/ciclohexano.html](http://www.quimcaorganica.org/cicloalcanos-teoria/ciclohexano.html). [Consultado el 20 de Octubre de 2008]
- Directorio de Empresas y Productos Químicos. [Internet]. Disponible en Web: [www.adinte.net/basefique/indice.htm](http://www.adinte.net/basefique/indice.htm) [Consultado el 10 de Octubre de 2008]
- Enciclopedia of Chemical Technology [Internet]. Disponible en: [webbook.nist.gov/chemistry](http://webbook.nist.gov/chemistry) [Consultado el 10 de Octubre de 2008]
- Energía, la Guía de la energía. [Internet]. Disponible en Web: [www.energuia.com/es/tarifas\\_gas.aspx](http://www.energuia.com/es/tarifas_gas.aspx) [Consultado el 30 de Enero de 2009]
- ICIS PRISING. [Internet]. Disponible en Web: [www.icispricing.com](http://www.icispricing.com) [Consultado el 12 de Enero de 2009]
- Instituto de meteorología. [Internet]. Disponible en: [www.aemet.es](http://www.aemet.es) [Consultado el 30 de Enero de 2009]
- Instituto de Recursos Naturales y Agrobiología. [Internet]. Disponible en: [www.irnase.csic.es/users/microleis/gibraltar/informes/Informe\\_VI.pdf](http://www.irnase.csic.es/users/microleis/gibraltar/informes/Informe_VI.pdf) [Consultado el 30 de Enero de 2009]
- Instituto Español de Comercio Exterior. [Internet]. Disponible en Web: [www.icex.es/icex/cda/controller/pageICEX/.html](http://www.icex.es/icex/cda/controller/pageICEX/.html) [Consultado el 12 de Enero de 2009]
- Instituto Nacional de Estadística. [Internet]. Disponible en: [www.ine.es/jaxi/menu.do?type=pcaxis&path=%2Ft35%2Fp008&file=inebase&L=0](http://www.ine.es/jaxi/menu.do?type=pcaxis&path=%2Ft35%2Fp008&file=inebase&L=0) [Consultado el 12 de Enero de 2009]

- Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo [Internet]. Disponible en: [www.insht.es/](http://www.insht.es/) [Consultado el 12 de Enero de 2008]
  - Junta de Andalucía: Conserjería de Medio Ambiente. [Internet]. Disponible en: [www.juntadeandalucia.es/medioambiente/site/web/menuitem.a5664a214f73c3df81d8899661525ea0/?vgnnextoid=b2c4399dc9276010VgnVCM1000000624e50aRCRD&vgnnextchannel=a909185968f04010VgnVCM1000001625e50aRCRD](http://www.juntadeandalucia.es/medioambiente/site/web/menuitem.a5664a214f73c3df81d8899661525ea0/?vgnnextoid=b2c4399dc9276010VgnVCM1000000624e50aRCRD&vgnnextchannel=a909185968f04010VgnVCM1000001625e50aRCRD) [Consultado el 30 de Enero de 2009]
  - Petroquímica SENER. [Internet]. Disponible en: [www.sener.gob.mx/websener](http://www.sener.gob.mx/websener). [Consultado el 15 de Diciembre de 2008]
  - PRTR-España [Internet]. Disponible en: [www.prtres.es/Tolueno,15660,11,2007.html](http://www.prtres.es/Tolueno,15660,11,2007.html) [Consultado el 20 de Octubre de 2008]
  - Renovart, el sitio del viento. [Internet]. Disponible en: [www.renovart.com/esdv/CONTENIDO\\_2\\_que\\_es\\_el\\_viento.htm](http://www.renovart.com/esdv/CONTENIDO_2_que_es_el_viento.htm) [Consultado el 30 de Enero de 2009]
  - Textos Científicos [Internet]. Disponible en: [www.textoscientificos.com/quimica](http://www.textoscientificos.com/quimica) [Consultado el 20 de Octubre de 2008]
  - Universidad de Colombia [Internet]. [www.virtual.unal.edu.co/cursos/sedes/manizales/4090002/docs\\_curso/pages/cap4/c4\\_9.htm](http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/sedes/manizales/4090002/docs_curso/pages/cap4/c4_9.htm) [Consulta 24 Octubre 2008]
- **Otros artículos**
- **Código ASME Sección VIII-1 y Sección II**, American Society of Mechanical Engineers, 2001.
  - **Código ASME B31.3**, American Society of Mechanical Engineers, 2002.
  - **Normas TEMA**, “Standards of the tubular exchanger manufacturers association”, Tubular exchanger manufacturers association inc., 1999.
  - Catálogo de normas **UNE** 1992.
  - Norma **API 650**.
  - Especificaciones de Cepsa ESP-0200-1.

# **DOCUMENTO 1:**

## **MEMORIA**

### **b. ANEXOS A LA MEMORIA**

## **INDICE**

ANEXO 1: BALANCES DE MATERIA Y ENERGÍA .....	11
1.1.- Introducción de componentes e información .....	11
1.2.- Definición de las corrientes .....	15
1.3.- Simulación del primer reactor .....	15
1.4.- Resultados del balance de materia y energía.....	17
ANEXO 2: DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR IC-01 .....	20
2.1.- Introducción .....	20
2.2.- Caracterización de la corriente de entrada .....	20
2.3.- Selección del tipo de intercambiador .....	20
2.4.- Asignación de flujos.....	21
2.5.- Cálculo del calor intercambiado.....	21
2.6.- Diagrama térmico .....	22
2.7.- Características de los tubos, tipo de intercambiador, material de diseño.....	23
2.8.- Diferencia de temperatura media logarítmica .....	23
2.9.- Balance de energía al intercambiador .....	25
2.10.- Coeficiente global de intercambio de calor.....	25
2.11.- Área necesaria .....	31
2.12.- Cálculo Número de Tubos.....	31
2.13.- Cálculo longitud de los tubos .....	32
2.14.- Tamaño de la carcasa .....	33
2.15.- Deflectores .....	33
2.16.- Diseño mecánico .....	35
2.16.1.- Espesor de los tubos .....	35
2.16.2.- Espesor de la carcasa.....	38
2.17.- Cálculo Pérdidas de Carga .....	42
2.17.1.- Pérdida de carga en el interior de los tubos.....	42
2.17.2.- Pérdida de carga en la carcasa.....	44
2.18.- Material de aislamiento .....	47
ANEXO 3: DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR IC-02 .....	48
3.1.- Introducción .....	48
3.2.- Caracterización de la corriente de entrada .....	48
3.3.- Selección del tipo de intercambiador .....	49
3.4.- Asignación de flujos.....	49
3.5.- Calor intercambiado .....	49
3.6.- Diagrama térmico .....	49
3.7.- Características de los tubos, tipo de intercambiador, material de diseño.....	50
3.8.- Diferencia de temperatura media logarítmica .....	50
3.9.- Coeficiente global de intercambio de calor.....	51

3.10.- Área necesaria .....	55
3.11.- Cálculo Número de Tubos.....	55
3.12.- Cálculo longitud de los tubos .....	56
3.13.- Tamaño de la carcasa .....	57
3.14.- Deflectores .....	57
3.15.- Diseño mecánico .....	58
3.15.1.- Espesor de los tubos .....	58
3.15.2.- Espesor de la carcasa.....	60
3.16.- Cálculo Pérdidas de Carga .....	63
3.16.1.- Pérdida de carga en el interior de los tubos.....	63
3.16.2.- Pérdida de carga en la carcasa.....	65
3.17.- Material de aislamiento .....	67
ANEXO 4: DISEÑO DEL SISTEMA DE REACCIÓN.....	68
4.1.- Selección de las condiciones de operación .....	68
4.2.- Cinética de la reacción de hidrogenación.....	81
4.3.- Cálculo de las propiedades termodinámicas del sistema .....	84
4.3.1.- Determinación de la capacidad calorífica del sistema .....	84
4.3.2.- Determinación de la entalpía de reacción .....	86
4.3.3.- Determinación del Calor de Vaporización.....	89
4.4.- Determinación de la porosidad del sistema.....	90
4.5.- Diseño del proceso de operación.....	92
4.5.1.- Refrigeración del reactor .....	92
ANEXO 5: DISEÑO DEL REACTOR R-01 .....	94
5.1.- Determinación de la expresión de diseño del reactor.....	94
5.1.1.- Balance de materia a la unidad de reacción .....	94
5.1.2.- Balance de energía a la unidad de reacción.....	99
5.1.3.- Selección de las condiciones de operación .....	104
5.2.- Determinación de las dimensiones del sistema.....	105
5.2.1.- Determinación de la longitud del lecho.....	105
5.2.2.- Determinación del diámetro del lecho .....	114
5.3.- Diseño mecánico del reactor .....	115
5.3.1.- Determinación del espesor de los tubos .....	116
5.3.2.- Determinación del espesor de la carcasa.....	118
5.3.3.- Selección del tipo de cabezal .....	124
5.3.4.- Selección del tipo de fondo .....	124
5.4.- Diseño del sistema de refrigeración .....	125
5.4.1.- Determinación del caudal de refrigeración del sistema .....	125
5.5.- Determinación de las pérdidas de carga.....	127
5.5.1.- Pérdida de carga en los tubos .....	128
5.5.2.- Determinación de las pérdidas de carga en la carcasa .....	132
5.6.- Material de aislamiento .....	137

ANEXO 6: DISEÑO DEL REACTOR R-02 .....	138
6.1.- Determinación de la expresión de diseño del reactor.....	138
6.1.1.- Balance de materia a la unidad de reacción .....	138
6.1.2.- Balance de energía a la unidad de reacción.....	139
6.1.3.- Selección de las condiciones de operación .....	139
6.2.- Determinación de las dimensiones del sistema .....	141
6.2.1.- Determinación de la longitud del reactor .....	141
6.2.2.- Determinación del diámetro del lecho .....	147
6.3.- Diseño mecánico del reactor .....	149
6.3.1.- Determinación del espesor de los tubos .....	150
6.3.2.- Determinación del espesor de la carcasa.....	151
6.3.3.- Selección del tipo de cabezal .....	157
6.3.4.- Selección del tipo de fondo .....	157
6.4.- Diseño del sistema de refrigeración .....	157
6.4.1.- Determinación del caudal de refrigeración .....	158
6.5.- Determinación de las pérdidas de carga.....	160
6.5.1.- Pérdida de carga en los tubos .....	160
6.5.2.- Determinación de la pérdida de carga en la carcasa.....	163
6.6.- Material de aislamiento .....	168
ANEXO 7: DISEÑO DEL SISTEMA DE CONDENSACIÓN CD-01 .....	169
7.1.- Selección del sistema de condensación.....	169
7.2.- Diseño del sistema de condensación .....	169
AÉREO 1 .....	170
7.2.1.- Caracterización de las corrientes.....	170
7.2.2.- Determinación de las dimensiones de los tubos.....	171
7.2.2.1.- Caracterización de la superficie aleteada .....	171
7.2.2.2.- Determinación de la longitud de los tubos .....	172
7.2.2.3.- Determinación del área de la superficie aleteada .....	181
7.2.2.4.- Determinación del espesor de los tubos .....	183
7.3.- Determinación de las características del banco de tubos .....	185
7.4.- Determinación de las pérdidas de carga a través del banco de tubos.....	188
7.5.- Caracterización del sistema de impulsión .....	189
7.5.1.- Determinación del caudal de aire .....	190
7.5.2.- Determinación del diámetro del ventilador .....	190
7.5.3.- Determinación del número de ventiladores.....	191
7.5.4.- Determinación de la potencia real de los ventiladores .....	191
AÉREO 2.....	193
7.2.1.- Caracterización de las corrientes.....	193
7.2.2.- Determinación de las dimensiones de los tubos.....	194
7.2.2.1.- Caracterización de la superficie aleteada .....	194
7.2.2.2.- Determinación de la longitud de los tubos .....	194
7.2.2.3.- Determinación del área de la superficie aleteada .....	201
7.2.2.4.- Determinación del espesor de los tubos .....	202

7.3.- Determinación de las características del banco de tubos .....	204
7.4.- Determinación de las pérdidas de carga a través del banco de tubos.....	207
7.5.- Caracterización del sistema de impulsión .....	208
7.5.1.- Determinación del caudal de aire .....	208
7.5.2.- Determinación del diámetro del ventilador.....	209
7.5.3.- Determinación del número de ventiladores.....	209
7.5.4.- Determinación de la potencia real de los ventiladores.....	209
AÉREO 3.....	211
7.2.1.- Caracterización de las corrientes.....	211
7.2.2.-Determinación de las dimensiones de los tubos.....	212
7.2.2.1.- Caracterización de la superficie aleteada .....	212
7.2.2.2.- Determinación de la longitud de los tubos.....	212
7.2.2.3.- Determinación del área de la superficie aleteada .....	219
7.2.2.4.- Determinación del espesor de los tubos .....	220
7.3.- Determinación de las características del banco de tubos .....	222
7.4.- Determinación de las pérdidas de carga a través del banco de tubos.....	225
7.5.- Caracterización del sistema de impulsión .....	226
7.5.1.- Determinación del caudal de aire .....	226
7.5.2.- Determinación del diámetro del ventilador.....	227
7.5.3.- Determinación del número de ventiladores.....	227
7.5.4.- Determinación de la potencia real de los ventiladores.....	227
7.6.- Especificaciones del sistema de aereorrefrigerantes .....	229
ANEXO 8: DISEÑO DEL SEPARADOR SP-01 .....	230
8.1.- Selección del tipo de separador.....	230
8.2.- Diseño del separador vertical .....	231
8.2.1.- Determinación de los caudales volumétricos .....	231
8.2.2.- Determinación de la velocidad de la fase vapor.....	232
8.2.3.- Determinación de los volúmenes de llenado y de vaciado.....	233
8.2.4.- Determinación del diámetro interno del equipo.....	234
8.2.5.- Determinación de la altura del equipo.....	235
8.2.5.1.- Determinación de las longitudes específicas del separador .....	235
8.2.5.2.- Determinación de la altura total .....	238
8.3.- Diseño mecánico del equipo .....	239
8.3.1.- Cálculo del espesor de la cubierta.....	239
8.3.2.- Determinación del tipo de cúpula.....	246
8.3.3.- Cálculo de las dimensiones de la cúpula.....	246
8.3.4.- Cálculo de las dimensiones del fondo inferior.....	250
8.3.5.- Dimensiones definitivas .....	253
ANEXO 9: DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR IC-03 .....	255
9.1.- Introducción .....	255
9.2.- Caracterización de la corriente de entrada .....	255
9.3.- Selección del tipo de intercambiador .....	256



9.4.- Asignación de flujos.....	256
9.5.- Calor intercambiado .....	256
9.6.- Diagrama térmico .....	256
9.7.- Características de los tubos, tipo de intercambiador, material de diseño.....	257
9.8.- Diferencia de temperatura media logarítmica .....	257
9.9.- Coeficiente global de intercambio de calor .....	258
9.10.- Área necesaria .....	262
9.11.- Cálculo Número de Tubos.....	262
9.12.- Cálculo longitud de los tubos .....	263
9.13.- Tamaño de la carcasa .....	264
9.14.- Deflectores .....	264
9.15.- Diseño mecánico .....	265
9.15.1.- Espesor de los tubos .....	265
9.15.2.- Espesor de la carcasa.....	267
9.16.- Cálculo Pérdidas de Carga .....	270
9.16.1.- Pérdida de carga en el interior de los tubos.....	270
9.16.2.- Pérdida de carga en la carcasa.....	272
9.17.- Material de aislamiento .....	274
ANEXO 10: DISEÑO DE LA COLUMNA DE RECTIFICACIÓN.....	275
10.1.- Introducción .....	275
10.2.- Diseño de la columna .....	275
10.2.1.- Alimentación de la columna.....	275
10.2.2.- Condición de alimentación.....	275
10.2.3.- Determinación del número de etapas mínimas, de la relación de reflujo y del número de etapas en equilibrio .....	276
10.2.3.1.- Número mínimo de etapas. Ecuación de Fenske.....	276
10.2.3.2.- Relación de reflujo mínima. Ecuación de Underwood .....	279
10.2.3.3.- Número de etapas de equilibrio. Estudios de Gilliland.....	282
10.2.3.4.- Posición del Plato de alimentación. Ecuación de C.G. Kirkbride.....	283
10.2.4.- Diseño de platos .....	284
10.2.4.1.- Determinación de las partes fundamentales del plato .....	284
10.2.4.2.- Pérdida de carga en el plato.....	295
10.2.4.3.- Inundación.....	300
10.2.4.4.- Lloriqueo .....	301
10.2.4.5.- Arrastre.....	302
10.2.4.6.- Descarga .....	303
10.2.4.7.- Eficacia de plato .....	304
10.2.5.- Altura de la columna .....	306
10.2.6.- Esbeltez .....	306
10.3.- Diseño mecánico de la torre .....	306
10.3.1.- Material empleado.....	306
10.3.2.- Determinación del espesor de la envolvente .....	307
10.3.2.1.- Determinación del espesor según la presión interna .....	307

10.3.3.- Determinación del espesor del fondo superior.....	314
10.3.4.- Determinación del espesor del fondo inferior.....	316
10.3.5.- Cálculo de la altura de la faldilla.....	318
10.3.6.- Altura total de la columna de rectificación.....	319
10.3.7. Faldones.....	319
10.3.8.- Aislamiento.....	320
ANEXO 11: DISEÑO DE LOS EQUIPOS AUXILIARES DE LA COLUMNA T-01.....	321
11.1.- Diseño del calderín IC-04.....	321
11.1.1.- Introducción.....	321
11.1.2.- Caracterización de la corriente de entrada.....	321
11.1.3.- Selección del tipo de intercambiador.....	322
11.1.4.- Asignación de flujos.....	322
11.1.5.- Cálculo del calor intercambiado.....	322
11.1.6.- Características de los tubos, tipo de intercambiador, material empleado.....	323
11.1.7.- Diferencia de temperatura media logarítmica.....	323
11.1.8.- Coeficiente global de intercambio de calor.....	325
11.1.9.- Área necesaria.....	328
11.1.10.- Cálculo del número de tubos.....	328
11.1.11.- Cálculo de la longitud de tubos.....	329
11.1.12.- Tamaño de la carcasa.....	330
11.1.13.- Deflectores.....	330
11.1.14.- Cálculo de la altura de barrera.....	331
11.1.15.- Cálculo del diámetro del rehervidor.....	331
11.1.16.- Parámetro L.....	332
11.1.17.- Diseño mecánico.....	332
11.1.17.1.- Espesor de los tubos.....	332
11.1.17.2.- Espesor de la carcasa.....	334
11.1.18.- Cálculo pérdidas de carga.....	337
11.1.18.1.- Pérdida de carga en el interior de los tubos.....	337
11.1.18.2.- Pérdida de carga en la carcasa.....	338
11.1.19.- Material de aislamiento.....	340
11.2.- Diseño del condensador CD-02.....	340
11.2.1.- Selección del sistema de condensación.....	340
11.2.2.- Caracterización de las corrientes.....	341
11.2.3.- Diseño del sistema de condensación.....	342
11.2.3.1.- Caracterización preliminar del equipo de condensación.....	342
11.2.3.2.- Determinación del coeficiente global de transmisión de calor.....	343
11.2.3.2.1.- Determinación del coeficiente de película del lado de los tubos.....	344
11.2.3.2.2.- Determinación del coeficiente del lado de la carcasa.....	347
11.2.4.- Determinación del área de intercambio de calor.....	367
11.2.5.- Determinación del caudal de agua de refrigeración.....	369
11.2.6.- Determinación del espesor de los tubos.....	369
11.2.7.- Determinación del espesor de la carcasa.....	372

11.2.8.- Determinación de las pérdidas de carga en el sistema .....	375
11.2.8.1.- Pérdida de carga en el interior de los tubos.....	376
11.2.8.2.- Pérdida de carga a través de la carcasa .....	377
11.3.- Diseño del separador SP-02 .....	382
11.3.1.- Selección del tipo de separador .....	382
11.3.2.- Diseño del separador vertical .....	382
11.3.2.1.- Determinación de los caudales volumétricos .....	382
11.3.2.2.- Determinación de la velocidad de la fase vapor.....	383
11.3.2.3.- Determinación de los volúmenes de llenado y de vaciado .....	384
11.3.2.4.- Determinación del diámetro interno del equipo .....	385
11.3.2.5.- Determinación de la altura del equipo .....	385
11.3.2.5.1. Determinación de las longitudes específicas del separador.....	386
11.3.2.5.2.- Determinación de la altura total .....	389
11.3.3.- Diseño mecánico del equipo .....	389
11.3.3.1.- Cálculo del espesor de la cubierta .....	390
11.3.3.2.- Determinación del tipo de cúpula .....	396
11.3.3.3.- Cálculo de las dimensiones de la cúpula.....	397
11.3.3.4.- Cálculo de las dimensiones del fondo inferior .....	400
11.3.3.5.- Dimensiones definitivas .....	403
ANEXO 12: DISEÑO DEL SISTEMA DE CONDENSACIÓN CD-03.....	405
12.1.- Selección del sistema de condensación .....	405
AÉREO 1 .....	405
12.2.- Diseño del sistema de condensación .....	405
12.2.1.- Caracterización de las corrientes.....	406
12.2.2.- Determinación de las dimensiones de los tubos.....	406
12.2.2.1.- Caracterización de la superficie aleteada .....	407
12.2.2.2.- Determinación de la longitud de los tubos .....	407
12.2.2.3.- Determinación del área de la superficie aleteada .....	416
12.2.2.4.- Determinación del espesor de los tubos .....	418
12.3.- Determinación de las características del banco de tubos .....	420
12.4.- Determinación de las pérdidas de carga a través del banco de tubos.....	423
12.5.- Caracterización del sistema de impulsión .....	424
12.5.1.- Determinación del caudal de aire .....	425
12.5.2.- Determinación del diámetro del ventilador .....	425
12.5.3.- Determinación del número de ventiladores.....	426
12.5.4.- Determinación de la potencia real de los ventiladores .....	426
AÉREO 2.....	429
12.2.1.- Caracterización de las corrientes.....	429
12.2.2.- Determinación de las dimensiones de los tubos.....	429
12.2.2.1.- Caracterización de la superficie aleteada .....	429
12.2.2.2.- Determinación de la longitud de los tubos .....	429
12.2.2.3.- Determinación del área de la superficie aleteada .....	437
12.2.2.4.- Determinación del espesor de los tubos .....	438

12.3.- Determinación de las características del banco de tubos .....	440
12.4.- Determinación de las pérdidas de carga a través del banco de tubos.....	443
12.5.- Caracterización del sistema de impulsión .....	444
12.5.1.- Determinación del caudal de aire .....	444
12.5.2.- Determinación del diámetro del ventilador.....	445
12.5.3.- Determinación del número de ventiladores.....	445
12.5.4.- Determinación de la potencia real de los ventiladores .....	445
AÉREO 3.....	447
12.2.1.- Caracterización de las corrientes.....	447
12.2.2.- Determinación de las dimensiones de los tubos.....	448
12.2.2.1.- Caracterización de la superficie aleteada .....	448
12.2.2.2.- Determinación de la longitud de los tubos.....	448
12.2.2.3.- Determinación del área de la superficie aleteada .....	455
12.2.2.4.- Determinación del espesor de los tubos .....	456
12.3.- Determinación de las características del banco de tubos .....	458
12.4.- Determinación de las pérdidas de carga a través del banco de tubos.....	460
12.5.- Caracterización del sistema de impulsión .....	462
12.5.1.- Determinación del caudal de aire .....	462
12.5.2.- Determinación del diámetro del ventilador.....	463
12.5.3.- Determinación del número de ventiladores.....	463
12.5.4.- Determinación de la potencia real de los ventiladores .....	463
AÉREO 4.....	465
12.2.1.- Caracterización de las corrientes.....	465
12.2.2.- Determinación de las dimensiones de los tubos.....	466
12.2.2.1.- Caracterización de la superficie aleteada .....	466
12.2.2.2.- Determinación de la longitud de los tubos.....	466
12.2.2.3.- Determinación del área de la superficie aleteada .....	472
12.2.2.4.- Determinación del espesor de los tubos .....	474
12.3.- Determinación de las características del banco de tubos .....	476
12.4.- Determinación de las pérdidas de carga a través del banco de tubos.....	478
12.5.- Caracterización del sistema de impulsión .....	479
12.5.1.- Determinación del caudal de aire .....	480
12.5.2.- Determinación del diámetro del ventilador.....	480
12.5.3.- Determinación del número de ventiladores.....	480
12.5.4.- Determinación de la potencia real de los ventiladores .....	481
AÉREO 5.....	483
12.2.1.- Caracterización de las corrientes.....	483
12.2.2.- Determinación de las dimensiones de los tubos.....	483
12.2.2.1.- Caracterización de la superficie aleteada .....	483
12.2.2.2.- Determinación de la longitud de los tubos.....	483
12.2.2.3.- Determinación del área de la superficie aleteada .....	490
12.2.2.4.- Determinación del espesor de los tubos .....	491
12.3.- Determinación de las características del banco de tubos .....	493
12.4.- Determinación de las pérdidas de carga a través del banco de tubos.....	496

12.5.- Caracterización del sistema de impulsión .....	497
12.5.1.- Determinación del caudal de aire .....	497
12.5.2.- Determinación del diámetro del ventilador .....	498
12.5.3.- Determinación del número de ventiladores.....	498
12.5.4.- Determinación de la potencia real de los ventiladores .....	498
12.6.- Especificaciones del sistema de aereorrefrigerantes .....	500
ANEXO 13: DISEÑO DE LOS DEPÓSITOS DE ALMACENAMIENTO .....	501
13.1.- Diseño de los depósitos de benceno .....	501
13.1.1.- Introducción .....	501
13.1.2.- Dimensiones de los depósitos .....	501
13.1.3.- Diseño mecánico .....	502
13.1.3.1.- Determinación del espesor .....	502
13.1.4.- Cubetos de retención .....	506
13.2.- Diseño de los depósitos de almacenamiento de ciclohexano.....	508
13.2.1.- Introducción .....	508
13.2.2.- Dimensiones de los depósitos .....	508
13.2.3.- Diseño mecánico .....	509
13.2.3.1.- Determinación del espesor .....	509
13.2.4.- Depósito Rundown.....	513
13.2.4.1.- Dimensiones de los depósitos .....	514
13.2.4.2.- Determinación del espesor .....	515
13.2.5.- Cubeto de retención.....	518
ANEXO 14: DISEÑO DEL SISTEMA DE TUBERÍAS EN LA LINEA DE PROCESO.....	520
14.1.- Diseño de tuberías .....	520
14.2.- Cálculo de las pérdidas de carga en tuberías.....	572
ANEXO 15: DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE IMPULSIÓN .....	608
15.1.- Introducción al diseño de bombas .....	608
LÍNEA 1: Bomba de impulsión de tanque .....	609
15.2.- Selección del tipo de bomba .....	609
15.3.- Determinación de los parámetros característicos .....	610
15.3.1.- Determinación de la potencia.....	610
15.3.1.1.- Determinación de las pérdidas de carga.....	611
15.3.1.2.- Determinación de la carga útil .....	612
15.3.2.- Determinación de la altura neta de succión positiva disponible .....	613
15.4.- Carga neta de succión positiva requerida.....	616
15.5.- Comprobación del correcto funcionamiento .....	616
LÍNEA 4: Bomba de impulsión hacia el equipo de reacción .....	617
15.2.- Selección del tipo de bomba .....	617
15.3.- Determinación de los parámetros característicos .....	617
15.3.1.- Determinación de la potencia.....	618
15.3.1.1.- Determinación de las pérdidas de carga.....	618

15.3.1.2.- Determinación de la carga útil .....	619
15.3.2.- Determinación de la altura neta de succión positiva disponible .....	620
15.4.- Carga neta de succión positiva requerida.....	621
15.5.- Comprobación del correcto funcionamiento .....	622
LÍNEA 17: Bomba de impulsión de la corriente de producto hacia la columna de destilación .....	622
15.2.- Selección del tipo de bomba .....	622
15.3.- Determinación de los parámetros característicos .....	622
15.3.1.- Determinación de la potencia.....	623
15.3.1.1.- Determinación de las pérdidas de carga.....	623
15.3.1.2.- Determinación de la carga útil .....	624
15.3.2.- Determinación de la altura neta de succión positiva disponible .....	625
15.4.- Carga neta de succión positiva requerida.....	628
15.5.- Comprobación del correcto funcionamiento .....	628
LÍNEA 27: Bomba de impulsión del reflujo .....	628
15.2.- Selección del tipo de bomba .....	628
15.3.- Determinación de los parámetros característicos .....	628
15.3.1.- Determinación de la potencia.....	629
15.3.1.1.- Determinación de las pérdidas de carga.....	629
15.3.1.2.- Determinación de la carga útil .....	630
15.3.2.- Determinación de la altura neta de succión positiva disponible .....	631
15.4.- Carga neta de succión positiva requerida.....	633
15.5.- Comprobación del correcto funcionamiento .....	634
15.6.- Diseño del depósito de acumulación.....	634
15.6.1.- Determinación del volumen del depósito acumulador.....	635
15.6.2.- Determinación de las dimensiones.....	636
15.7.- Diseño mecánico .....	638
15.7.1.- Determinación del espesor de la cubierta.....	638
15.7.2.- Determinación de las dimensiones del fondo superior .....	645
15.7.3.- Determinación de las dimensiones del fondo inferior.....	649
15.7.4.- Dimensiones definitivas .....	652
15.8.- Introducción al sistema de compresión .....	653
15.8.1.- Selección del sistema de compresión .....	654
15.9.- Diseño del compresor.....	656
15.9.1.- Determinación de la carga politrópica .....	656
15.9.2.- Determinación del trabajo suministrado .....	659
15.10.- Especificación del tipo de compresor.....	661
15.10.1.- Determinación de la velocidad específica.....	661
15.10.2.- Determinación del diámetro específico.....	662
15.10.3.- Determinación del flujo del sistema.....	664
ANEXO 16: TABLAS Y FIGURAS .....	665
ANEXO 17: CATÁLOGOS .....	705

## **ANEXO 1: BALANCES DE MATERIA Y ENERGÍA**

Para la realización de los balances de materia y energía correspondiente a los equipos que componen la línea de proceso diseñada, se ha hecho uso de un programa informático de simulación, llamado HYSYS en su versión 3.2.

El programa HYSYS ha sido desarrollado por el grupo ASPENTECH y está especialmente indicado para procesos industriales, facilitando la labor de los ingenieros y proyectistas, tanto para el planteamiento de una nueva línea de producción, como para la optimización de otras ya existentes.

Con el objetivo de agilizar los cálculos, y debido a la complejidad del trazado de las líneas del proceso por el gran número de recirculaciones existentes, se procede al empleo de este simulador, para llevar a cabo la realización de los balances de materia y energía.

A continuación, se describe detalladamente el procedimiento seguido para trabajar con el simulador.

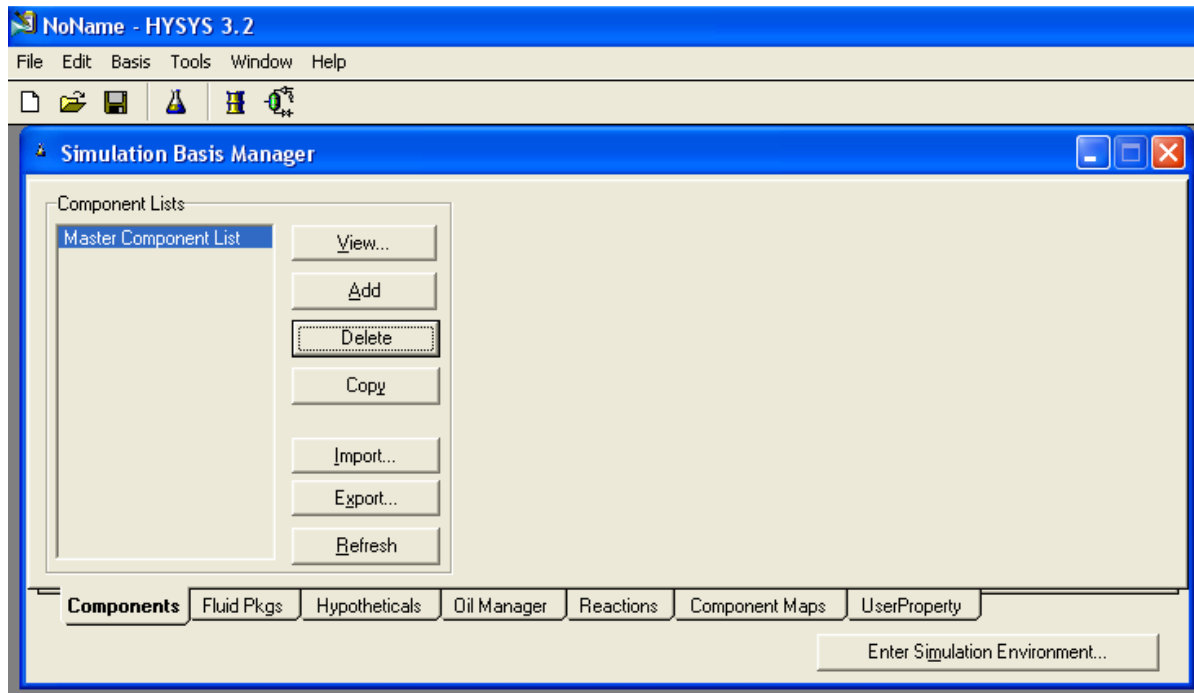
En primer lugar, es necesario introducir los compuestos que intervienen en el proceso de producción de ciclohexano, así como otra información requerida para la simulación.

En segundo lugar, se expone cómo realizar la simulación de una de las unidades que intervienen en el proceso, siendo análogo, el procedimiento a seguir en el resto de las existentes.

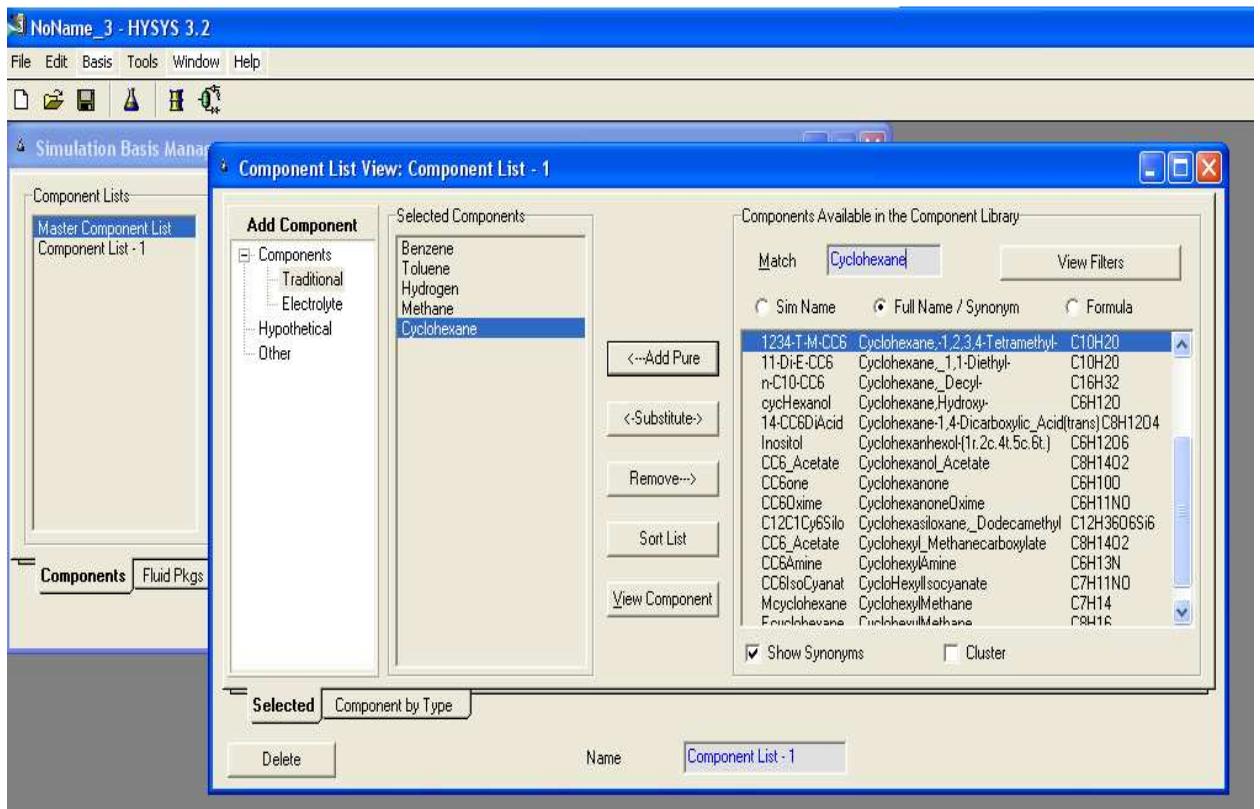
El equipo elegido para ilustrar este anexo es la primera de las unidades de reacción, por considerarse éste uno de los equipos más ilustrativos de la línea de proceso diseñada en el presente Proyecto Fin de Carrera.

### **1.1.- Introducción de componentes e información**

Se abre un nuevo documento y aparece la siguiente pantalla.

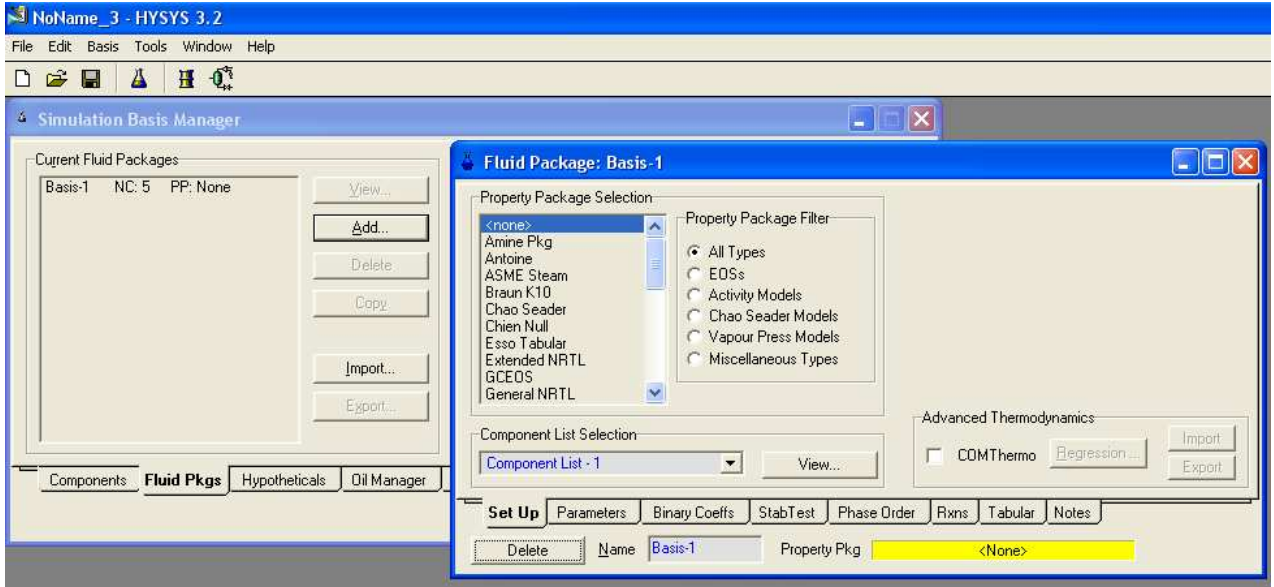


La opción “Add” despliega una lista con todos los componentes registrados en la base de datos del programa. Se añaden los correspondientes compuestos que intervienen en el proceso que se aborda en el presente Proyecto.

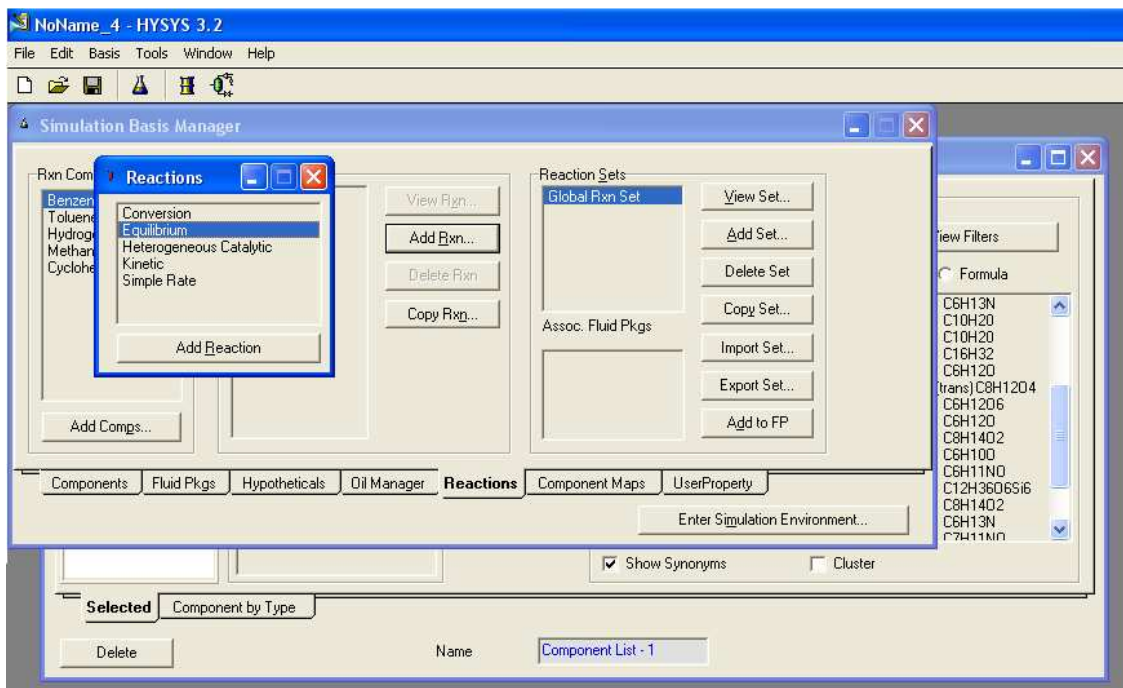




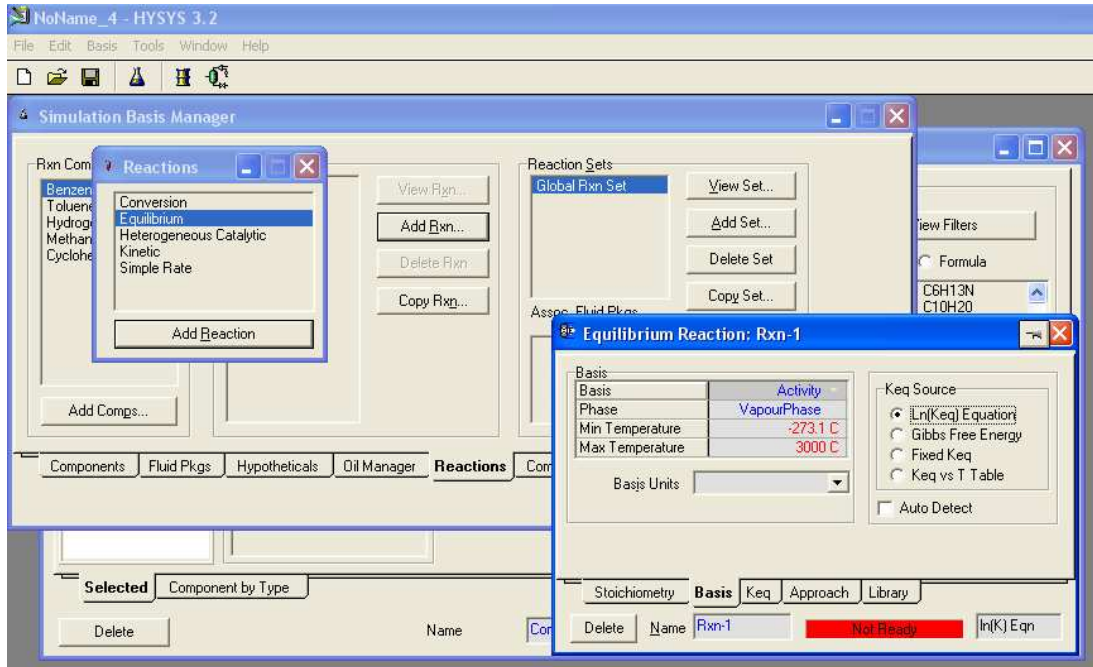
A continuación debe definirse la ecuación de estado que va a emplear el simulador para realizar los cálculos. En este caso la aconsejada es la ecuación de estado de Peng Robinson. La pestaña contigua, “Fluid Pkgs”, muestra cada una de las posibles opciones.



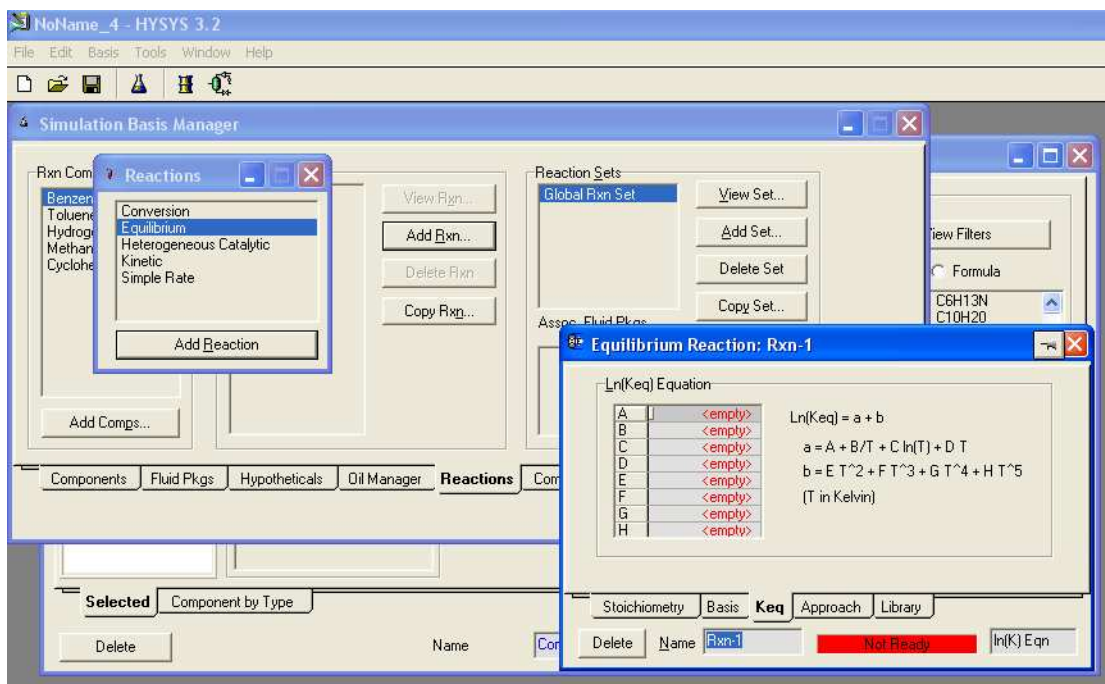
Elegida la ecuación de estado, será necesario definir la reacción. En la pestaña “Reactions”, se añade el tipo de reacción escogida, que corresponde a una ecuación de equilibrio.



Seguidamente, se define la expresión para la constante de equilibrio. Para ello, se elige la opción “Basis”, teniendo en cuenta que sigue un comportamiento logarítmico para una reacción que se desarrolla en fase vapor.



Después, se introducen los valores correspondientes a cada uno de los coeficientes de la ecuación. Estos son tomados de la **Ecuación A.4.15** del Anexo 4 del presente Proyecto Fin de Carrera.



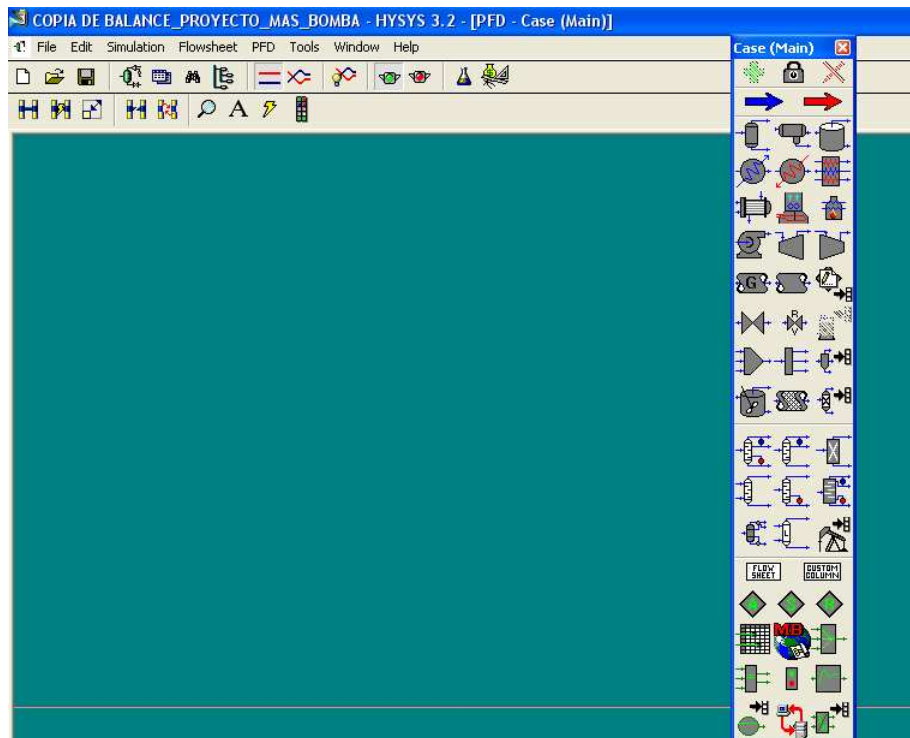
## 1.2.- Definición de las corrientes

La primera corriente que se define será la compuesta por benceno y tolueno que se introduce en los tanques. Para ello es necesario determinar la temperatura, la presión, composición y estado de las fases. El resto de los datos es suministrado por el programa con sólo ordenar la simulación.

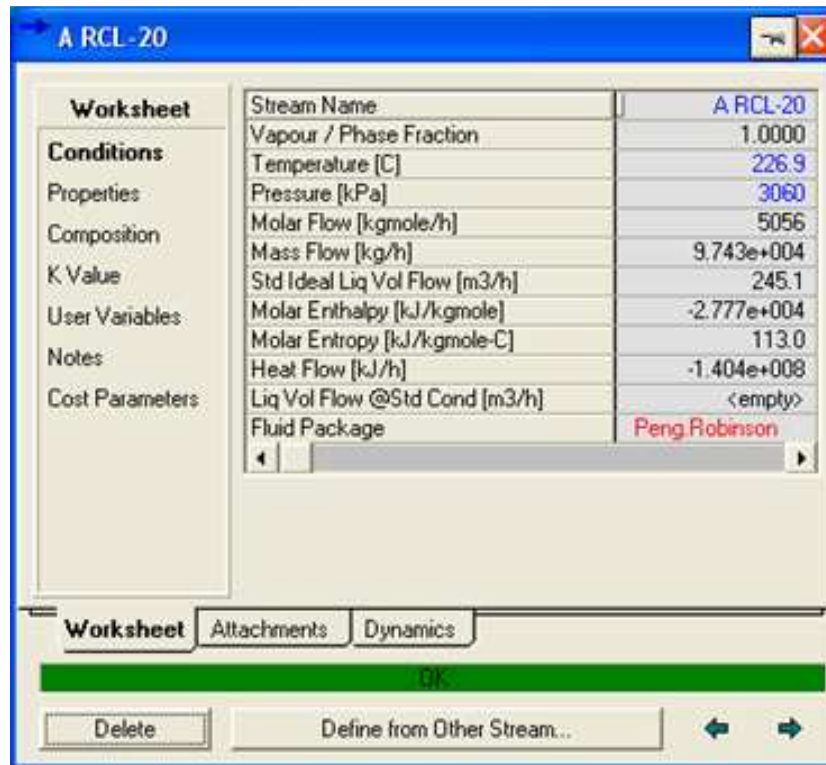
La segunda es la corriente de hidrógeno fresco, que estará formada por metano e hidrógeno. Para esta corriente se determinan los mismos parámetros que en la anterior.

## 1.3.- Simulación del primer reactor

En primer lugar, se selecciona el tipo de equipo. Pulsando la tecla F4, se despliega un panel donde aparecerá cada una de las unidades de proceso. Se toma la correspondiente a un recipiente de reacción (primera unidad de la derecha).

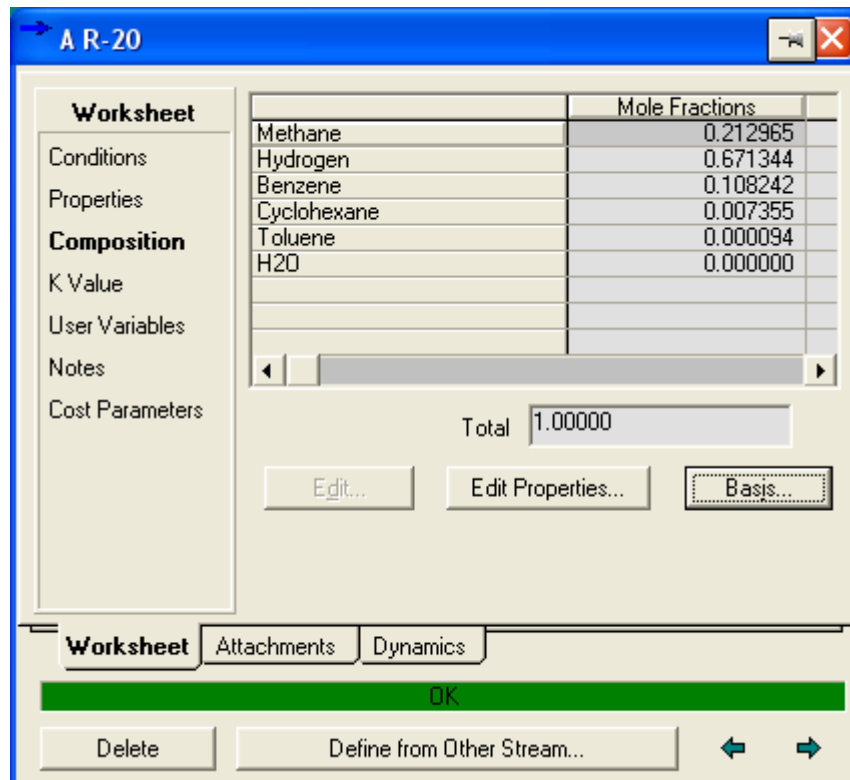


Lo primero que se define en el reactor serán las corrientes de entrada y salida. La corriente de entrada procede de las unidades anteriores. En cuanto a la corriente de salida, se le especificará el nombre, temperatura y presión.

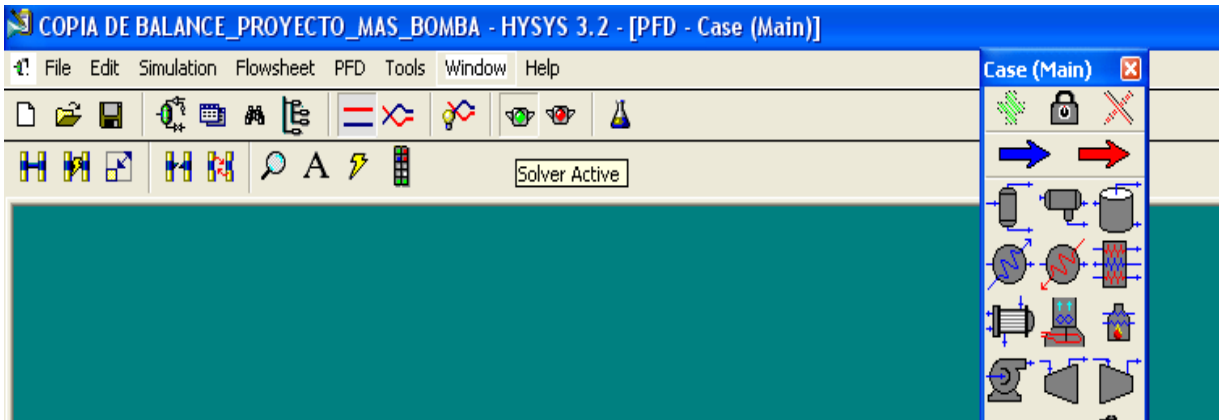


Las propiedades de la corriente están recogidas en la pestaña “Properties” y son suministradas por el propio simulador.

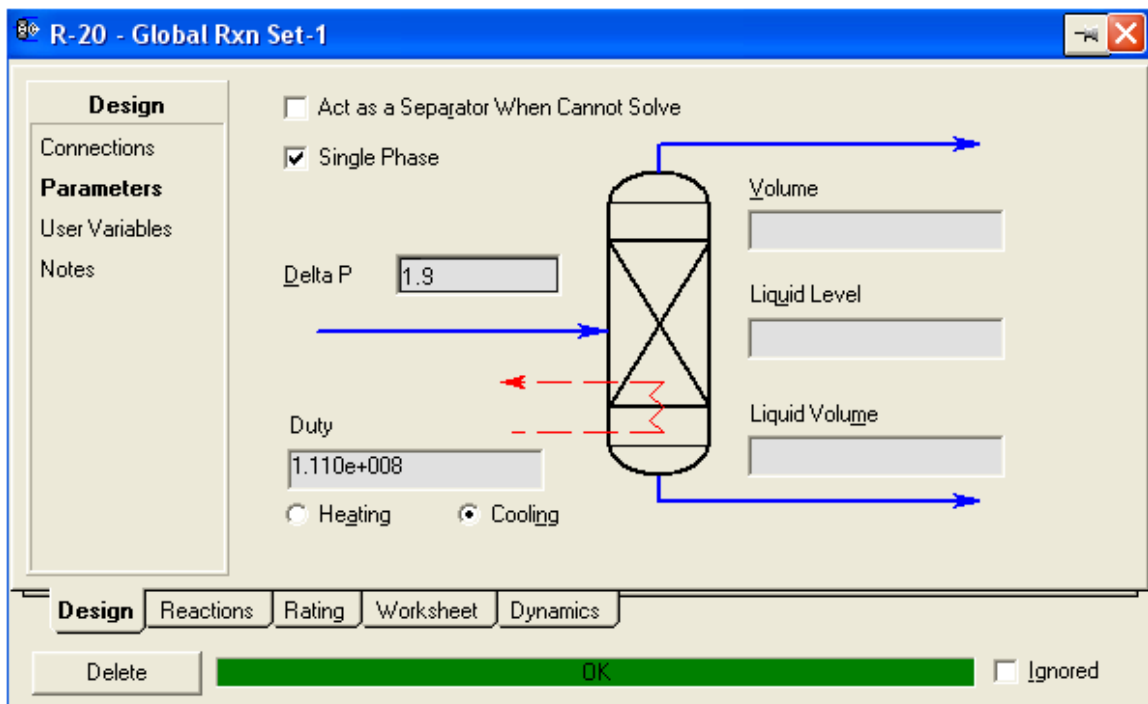
En la pestaña “Composition” es posible obtener las composiciones de las corrientes.



Para obtener los resultados correspondientes es necesario ordenar la simulación. Para ello, se acude al icono “Solver Active”.



Por último indicar que el calor intercambiado en el proceso se obtiene de los datos de la unidad en la pestaña diseño.



#### 1.4.- Resultados del balance de materia y energía

A continuación se presenta una tabla resumen de los resultados obtenidos por el simulador de los parámetros más importantes para el diseño de las unidades.

Tabla A.1.1:  
Resultados del balance de materia y de energía realizado con el simulador Hysys 3.2

Equipo	ENTRADA			SALIDA			CALOR INTERCAMBIADO		
	Q(m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> )	P(bar)	T(°C)	Q(m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> )	P(bar)	T(°C)	kJ·h <sup>-1</sup>		
Depósitos Benceno	67,87	1,2	20	67,83	1,1	20			
Intercambiador IC-01	4777	34,70	39,9	6017	33,53	96,78	2,00·10 <sup>7</sup>		
Intercambiador IC-02	6017	33,45	96,78	6967	32,64	125	4,08·10 <sup>7</sup>		
Reactor R-01	6967	32,5	125	6969	30,60	226,9	1,18·10 <sup>8</sup>		
Reactor R-02	9584	30,50	125	10410	29,6	151,9	1,14·10 <sup>7</sup>		
Condensador CD-01	9044	29,57	98,42	7518	29,42	40	3,53·10 <sup>7</sup>		
Intercambiador IC-03	804,8	34,96	45,09	1122	34,58	130	1,83·10 <sup>7</sup>		
Torre T-01	1122	23,5	130	1023,5	22,04	237,9			
Calderín IC-04	80,04	22,03	237,7	174,9	22,03	238	1,61·10 <sup>6</sup>		
Condensador CD-02	1238	21,97	60,77	1129	21,96	35	1,42·10 <sup>6</sup>		
Condensador CD-03	95,18	21,98	141,1	83,5	21,73	50	1,21·10 <sup>7</sup>		
Depósitos de ciclohexano	83,5	1,2	50						
	Q(kg·h <sup>-1</sup> )	P(bar)	T(°C)	Qlíq(m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> )	Qvap(m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> )	Pliq(bar)	Pvap(bar)	T(°C)	
Separador SP-01	7518	25,88	40	83,78	7636	25,88	25,88	39,89	
Separador SP-02	1129	21,27	35	1,938	1162	21,72	21,72	34,78	

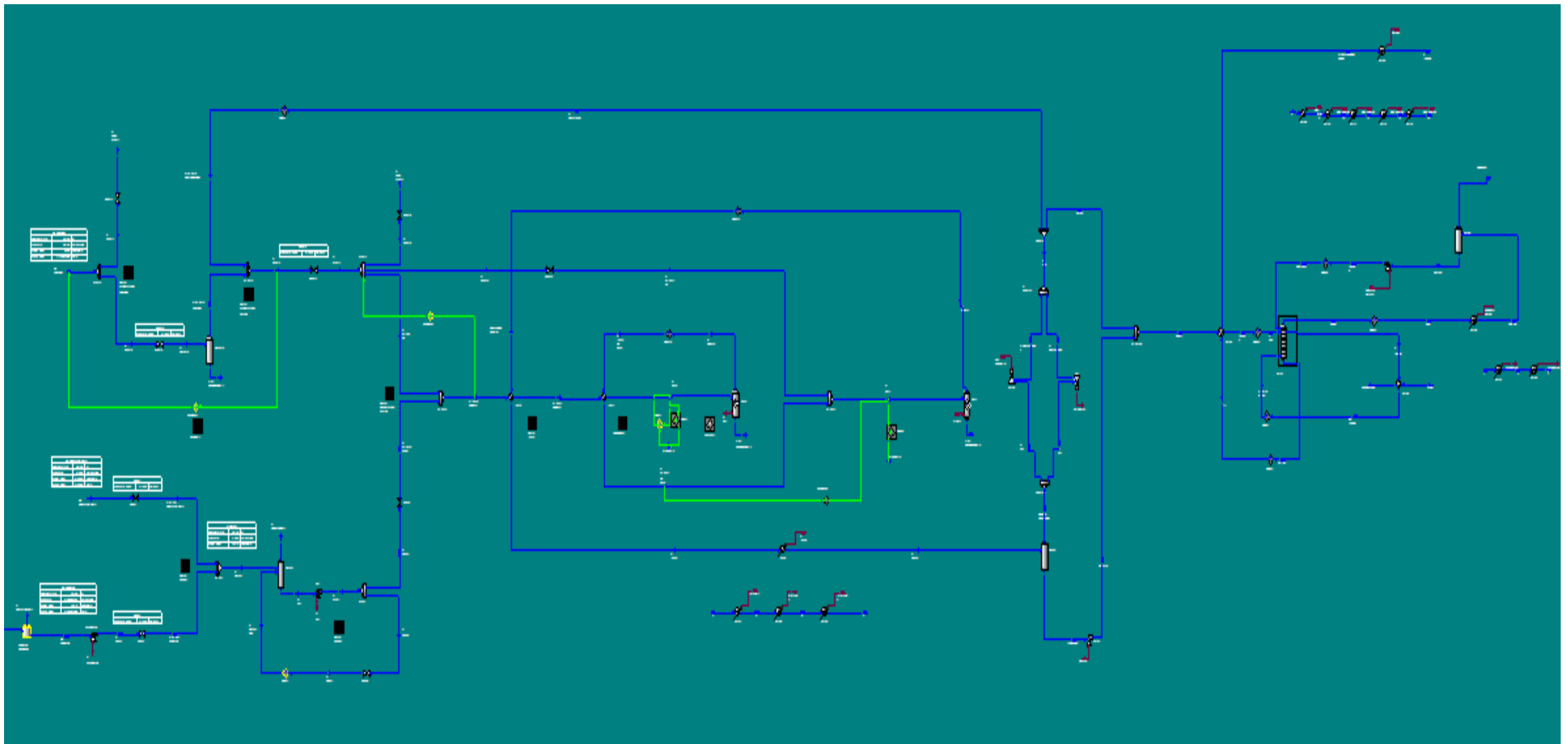


Figura A.1.1: Diagrama de la planta para la realización del balance de materia y de energía

## **ANEXO 2: DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR IC-01**

### **2.1.- Introducción**

Como se ha justificado en el **Apartado 6.1.1.1** de la Memoria Descriptiva, el intercambiador de calor elegido es del tipo carcasa y tubos. A continuación se exponen los cálculos necesarios para el diseño de este intercambiador.

### **2.2.- Caracterización de la corriente de entrada**

Como se observa en el esquema de la línea de proceso, la corriente de alimentación pasa por un primer intercambiador para elevar su temperatura de 39,90 °C hasta 96,78 °C, utilizando para ello el calor de la corriente de salida del segundo reactor.

El fluido frío se caracteriza por las siguientes propiedades físicas:

- Viscosidad media de la corriente:  $1,38 \cdot 10^{-5}$  Pa·s
- Densidad media de la corriente:  $18,30 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Temperatura de entrada: 312,90 K
- Temperatura de salida: 369,78 K
- Temperatura media: 341,34 K

En cuanto al fluido calefactor presenta las propiedades que a continuación se muestran:

- Viscosidad media de la corriente:  $2,27 \cdot 10^{-5}$  Pa·s
- Densidad media de la corriente:  $12,21 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Temperatura de entrada: 424,9 K
- Temperatura de salida: 371,42 K
- Temperatura media: 398,16 K

### **2.3.- Selección del tipo de intercambiador**

El intercambiador de calor que se elige es del tipo carcasa y tubos, por ser el más empleado en la industria química. En este intercambiador un fluido fluye por el interior de los tubos, mientras que el otro fluido es forzado a través de la carcasa y sobre el exterior de los



tubos. Para asegurar que el fluido por el lado de la carcasa fluya a través de los tubos e induzca una mayor transferencia de calor, se colocan deflectores o placas verticales.

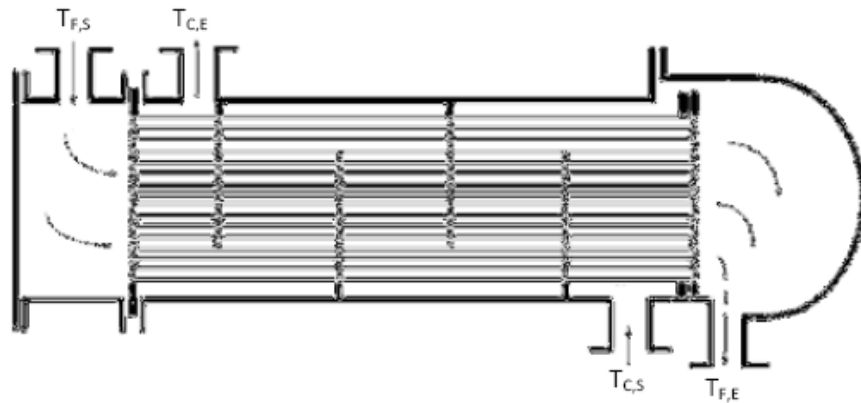


Figura A.2.1: Intercambiador de calor de carcasa y tubos (Mendía Urquiola, 1994)

## 2.4.- Asignación de flujos

Los criterios para decidir qué fluido circula por el lado de los tubos y cual por la carcasa fueron expuestos en la Memoria Descriptiva en el **Apartado 6.2.3.1**.

Según estos criterios, se asigna la corriente de alimentación, formada por los reactivos, para su circulación por el interior de los tubos del intercambiador, y la corriente de salida del reactor o fluido caliente circulará por el lado de la carcasa, dado la presión de la alimentación y su composición en benceno.

## 2.5.- Cálculo del calor intercambiado

Si se aplica el balance de energía al intercambiador se obtiene:

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad [A. 2.1]$$

Para cualquiera que sea el tipo de aparato utilizado, si sólo se consideran las condiciones de entrada y de salida de los fluidos, se puede establecer el balance térmico global del aparato escribiendo que la cantidad de calor  $Q$  pérdida por el fluido caliente es igual a la que gana el fluido frío, si se desprecian las pérdidas térmicas.

Para el fluido frío se tiene la ecuación:

$$Q = \dot{m}_F \cdot C_{p_F} \cdot \Delta T_F \quad [A. 2.2]$$

Y la ecuación para el fluido caliente:

$$Q = \dot{m}_C \cdot C_{pC} \cdot \Delta T_C \quad [A. 2.3]$$

Donde:

- Q: es el calor intercambiado entre los fluidos.
- $\dot{m}_F$ : es el caudal másico del fluido frío.
- $\dot{m}_C$ : es el caudal másico del fluido caliente.
- $C_{pF}$ : es el calor específico del fluido frío.
- $C_{pC}$ : es el calor específico del fluido caliente.
- $\Delta T_F$ : es la diferencia de temperatura que experimenta la corriente fría.
- $\Delta T_C$ : es la diferencia de temperatura que experimenta la corriente caliente.

En el presente Proyecto Fin de Carrera, los balances de materia y energía se han realizado mediante el simulador Hysys versión 3.2, de manera que se toma el dato del calor intercambiado entre los fluidos de la simulación de la línea de proceso, obteniéndose un valor de:

$$Q = 5.563.200,55 \text{ J/s}$$

## 2.6.- Diagrama térmico

En el diagrama térmico que se presenta a continuación se observa la variación de temperatura que experimenta los fluidos.

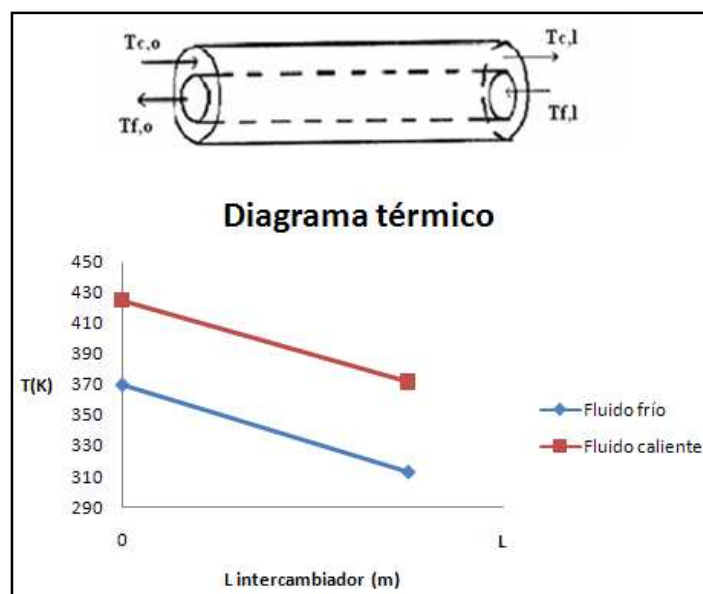


Figura A.2.2: Diagrama térmico del intercambiador de calor

## 2.7.- Características de los tubos, tipo de intercambiador, material de diseño

- Se escoge un intercambiador de calor de tipo coraza y tubos, con un paso por carcasa.
- Se eligen tubos de diámetro exterior 0,75 pulgadas y diámetro interno de 0,532 pulgadas.
- Configuración triangular a 1 pulgada.
- Acero inoxidable SA-240 (AISI 316L).

## 2.8.- Diferencia de temperatura media logarítmica

La evolución de la temperatura de cada fluido a partir de la temperatura de entrada de cada fluido, condiciona directamente el valor medio. El estudio de la diferencia media de temperatura en un aparato se efectuará suponiendo que el coeficiente global de transmisión  $U$  es constante, así como los calores específicos de los fluidos.

La temperatura media logarítmica (LMTD) viene dada por la **Ecuación A.2.4**, donde los subíndices C y F se refieren a las corrientes de fluido caliente y frío respectivamente, y O y L a la longitud del intercambiador.

$$LMTD = \frac{(T_{C,L} - T_{F,L}) - (T_{C,O} - T_{F,O})}{\ln \frac{(T_{C,L} - T_{F,L})}{(T_{C,O} - T_{F,O})}} \quad [A. 2.4]$$

Se sustituyen los valores de temperatura de los fluidos en la ecuación anterior obteniéndose:

$$LMTD = \frac{(371,42 - 312,90) - (424,90 - 369,78)K}{\ln \frac{(371,42 - 312,90)}{(429,90 - 369,78)}} = 56,80 K$$

Para intercambiadores de carcasa y tubos de pasos múltiples, como es el caso de este intercambiador, resulta conveniente introducir un factor denominado, factor de corrección de tal manera que la diferencia de temperatura media logarítmica ( $\Delta T_m$ ) queda:

$$\Delta T_m = F \cdot LMTD$$

Donde F es el factor de corrección, el cual depende de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada y de salida de las corrientes de fluido caliente y fría.

Se dispone de figuras donde se da el factor de corrección F para las configuraciones comunes de los intercambiadores de carcasa y tubos en función de las razones P y R entre dos temperaturas, definida como:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

En donde los subíndices 1 y 2 se refieren a la entrada y la salida, respectivamente. Para un intercambiador de calor de carcasa y tubos, T y t representan las temperaturas del lado de la carcasa y del lado del tubo, respectivamente.

Según estas expresiones, se obtiene para este intercambiador:

$$P = \frac{369,78 - 312,9}{424,9 - 312,9} = 0,51$$

$$R = \frac{424,9 - 371,42}{369,78 - 312,9} = 0,94$$

Con esta información, recurriendo al gráfico que se presenta a continuación, se tiene que el factor de corrección es F=0,84.

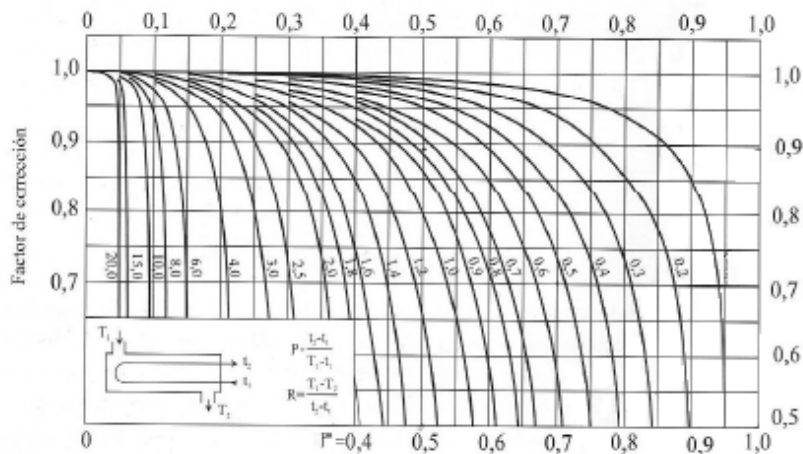


Figura A.2.3: Factor de corrección F para intercambiadores de calor 1-2 (Mendía Urquiola, 1994)

Y por tanto la diferencia de temperatura media logarítmica es:

$$\Delta T_m = 0,84 \cdot 56,80 \text{ K} = 47,71 \text{ K}$$

## 2.9.- Balance de energía al intercambiador

La velocidad de transferencia de calor en un intercambiador también se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton de enfriamiento como:

$$Q = U \cdot A_s \cdot \Delta T_m \quad [A. 2.5]$$

Siendo:

- Q: el calor intercambiado entre fluidos en  $\text{J}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- U: el coeficiente global de transferencia de calor en  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ .
- $A_s$ : el área de transferencia de calor expresado en  $\text{m}^2$ .
- $\Delta T_m$ : una diferencia promedio apropiada de las temperaturas entre los fluidos en K.

## 2.10.- Coeficiente global de intercambio de calor

Un intercambiador de calor está relacionado con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida. En primer lugar, el calor se transfiere de fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared por conducción y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección. Cualesquiera efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

Esta red de resistencias térmicas asociadas con este proceso de transferencia de calor contiene dos resistencias a la convección y una a la conducción. Si los subíndices i y o se refieren a las superficies interior y exterior de los tubos, la resistencia térmica total queda:

$$R = R_{total} = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad [A. 2.6]$$

Donde  $k_m$  es la conductividad térmica del material de la pared y L es la longitud del tubo. Si se combinan todas las resistencias que se encuentran en la trayectoria del flujo de calor de fluido caliente hacia el frío en una sola resistencia R, se puede expresar la transferencia de calor entre los dos fluidos como:

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = U \cdot A \cdot \Delta T = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T = U_o \cdot A_o \cdot \Delta T \quad [A.2.7]$$

Siendo  $h$  el coeficiente individual de convección, la ecuación anterior se convierte en:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_o \cdot A_o} = R = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad [A.2.8]$$

El rendimiento de los intercambiadores de calor suele deteriorarse con el paso del tiempo como resultado de la acumulación de depósitos sobre las superficies de transferencia de calor. La capa de depósitos representa una resistencia adicional para la transferencia y hace que disminuya la velocidad de la misma. El efecto neto de estas acumulaciones sobre la transferencia de calor se representa por un factor de incrustación  $R_f$ , el cual es una medida de la resistencia térmica introducida por la incrustación. El factor de incrustación depende de la temperatura de operación y de la velocidad de los fluidos, así como de la duración del servicio. La incrustación se incrementa al aumentar la temperatura y disminuir la velocidad.

Para un intercambiador de calor de carcasa y tubo, se puede expresar como:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_o \cdot A_o} = R = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{f,i}''}{A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{R_{f,o}''}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad [A.2.9]$$

El coeficiente global de intercambio de calor no tiene significado a menos que se especifique el área sobre la cual se basa. A continuación se expresa el coeficiente global de intercambio de calor referido al área exterior y en función del diámetro interior y exterior de los tubos, teniendo en cuenta el área de intercambio de calor de un cilindro, esto es  $A = \pi \cdot D \cdot L$ .

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + R_{f,i}'' \frac{D_o}{D_i} + \frac{D_o \cdot \ln(r_o/r_i)}{2 \cdot k_m} + R_{f,o}'' + \frac{1}{h_o} \quad [A.2.10]$$

A continuación se calcula el coeficiente global de intercambio de calor basado en el área exterior.

**Coefficiente de película interna ( $h_i$ )**

El coeficiente individual de transmisión de calor se halla mediante el Nusselt que se define como:

$$Nu_d = \frac{h \cdot D_i}{k} \quad [A. 2.11]$$

Donde Nu es el número de Nusselt,  $D_i$  el diámetro interior del tubo y k la conductividad térmica del fluido.

Para determinar Nu, existen correlaciones que dependen directamente del número de Reynolds. Se calcula primero el Reynolds para la corriente que circula por el interior de los tubos, mediante la expresión:

$$Re = \frac{4 \cdot W_m}{\mu \cdot \pi \cdot D_i} \quad [A. 2.12]$$

Donde:

- $W_m$ : es el caudal másico del fluido que circula por el interior de los tubos en  $kg \cdot s^{-1}$ .
- $\rho$ : es la densidad del fluido expresado en  $kg \cdot m^{-3}$ .
- $D_i$ : es el diámetro interior de los tubos en m.

Se presenta una tabla con los valores necesarios para calcular el coeficiente individual de transmisión de calor.

Tabla A.2.2:  
Propiedades de los compuestos del fluido que circula por los tubos

<b>Propiedades</b>	<b>Unidades</b>	<b>Benceno</b>	<b>Tolueno</b>	<b>Ciclohexano</b>	<b>Metano</b>	<b>Hidrogeno</b>
Composición	-	0,108	0,000094	0,00736	0,213	0,671
Pr	-	2,630	5,333	7,882	0,738	0,710
k	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	0,0142	0,122	0,114	0,040	0,198
$\mu$	Pa·s	$8,63 \cdot 10^{-6}$	$3,60 \cdot 10^{-4}$	$4,86 \cdot 10^{-4}$	$1,24 \cdot 10^{-5}$	$9,79 \cdot 10^{-6}$

La viscosidad de cada compuesto se ha obtenido mediante la **Figura A.16.1** del Anexo 16. En cuanto al Prandtl y la conductividad térmica de cada componente se han tomado de las

**Tablas A.16.6, A.16.7 y A.16.8** del Anexo 16. La composición de la corriente se obtiene del simulador Hysys. Destacar que las propiedades siguientes se toman a la temperatura media entre la entrada y la salida ( $T_m=341,34$  K).

A continuación se calculan las propiedades de esta corriente como una media ponderada de las propiedades de cada compuesto multiplicadas por su composición.

$$Propiedad = \sum_o^i propiedad_i \cdot composición_i$$

En la siguiente tabla se muestra el valor de cada una de las propiedades anteriores en la corriente fría:

Tabla A.2.3:  
Propiedades de la corriente de circulación por el interior de los tubos

<b>Propiedades</b>	<b>Valores</b>
T <sub>m</sub>	341,34 K
Pr	0,977
K	0,144 W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
μ	1,38·10 <sup>-5</sup> Pa·s
W <sub>m</sub>	27,1 kg·s <sup>-1</sup>
D <sub>i</sub>	0,0135 m

Se calcula el número de Reynolds:

$$Re = \frac{4 \cdot 27,1 \frac{kg}{s}}{1,38 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s \cdot \pi \cdot 0,0135 m} = 1,85 \cdot 10^8$$

El Re obtenido es mayor a 10.000, por lo que se considera flujo turbulento. Se elige la siguiente expresión para el Nu [Mendia Urquiola, 1994]:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot Pr^n \quad [A. 2.13]$$

Donde Pr es el número de Prandtl, el cual se calcula como el cociente de la difusividad de la cantidad de movimiento y la difusividad térmica. Con respecto a n en este caso toma un



valor de 0,4, ya que al circular el fluido caliente por la carcasa, la temperatura superficial de los tubos estará a mayor temperatura que el fluido frío que circula por el interior de los tubos.

Sustituyendo en la **Ecuación A.2.13**:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (1,85 \cdot 10^8)^{4/5} \cdot 0,977^{0,4} = 9,36 \cdot 10^4$$

Despejando el coeficiente individual de película interna de la **Ecuación A.2.11**, se obtiene:

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{D_i} = \frac{9,36 \cdot 10^4 \cdot 0,144 \frac{W}{m \cdot K}}{0,0135 m} = 9,99 \cdot 10^5 W/m^2 \cdot K$$

**Factor de incrustación interno ( $R_{f,i}$ ) y externo ( $R_{f,o}$ )**

Estos dos factores adquieren un valor de  $0,0004 m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$  y  $0,0002 m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$  respectivamente [Mendía Urquiola, 1994].

**Coefficiente de película externa ( $h_o$ )**

Se calcula de la misma manera que el coeficiente de película externa. En la siguiente tabla se adjuntan los datos necesarios para determinar este coeficiente. La viscosidad de cada compuesto se ha obtenido mediante la **Figura A.16.1** del Anexo 16. En cuanto al Prandtl y la conductividad de cada componente se han tomado de las **Tablas A.16.6, A.16.7 y A.16.8** del Anexo 16. La composición de la corriente se obtiene del simulador Hysys versión 3.2.

Tabla A.2.4:  
Propiedades de los componentes de la corriente que circula por carcasa

<b>Propiedades</b>	<b>Unidades</b>	<b>Tolueno</b>	<b>Ciclohexano</b>	<b>Metano</b>	<b>Hidrogeno</b>
Composición	-	0,000082	0,103	0,283	0,614
Pr	-	4,448	6,360	0,737	0,710
k	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	0,106	0,103	0,048	0,220
$\mu$	Pa·s	$2,07 \cdot 10^{-4}$	$1,16 \cdot 10^{-4}$	$1,41 \cdot 10^{-5}$	$1,09 \cdot 10^{-5}$

El valor de estas propiedades en la corriente que pasa por carcasa se calcula, como se ha realizado en el caso del fluido que circula por tubos, como una media ponderada de dichas propiedades.

Tabla A.2.5:  
Propiedades de la corriente de circulación por carcasa

<b>Propiedades</b>	<b>Valores</b>
T <sub>m</sub>	398,16 K
Pr	1,29
k	0,159 W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
μ	2,27·10 <sup>-5</sup> Pa·s
W <sub>m</sub>	32,70 kg·s <sup>-1</sup>
D <sub>o</sub>	0,0191 m

Tabulados estos datos, se procede al cálculo del coeficiente individual de transferencia exterior:

$$Re = \frac{4 \cdot 32,7 \frac{kg}{s}}{2,27 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s \cdot \pi \cdot 0,0191 m} = 9,60 \cdot 10^7$$

$$Nu_d = 0,023 \cdot (9,60 \cdot 10^7)^{4/5} \cdot 1,29^{0,4} = 6,19 \cdot 10^4$$

$$h_o = \frac{Nu_D \cdot k}{D_o} = \frac{6,19 \cdot 10^4 \cdot 0,159 \frac{W}{m \cdot K}}{0,0191 m} = 5,15 \cdot 10^5 W/m^2 \cdot K$$

### **Conductividad térmica del material k<sub>m</sub>**

Para hallar la resistencia a la conducción, es necesario determinar la conductividad térmica del material. Teniendo en cuenta el material de los tubos, que es acero inoxidable SA-240, y la temperatura máxima de las corrientes, interpolando para dicha temperatura se obtiene según **Tabla A.16.9** del Anexo 16 una conductividad de:

$$k_m = 16,36 W/m \cdot K$$

Con estas propiedades, se calcula el coeficiente de transmisión de calor mediante la **Ecuación A.2.10**:

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_o} &= \frac{0,0191 \text{ m}}{9,99 \cdot 10^5 \frac{W}{K \cdot m^2} \cdot 0,0135 \text{ m}} + 0,0004 \frac{K \cdot m^2}{W} \cdot \frac{0,0191 \text{ m}}{0,0135 \text{ m}} \\ &+ \frac{0,0191 \text{ m} \cdot \ln\left(\frac{0,009525}{0,00676}\right)}{2 \cdot 16,36 \frac{W}{K \cdot m}} + 0,0002 \frac{K \cdot m^2}{W} + \frac{1}{5,15 \cdot 10^5 \frac{W}{K \cdot m^2}} \\ &= 9,67 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot K/W \end{aligned}$$

$$U_o = 1,03 \cdot 10^3 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

## 2.11.- Área necesaria

Se obtiene el valor de  $A_o$ , que es el área de intercambio necesaria, despejando de la ecuación general de transmisión de calor, **Ecuación A.2.5**:

$$A_{necesaria} = \frac{Q}{U_o \cdot \Delta T_m} \quad [A. 2.14]$$

Siendo:

- Q: el calor intercambiado entre los fluidos en  $J \cdot s^{-1}$ .
- $U_o$ : el coeficiente global de intercambio de calor en  $W \cdot m^2 \cdot K^{-1}$ .
- $\Delta T_m$ : la diferencia de temperatura media logarítmica expresado en K.

$$A_{necesaria} = \frac{5563200,55 \frac{J}{s}}{1,03 \cdot 10^3 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 47,71 \text{ K}} = 113 \text{ m}^2$$

## 2.12.- Cálculo Número de Tubos

La expresión que permite calcular el número de tubos necesarios para el intercambio de calor requerido, está relacionada con la velocidad de circulación del fluido que pasa por el interior de los tubos:

$$N_{tubos} = \frac{m_f}{v \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \cdot \rho} \quad [A. 2.15]$$

Donde:

- v: es la velocidad de paso del fluido ( $20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ).
- $\rho$ : es la densidad de la corriente fría ( $18,30 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ).

Para la velocidad del fluido, se elige una velocidad recomendada atendiendo a la **Tabla A.16.19** del Anexo 16. Se considera la corriente como vapor sobrecalentado y la presión del sistema está comprendida entre 101 y 900 psi para un diámetro de conducción de hasta 6 pulgadas. Se toma un valor de  $20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , ya que es el valor más adecuado para no obtener una pérdida de calor en el intercambiador demasiado elevada [Mendia Urquiola, 1994].

$$N_{\text{tubos}} = \frac{27,10 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{20 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \frac{\pi \cdot 0,0135^2 \text{ m}^2}{4} \cdot 18,30 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 516$$

Para el intercambio de calor utilizado, se necesitan al menos 516 tubos. Teniendo en cuenta la **Tabla A.16.14** del Anexo 16, se toman 534 tubos, que corresponde a dos pasos por tubo y un diámetro de carcasa de 0,686 metros. En cuanto al pitch tiene un valor de 1 pulgada.

### 2.13.- Cálculo longitud de los tubos

La longitud de los tubos, L, será función del diámetro exterior de los tubos y del área de intercambio necesario para calentar la corriente hasta la temperatura deseada, que se corresponde al área de un cilindro.

$$A_o = \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N_t$$

$$L = \frac{A_o}{\pi \cdot D_o \cdot N_t}$$

Sustituyendo los términos ya conocidos en la ecuación anterior:

$$L = \frac{113 \text{ m}^2}{\pi \cdot 0,0191 \text{ m} \cdot 534} = 3,53 \text{ m} = 11,58 \text{ ft}$$

Se toma una longitud normalizada para los tubos del intercambiador y se tiene que la longitud ha de ser de 12 pies. Luego los tubos han de tener un diámetro externo de 0,75 pulgadas y una longitud de 3,66 metros.

## **2.14.- Tamaño de la carcasa**

El tamaño de la carcasa se elige considerando un paso por carcasa y tomando un número de tubos de 534. Según la **Tabla A.16.14** del Anexo 16, la carcasa para estas condiciones del intercambiador tendrá un diámetro de 0,686 metros.

## **2.15.- Deflectores**

Los deflectores son tabiques que se colocan en el lado de la carcasa para que el fluido circule lo más perpendicular posible al haz de tubos, mejorándose así la transmisión de calor.

El número de deflectores se calcula como el cociente entre la longitud de los tubos y el espaciamiento entre deflectores.

$$N_c = \frac{l}{P_{def}} \quad [A. 2.16]$$

Para la separación entre placas ( $P_{def}$ ), las normas TEMA establecen una separación mínima y máxima que debe existir entre las placas deflectoras.

La separación mínima entre deflectores ( $P_{def,min}$ ) será el mayor de estos valores:

- 1/5 del diámetro interior de la carcasa (0,1372 m).
- 2 in (0,0508 m).

En este caso, se opta por el primero de los valores, esto es  $P_{def,min}=0,1372$  m.

La separación máxima viene dada por la siguiente tabla teniendo en cuenta el diámetro exterior y el material de los tubos.

Tabla A.2.6:  
Separación máxima entre placas deflectoras (Normas TEMA)

Tube OD	Tube Materials and Temperature Limits ° F ( ° C)	
	Carbon Steel & High Alloy Steel, 759 (399) Low Alloy Steel, 850 (454) Nickel-Copper, 600 (316) Nickel, 850 (464) Nickel-Chromium-Iron, 1000 (538)	Aluminum & Aluminum Alloys, Copper & Copper Alloys, Titanium Alloys At Code Maximum Allowable Temperature
1/4 (6.4)	26 (660)	22 (559)
3/8 (9.5)	35 (889)	30 (762)
1/2 (12.7)	44 (1118)	38 (965)
5/8 (15.9)	52 (1321)	45 (1143)
3/4 (19.1)	60 (1524)	52 (1321)
7/8 (22.2)	69 (1753)	60 (1524)
1 (25.4)	74 (1880)	64 (1626)
1-1/4 (31.8)	88 (2235)	76 (1930)
1-1/2 (38.1)	100 (2540)	87 (2210)
2 (50.8)	125 (3175)	110 (2794)

Por tanto la separación máxima entre deflectores será de 1,524 metros (60 in).

Finalmente se considera como espaciamento entre los deflectores el número entero más próximo (en dm) a la media entre los calculados.

$$P_{def} = \frac{0,1372 \text{ m} + 1,524 \text{ m}}{2} = 0,8 \text{ m} = 31 \text{ in}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.2.16**, el número de deflectores es:

$$N_c = \frac{3,66 \text{ m}}{0,8 \text{ m}} = 4,6$$

Un número decimal de deflectores no tiene sentido, se elige la unidad mayor más cercana, por tanto el número de deflectores del intercambiador serán cinco.

$$N_c = 5$$

Las normas TEMA establecen el espesor de los deflectores mediante la **Tabla A.2.7**, a partir del diámetro de la carcasa (0,686 m) y el espaciamento entre placas (31 in).

Tabla A.2.7:  
Espesor de deflector es (Normas TEMA)

Nominal Shell ID		Plate Thickness					
		Unsupported tube length between central baffles. End spaces between tubesheets and baffles are not a consideration.					
		12 (305) and Under	Over 12 (305) to 24 (610) Inclusive	Over 24 (610) to 36 (914) Inclusive	Over 36 (914) to 48 (1219) Inclusive	Over 48 (1219) to 60 (1524) Inclusive	Over 60 (1524)
6 - 14 (152-356)	1/16 (1.6)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	
15 - 28 (381-711)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	
29 - 38 (737-965)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	
39 - 60 (991-1524)	1/4 (6.4)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)	
61 - 100 (1549-2540)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)	

Por tanto el espesor es de 0,25 in (6,4 mm).

Por último, con respecto al diámetro de la deflectora será ligeramente inferior al de la carcasa y posee un segmento libre igual al 25% del diámetro interior de la carcasa  $D_c$ .

## 2.16.- Diseño mecánico

En este apartado se fijarán los espesores que deben tener los tubos y la carcasa del cambiador de calor.

### 2.16.1.- Espesor de los tubos

Dado que los tubos que conforman el intercambiador de calor no son más que conducciones de pequeño diámetro, para determinar el espesor requerido por presión interna se empleará la misma ecuación que para el cálculo del sistema de tuberías de la línea de proceso, esto es, se realizará el cálculo según del Código ASME B31.3. De acuerdo a este código, el espesor se calcula mediante la siguiente expresión:

$$t = \frac{P_D \cdot D_o}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)}$$

Si se tiene en cuenta el sobreespesor de corrosión y la tolerancia de fabricación, la expresión anterior queda:

$$t = \left( \frac{P_D \cdot D_o}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)} + C \right) \cdot \frac{1}{1 - (M/100)} \quad [A.2.17]$$

Donde:

- $P_D$ : es la presión de diseño.
- $D_o$ : es el diámetro exterior de la tubería.
- $S$ : es la tensión máxima permisible.
- $E$ : es la eficiencia de la soldadura.
- $Y$ : es un coeficiente que depende del material de la tubería y de la temperatura de diseño.
- $C$ : es el margen por corrosión.
- $M$ : es la tolerancia de fabricación.

A continuación se calculan cada una de las variables de la **Ecuación A.2.17**:

▪ Presión de diseño ( $P_D$ )

La presión de diseño se obtiene añadiendo un 10% a la presión máxima de operación:

$$P_{oper} = 503,15 \text{ psi}$$
$$P_D = 1,1 \cdot P_{oper} = 1,1 \cdot 503,15 \text{ psi} = 553,47 \text{ psi}$$

▪ Diámetro exterior ( $D_o$ )

El diámetro exterior de los tubos del intercambiador es 0,75 pulgadas (Ver **Tabla 6.2** de la Memoria).

▪ Tensión máxima admisible ( $S$ )

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME B31.3, para tuberías de SA-240 sometidas a una temperatura de hasta 300 °F (temperatura inmediatamente superior a la máxima temperatura que circula por los tubos) la tensión máxima admisible tiene un valor de  $S=20000$  psi (consúltese **Tabla A.16.12** del Anexo 16).

▪ Eficiencia de la soldadura ( $E$ )

El término de eficiencia de la soldadura se refiere a la disminución que sufre la resistencia a la tracción del material debido a la ineficiencia mecánica de la unión soldada. Según la tabla UW-12 del Código ASME VIII-Div.1, para una junta a tope de doble cordón de soldadura o mediante otro método con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de



material depositado sobre la superficie exterior e interior de la pieza, el valor para la eficiencia de junta se considera igual a la unidad,  $E=1$ .

- Factor Y

Teniendo en cuenta que la temperatura de diseño del intercambiador no excede los 900 °F y que los tubos están construidos en acero inoxidable (SA-240), según la **Tabla A.16.16** del Anexo 16, el factor Y toma un valor de 0,4.

- Margen de corrosión (C)

Según el Código ASME VIII-Div.1, para diseñar unidades de proceso que puedan ser sometidas a corrosión, erosión o abrasión mecánica, es necesario definir un margen de corrosión, capaz de predecir el desgaste del espesor, asegurando que la vida útil del equipo sea la prevista.

Los cálculos se deben realizar siempre bajo condiciones corroídas, para garantizar así la validez de los mismos, siempre y cuando no se supere el margen de corrosión esperado. En el caso de recipientes en los que sea predecible el desgaste por corrosión, la vida esperada del recipiente será la que determine el margen. Un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año es satisfactorio para recipiente y tuberías. Con respecto a la vida deseada de un recipiente, se trata más bien de una cuestión económica. Los recipientes principales o mayores se diseñan para una vida larga de operación (de 15 a 20 años), mientras que los equipos secundarios o menores se diseñan para periodos más cortos (entre 8 y 10 años) [Megyesy. E.F., 2001]. Para el intercambiador de calor se considera un valor moderado para la vida de operación, principalmente por razones de seguridad, así que tomaremos un periodo de 15 años. El margen de corrosión se tomará como el valor del desgaste producido durante la vida de servicio. Este margen valdrá la mitad que en el caso del resto de tuberías de la línea de proceso, ya que se trata de tuberías secundarias o menores cuya tiempo de vida se estima en 10 años y no en 15 como es el caso de este equipo. Por lo tanto,  $C=0,005$  in/año.

$$C = 15 \text{ años} \cdot 0,005 \text{ in/año} = 0,075 \text{ in} = 0,1905 \text{ cm}$$

- Tolerancia de fabricación (M)

Las tuberías sin costura tienen una tolerancia considerable en el espesor, que varía de unos materiales a otros. Concretamente, en el caso de los tubos diseñados, la tolerancia en el espesor de pared es de -12,5%.

Sustituyendo todos los valores de las variables explicadas en la **Ecuación A.2.17**:

$$t = \left( \frac{553,47 \text{ psi} \cdot 0,75 \text{ in}}{2 \cdot (20000 \text{ psi} \cdot 1 + 553,47 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,097 \text{ in}$$

Por lo que el espesor elegido para los tubos será de 12 BWG (0,109 in), ya que es el espesor estándar inmediatamente superior al calculado, como puede verse en la **Tabla A.16.15** del Anexo 16, además de tratarse de un espesor muy común de los tubos de un intercambiador de calor.

### 2.16.2.- Espesor de la carcasa

Para el cálculo del espesor necesario de la carcasa del intercambiador se han considerado como determinantes los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna. Antes de iniciar el cálculo se indican una serie de datos básicos:

- Espesor mínimo de pared:

Bien por norma o por código, se debe fijar un valor mínimo de espesor:

- Exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}(mm) = 2,5 + C$$

$$t_{min} = 2,5 \text{ mm} + 1,905 \text{ mm} = 4,405 \text{ mm} = 0,4405 \text{ cm} = 0,173 \text{ in}$$

- Según la fórmula para aceros inoxidables:

$$t_{min}(mm) = 3 \text{ mm}$$

$$t_{min} = 3 \text{ mm} = 0,118 \text{ in}$$

Por razones de seguridad, se elige el mayor valor de espesor mínimo de la carcasa. Luego se comprobará que el espesor mínimo de pared es menor que el espesor de pared obtenido.

- Presión de diseño ( $P_D$ )

La presión de diseño es la presión que se considera para diseñar el equipo. Es aconsejable diseñar el recipiente y sus componentes para una presión mayor a la de operación. Para ello se utiliza el mayor de dos valores:

- Una presión de diseño de 30 psi ( $2,1 \text{ kg}\cdot\text{cm}^2$ ).
- Un 10% más de la presión de operación.

$$P_{oper} = 429,2 \text{ psi}$$
$$P_D = 1,1 \cdot P_{oper} = 1,1 \cdot 429,2 \text{ psi} = 472 \text{ psi}$$

El valor mayor corresponde con la presión tomada como el 10% más de la presión de operación, luego la presión de diseño será 472 psi.

- Temperatura de diseño ( $T_D$ )

Para calcular la temperatura de diseño se considera:

$$T(^{\circ}\text{C}) = T_{m\acute{a}x.operaci\acute{o}n} + 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

En el caso del intercambiador de calor, la temperatura máxima de operación en el interior del equipo es  $151,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , luego:

$$T(^{\circ}\text{C}) = 151,9 \text{ }^{\circ}\text{C} + 20 \text{ }^{\circ}\text{C} = 171,9 \text{ }^{\circ}\text{C} = 341,41 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

- Tensión máxima admisible (S)

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME, para carcasas de acero tipo SA-240 sometidas a una temperatura de hasta  $400 \text{ }^{\circ}\text{F}$  (temperatura inmediatamente superior a la de diseño), se tiene que  $S = 19300 \text{ psi}$  (véase **Tabla A.16.12** del Anexo 16).

- Eficiencia de la soldadura (E)

El valor para la eficiencia de junta se considera, según la tabla UW-12 del código ASME VIII–Div.1, para una junta a tope con doble cordón de soldadura o mediante otro método con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado, y siendo una junta examinada por zonas, con un valor de  $E = 0,85$ .

Para el cálculo del espesor se requiere saber el tipo de tensiones a que está sometido el recipiente. Para ello se muestra a continuación una tabla con las tensiones posibles que pueden afectar al intercambiador.

Tabla A.2.8:  
Tensiones que influyen en el equipo (Megyesy, E.F., 2001)

	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		TENSIONES LONGITUDINALES	
	TRACCIÓN	COMPRESIÓN	TRACCIÓN	COMPRESIÓN
<b>CARGA</b>				
<b>Peso</b>				X
<b>Viento</b>			X	X
<b>Seísmo</b>			X	X
<b>Presión interior</b>	X		X	
<b>Presión exterior</b>				

Dado que la tensión debida a viento y seísmo es despreciable frente a la ejercida por la presión interior, se considera tan solo la presión interior para realizar el cálculo de espesor. A pesar de este cálculo, posteriormente se seleccionan los espesores comercialmente, tomando entonces un margen de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo.

Según el Código ASME VIII- Div.1, existen dos expresiones distintas para calcular el espesor de la envolvente cilíndrica. Esto es debido a que existen dos tipos de tensiones a los que puede estar sometido el recipiente, y son la tensión circunferencial y longitudinal. Para determinar el espesor adecuado de la carcasa, se halla el espesor necesario para soportar cada una de dichas tensiones y se toma en consideración el mayor de los dos valores obtenidos.

Seguidamente se muestran los datos necesarios para hallar el espesor de la carcasa del intercambiador.

- $P_D = 472 \text{ psi}$
- $D_C = 27 \text{ in}$
- $S = 19300 \text{ psi}$
- $E = 0,85$
- $C = 0,075 \text{ in}$

***Tensiones circunferenciales***

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_D} \quad [A. 2.18]$$

Donde:

- $P_D$ : es la presión de diseño interna (incluida la debida a la altura de la columna de liquido) expresada en psi.
- $R$ : es el radio interior de la envoltente expresada en in.
- $S$ : es la máxima tensión admisible en psi.
- $E$ : es la eficiencia de junta.
- $C$ : es el margen de corrosión expresada en in.

Sustituyendo los datos se obtiene:

$$t_{circ} = \frac{472 \text{ psi} \cdot 13,5 \text{ in}}{19300 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 472 \text{ psi}} = 0,395 \text{ in}$$

***Tensiones longitudinales***

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P_D} \quad [A. 2.19]$$

Sustituyendo los datos en la ecuación se obtiene:

$$t_{long} = \frac{472 \text{ psi} \cdot 13,5 \text{ in}}{2 \cdot 19300 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 472 \text{ psi}} = 0,193 \text{ in}$$

Con estos espesores calculados se toma el de mayor valor, esto es, el espesor necesario para soportar las tensiones circunferenciales. A este espesor, se suma el desgaste por corrosión.

$$t_{carcasa} = 0,395 \text{ in} + 0,075 \text{ in} = 0,47$$

$$t_{carcasa} = 0,47 \text{ in} = 1,19 \text{ cm}$$

Por último se comprueba el espesor mínimo.

$$t_{obtenido} = 1,19 \text{ cm} = 0,47 \text{ in} > t_{min} = 0,4405 \text{ cm} = 0,173 \text{ in}$$

Por tanto, como este espesor obtenido es mayor que el espesor mínimo establecido para aceros inoxidable, el espesor mínimo para la carcasa será el calculado, es decir, 0,47 in.

Comercialmente se tomará el inmediatamente superior.

$$t_{carcasa} = 0,48 \text{ in} = 0,012 \text{ m} = 1,2 \text{ cm}$$

## **2.17.- Cálculo Pérdidas de Carga**

El valor de esta pérdida de carga es función de la velocidad de circulación de los fluidos y de sus características físicas: densidad y viscosidad, así como de la geometría del aparato. La dualidad transmisión de calor-pérdida de carga, se resalta por el hecho de que un aumento del número de Reynolds provoca simultáneamente, un aumento de la transmisión y de la caída de presión.

### **2.17.1.- Pérdida de carga en el interior de los tubos**

Para el interior de los tubos, la pérdida de carga se calcula mediante la ecuación de Fanning.

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{D_i \cdot \rho} \quad [A. 2.20]$$

Siendo:

- f: el factor de fricción.
- G: velocidad másica en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- L: longitud de los tubos del intercambiador en m.
- $D_i$ : diámetro interior de los tubos en m.
- $\rho$ : densidad del fluido que circula por los tubos en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ .

La velocidad másica se puede expresar mediante la siguiente expresión:

$$G = \frac{4 \cdot M \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \quad [\text{A. 2.21}]$$

Donde:

- M: es el caudal másico en  $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- $n_t$ : es el paso por los tubos.
- $N_t$ : es el número de tubos del intercambiador de calor.
- $D_i$ : es el diámetro interior de los tubos en m.

En la tabla siguiente se muestran los datos necesarios para determinar la pérdida de carga en el interior de los tubos.

Tabla A.2.9:  
Parámetros para la determinación de la pérdida de carga

<b>Propiedades</b>	<b>Valores</b>
nt (paso por los tubos)	2
l (longitud de los tubos)	3,66 m
Nt (número de tubos)	534
M (caudal másico)	27,1 $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
$D_i$	0,0135 m
$\mu$	1,38 $\cdot 10^{-5}$ Pa·s
$\rho$	18,30 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$

Sustituyendo los datos de la tabla:

$$G = \frac{4 \cdot 27,1 \frac{kg}{s} \cdot 2}{\pi \cdot 0,0135^2 m^2 \cdot 534} = 709,09 kg/m^2 \cdot s$$

El factor de fricción  $f$ , se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.16.4** del Anexo 16). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa.

La rugosidad relativa se halla mediante la **Figura A.16.5** del Anexo 16. Para aceros comerciales se obtiene una rugosidad relativa  $\varepsilon/d=0,0003$ .

El  $Re$  se calcula a partir de la velocidad másica,

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu}$$

$$Re = \frac{0,0135 m \cdot 709,09 \frac{kg}{m^2 \cdot s}}{1,38 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 693.673,80$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción  $f = 0,015$ .

Sustituyendo en la ecuación de pérdida de carga, **Ecuación A.2.20**:

$$\Delta P_t = \frac{0,015 \cdot 709,09^2 \frac{kg^2}{m^4 \cdot s^2} \cdot 3,66 m}{0,0135 m \cdot 18,30 \frac{kg}{m^3}} = 111.735,25 kg/m \cdot s^2$$

Y convertido en bares:

$$\Delta P_t = 1,117 bar$$

### 2.17.2.- Pérdida de carga en la carcasa

La determinación de la pérdida de carga en el exterior de los tubos se realiza mediante el método de CERN:

$$\Delta P_c = \frac{f_c \cdot G_c^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_c}{\rho \cdot D_e} \quad [A. 2.23]$$



Donde:

- $f_c$ : es el factor de fricción en la carcasa.
- $G_c$ : es la velocidad másica en la carcasa.
- $N_c$ : es el número de deflectores.
- $D_c$ : es el diámetro de la carcasa.
- $D_e$ : es el diámetro equivalente.

La velocidad másica se calcula en este caso a partir de la expresión:

$$G_c = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot (D_c^2 - N_t \cdot D_o^2) \cdot X} \quad [A. 2.24]$$

En este caso,  $M$  es el caudal másico del fluido que circula por la carcasa, correspondiente a  $32,7 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .

El término asignado a  $X$  se refiere al cociente del área del segmento libre de la deflectora a sección de la carcasa, es decir, el cociente entre el Pitch y el diámetro exterior de los tubos.

$$X = \frac{1 \text{ in}}{0,75 \text{ in}} = 1,33$$

Como se calculó anteriormente, el diámetro de la carcasa es  $0,686 \text{ m}$  y el número de tubos que comprende es  $534$ . Sabiendo que el diámetro exterior de los tubos es  $0,0191 \text{ m}$ , sustituyendo en la **Ecuación A.2.24**:

$$G_c = \frac{4 \cdot 32,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\pi \cdot (0,686^2 \text{ m}^2 - 534 \cdot 0,0191^2 \text{ m}^2) \cdot 1,33} = 113,51 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$$

Si la viscosidad de la corriente que circula por la carcasa es de  $2,27 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ , el Reynold toma un valor de:

$$Re = \frac{D_c \cdot G_c}{\mu}$$

$$Re = \frac{0,686 \text{ m} \cdot 113,51 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}}{2,27 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 3,43 \cdot 10^6$$

- *Determinación de  $f_c$*

De nuevo el factor de fricción se halla mediante la gráfica de Moody. Con una rugosidad relativa  $\varepsilon/d = 0,0002$  y el Re calculado anteriormente se determina un factor  $f_c = 0,014$ .

El número de deflectores calculado en el **Apartado 2.15** de este Anexo, es de 5 deflectores.

- *Determinación de  $D_e$*

El diámetro equivalente de la carcasa se define considerando que, a pesar de los deflectores, el flujo se produce a través de los tubos, en vez de transversalmente. En consecuencia será cuatro veces el área de la sección transversal del flujo, según esta hipótesis, dividido por perímetro mojado y a través del cual se produce la transmisión de calor.

$$D_e = 4 \cdot \left\{ \frac{(4 \cdot P_t^2 / 3) - (\pi \cdot D_o^2 / 8)}{\pi \cdot D_o / 2} \right\} \quad [A.2.25]$$

$$D_e = 4 \cdot \left\{ \frac{(4 \cdot 0,0254^2 / 3) - (\pi \cdot 0,0191^2 / 8)}{\pi \cdot 0,0191 / 2} \right\} = 0,096 \text{ m}$$

La densidad de la corriente caliente es tomada del simulador Hysys y posee un valor de  $12,21 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .

Sustituyendo en la ecuación de pérdida de carga en la carcasa, **Ecuación A.2.23** se obtiene:

$$\Delta P_c = \frac{0,014 \cdot 113,51^2 \frac{\text{kg}^2}{\text{s}^2 \cdot \text{m}^4} \cdot (5 + 1) \cdot 0,686 \text{ m}}{12,21 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,096 \text{ m}} = 633,41 \text{ kg/m} \cdot \text{s}^2$$

$$\Delta P_c = 0,00633 \text{ bar}$$

Sumando las dos pérdidas de carga calculadas para el exterior e interior de los tubos se obtiene una pérdida total de presión de :

$$\Delta P_{total} = 1,117 \text{ bar} + 0,00663 \text{ bar} = 1,123 \text{ bar}$$

## **2.18.- Material de aislamiento**

Para el aislamiento del intercambiador se usará lana de roca, ya que cubre las necesidades técnicas del equipo y se trata de un material que de forma más económica cubre los requerimientos del proceso y del recipiente. Se aísla la carcasa externa del intercambiador y se recubrirá el aislante con una chapa de aluminio. En la **Tabla A.16.33** del Anexo 16, se muestran los espesores estándar para lana de roca en función del intervalo de temperatura de operación.

Según esto, para una temperatura máxima de operación en la carcasa de hasta 151,9 °C, se obtiene un espesor de lana de roca de 50 milímetros.

## **ANEXO 3: DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR IC-02**

### **3.1.- Introducción**

Antes de comenzar el diseño de este segundo intercambiador, matizar que se seguirá la misma metodología llevada a cabo en el intercambiador IC-01. A continuación se exponen los cálculos del intercambiador de calor de carcasa y tubos IC-02.

### **3.2.- Caracterización de la corriente de entrada**

Tal y como se puede observar en el diagrama de flujo de la línea de proceso, la corriente previamente calentada en el intercambiador de calor IC-01 elevará su temperatura de 96,78 °C a 125 °C, aprovechando para ello la temperatura que lleva la corriente de salida del primer reactor.

Las propiedades físicas que caracterizan el fluido frío son:

- Viscosidad media de la corriente:  $1,26 \cdot 10^{-5}$  Pa·s
- Densidad media de la corriente:  $15,09 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Temperatura de entrada: 369,78 K
- Temperatura de salida: 398 K
- Temperatura media: 383,89 K

En cuanto al fluido calefactor presenta las propiedades siguientes:

- Viscosidad media de la corriente:  $1,43 \cdot 10^{-5}$  Pa·s
- Densidad media de la corriente:  $14,96 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Temperatura de entrada: 499,9 K
- Temperatura de salida: 430,3 K
- Temperatura media: 465,1 K

Estos datos se han obtenido de la simulación de la línea de proceso mediante el simulador Hysys en su versión 3.2. Con respecto a la viscosidad se ha calculado en función de la composición y la viscosidad de los compuestos según la **Figura A.16.1** del Anexo 16.

### **3.3.- Selección del tipo de intercambiador**

Se elige un intercambiador de coraza y tubos por ser el más utilizado en la industria, tal y como se explica en el diseño del primer intercambiador. A través de los tubos pasará una corriente, mientras que por la carcasa lo hará la segunda de las corrientes, incorporando placas deflectoras para inducir una mayor transferencia de calor.

### **3.4.- Asignación de flujos**

Según los criterios expuestos en el **Apartado 8.3.2.1** de la Memoria Descriptiva, la corriente de alimentación previamente calentada en el primer intercambiador pasará por el interior de los tubos y la corriente procedente del primer reactor, que corresponde al fluido caliente, circulará por el lado de la carcasa, debido a la menor pérdida de presión que experimenta este segundo fluido.

### **3.5.- Calor intercambiado**

Dado que los balances de materia y energía se han realizado mediante la simulación de la línea de proceso, el calor intercambiado entre los fluidos es:

$$Q = 11.344.003,94 \text{ J/s}$$

### **3.6.- Diagrama térmico**

La figura siguiente presenta la variación de la temperatura experimentada por los fluidos que circulan por carcasa y tubos de este intercambiador.

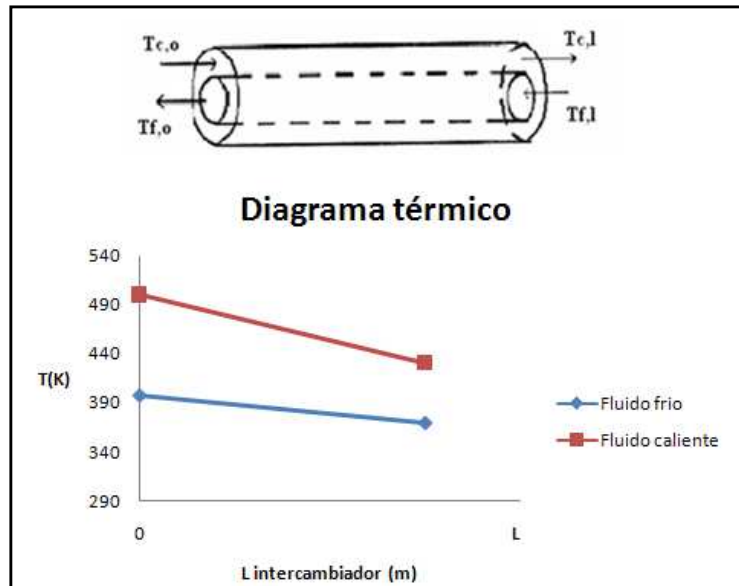


Figura A.3.1: Diagrama Térmico del intercambiador de calor IC-02

### 3.7.- Características de los tubos, tipo de intercambiador, material de diseño

- Se diseña un intercambiador de calor de coraza y tubos, con un paso por carcasa.
- Se eligen tubos de diámetro exterior 0,75 pulgadas y diámetro interno de 0,532 pulgadas.
- Configuración triangular a 0,938 pulgadas.
- Acero inoxidable AISI 316L.

### 3.8.- Diferencia de temperatura media logarítmica

Se calcula la temperatura media logarítmica con la siguiente ecuación:

$$LMTD = \frac{(T_{C,L} - T_{F,L}) - (T_{C,O} - T_{F,O})}{\ln \frac{(T_{C,L} - T_{F,L})}{(T_{C,O} - T_{F,O})}} \quad [A. 3.1]$$

Sustituyendo los valores de temperatura de las corrientes:

$$LMTD = \frac{(430,3 - 369,78) - (499,9 - 398)}{\ln \frac{(430,3 - 369,78)}{(499,9 - 398)}} = 79,42 \text{ K}$$

Para determinar el factor de corrección gráficamente, se estimarán a priori los parámetros P y R, mediante las ecuaciones:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Sabiendo que T y t representan las temperaturas del lado de la carcasa y de lado del tubo, respectivamente, y que los subíndices 1 y 2 se refieren a la entrada y la salida de cada corriente, sustituyendo los valores conocidos, se tiene:

$$P = \frac{398 - 369,78}{499,9 - 369,78} = 0,20$$

$$R = \frac{499,9 - 403,3}{398 - 369,78} = 2,47$$

Ayudándonos de la **Figura A.2.3** del Anexo 3, se tiene que el factor de corrección es 0,97.

Y por tanto la diferencia de temperatura media logarítmica es:

$$\Delta T_m = 0,97 \cdot 79,42 \text{ K} = 77,04 \text{ K}$$

### **3.9.- Coeficiente global de intercambio de calor**

Como se dedujo en el **Apartado 2.10** del Anexo 2, el coeficiente global de intercambio de calor se calcula mediante la expresión:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + R_{f,i}'' \frac{D_o}{D_i} + \frac{D_o \cdot \ln(r_o/r_i)}{2 \cdot k_m} + R_{f,o}'' + \frac{1}{h_o} \quad [A. 3.2]$$

Como se comentó en el Anexo anterior, el coeficiente global está basado en el área exterior.

#### **Coeficiente de película interna ( $h_i$ )**

Se calcula este coeficiente a partir de la ecuación del Nu:

$$Nu_d = \frac{h \cdot D_i}{k} \quad [A. 3.3]$$

Despejando de la ecuación anterior se obtiene la expresión del coeficiente individual interno:

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{D_i} \quad [A. 3.4]$$

En la tabla siguiente se muestran los datos necesarios para hallar este coeficiente individual.

Tabla A.3.1:  
Propiedades de los compuestos del fluido que circula por los tubos

Propiedades	Unidades	Benceno	Tolueno	Ciclohexano	Metano	Hidrogeno
Composición	-	0,108	0,000094	0,00735	0,213	0,671
Pr	-	2,630	5,333	7,882	0,738	0,710
K	W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	0,0142	0,122	0,114	0,040	0,198
μ	Pa·s	8,63·10 <sup>-6</sup>	3,60·10 <sup>-4</sup>	4,86·10 <sup>-4</sup>	1,24·10 <sup>-5</sup>	9,79·10 <sup>-6</sup>

La viscosidad de cada compuesto se ha obtenido mediante la **Figura A.16.1** del Anexo 16. En cuanto al Prandtl y la conductividad térmica de cada componente se han tomado de las **Tablas A.16.6, A.16.7 y A.16.8** del Anexo 16. La composición de la corriente se obtiene del simulador Hysys. Además todas las propiedades se toman a la temperatura media de la corriente de entrada y salida ( $T_m = 383,89$  K).

A continuación se muestra el valor de las propiedades recogidas en la tabla anterior en la corriente que circula por los tubos.

Tabla A.3.2:  
Propiedades de la corriente que circula por los tubos

Propiedades	Valores
T <sub>m</sub>	383,89 K
Pr	1,021
k	0,157 W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
μ	1,26·10 <sup>-5</sup> Pa·s <sup>-1</sup>
W <sub>m</sub>	27,1 kg·s <sup>-1</sup>
D <sub>i</sub>	0,0135 m



Se determina el Re:

$$Re = \frac{4 \cdot W_m}{\mu \cdot \pi \cdot D_i} \quad [A.3.5]$$

$$Re = \frac{4 \cdot 27,1 \frac{kg}{s}}{1,26 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s \cdot \pi \cdot 0,0135 m} = 2,02 \cdot 10^8$$

Con el valor de Re se estima el Nu:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot Pr^n \quad [A.3.6]$$

$$Nu_d = 0,023 \cdot (2,02 \cdot 10^8)^{4/5} \cdot 1,021^{0,4} = 1,02 \cdot 10^5$$

Por último se determina el coeficiente individual de película interna mediante la **Ecuación A.3.5**:

$$h_i = \frac{1,02 \cdot 10^5 \cdot 0,157 \frac{W}{m \cdot K}}{0,0135 m} = 1,18 \cdot 10^6 W/m^2 \cdot K$$

### **Factor de incrustación interno ( $R_{f,i}$ ) y externo ( $R_{f,o}$ )**

Según bibliografía [Mendía Urquiola, 1994] estos dos factores suelen tomar valores de  $0,0004 m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$  y  $0,0002 m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$  respectivamente.

### **Coefficiente de película externa ( $h_o$ )**

Se calcula de la misma manera que el coeficiente de película externa. En la siguiente tabla se adjuntan los datos necesarios para determinar este coeficiente. La composición de la corriente se obtiene del simulador Hysys. La viscosidad de cada compuesto se ha obtenido mediante la **Figura A.16.1** del Anexo 16. En cuanto al Prandtl y la conductividad de cada componente se han tomado de las **Tablas A.16.6, A.16.7 y A.16.8** del Anexo 16.

Tabla A.3.3:  
Propiedades de los compuestos del fluido que circula por la carcasa

<b>Propiedades</b>	<b>Unidades</b>	<b>Benceno</b>	<b>Tolueno</b>	<b>Ciclohexano</b>	<b>Metano</b>	<b>Hidrogeno</b>
Composición	-	0,0202	0,000131	0,140	0,296	0,542
Pr	-	2,73	3,78	0,447	0,736	0,71
K	W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	0,0286	0,0864	0,150	0,0606	0,244
μ	Pa·s	1,18·10 <sup>-5</sup>	3,98·10 <sup>-5</sup>	1,10·10 <sup>-5</sup>	1,60·10 <sup>-5</sup>	1,20·10 <sup>-5</sup>

Y el valor de dichas propiedades en la corriente que pasa por carcasa son los que se muestran en la tabla siguiente:

Tabla A.3.4:  
Propiedades de la corriente que circula por la carcasa

<b>Propiedades</b>	<b>Valores</b>
T <sub>m</sub>	465,1 K
Pr	0,793
k	0,196 W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
μ	1,43·10 <sup>-5</sup> Pa·s
W <sub>m</sub>	27 kg·s <sup>-1</sup>
D <sub>o</sub>	0,0191 m

Con estos datos se determina el coeficiente individual de transferencia de calor externo:

$$Re = \frac{4 \cdot 27 \frac{kg}{s}}{1,43 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s \cdot \pi \cdot 0,0191 m} = 1,26 \cdot 10^8$$

$$Nu_d = 0,023 \cdot (1,26 \cdot 10^8)^{4/5} \cdot 0,793^{0,4} = 6,33 \cdot 10^4$$

$$h_o = \frac{6,33 \cdot 10^4 \cdot 0,196 \frac{W}{m \cdot K}}{0,0191 m} = 6,50 \cdot 10^5 W/m^2 \cdot K$$

### Conductividad térmica del material ( $k_m$ )

De la misma manera que para el intercambiador IC-01, se localiza la conductividad térmica del material, interpolando para una temperatura máxima de las corrientes ( $T = 499,9$  K) (véase **Tabla A.16.9** del Anexo 16).

$$k_m = 17,23 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

Con todos estos parámetros se obtiene un valor del coeficiente global de:

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_o} = & \frac{0,0191 \text{ m}}{1,18 \cdot 10^6 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} \cdot 0,0135 \text{ m}} + 0,0004 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}} \cdot \frac{0,0191 \text{ m}}{0,0135 \text{ m}} + \frac{0,0191 \text{ m} \cdot \text{Ln}\left(\frac{0,01905}{0,01351}\right)}{2 \cdot 17,23 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}}} \\ & + 0,0002 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}} + \frac{1}{6,5 \cdot 10^5 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2}} = 9,56 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \end{aligned}$$

$$U_o = 1,05 \cdot 10^3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

### 3.10.- Área necesaria

De la ecuación deducida en el **Apartado 2.9** del Anexo 2 (Ecuación general de intercambio de calor), se determina el área de intercambio de calor requerida para elevar la temperatura de la corriente de alimentación hasta 125 °C.

$$A_{necesaria} = \frac{Q}{U_o \cdot \Delta T_m} \quad [A. 3.7]$$

$$A_{necesaria} = \frac{11.344.003,94 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{1,05 \cdot 10^3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 77,04 \text{ K}} = 141 \text{ m}^2$$

### 3.11.- Cálculo Número de Tubos

La expresión que permite calcular el número de tubos necesarios para el intercambio de calor requerido es la siguiente:

$$N_{tubos} = \frac{m_f}{v \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \cdot \rho} \quad [A. 3.8]$$

Donde:

- v: es la velocidad de paso del fluido (20 m·s<sup>-1</sup>).
- ρ: es la densidad de la corriente fría (15,085 kg·m<sup>-3</sup>).

Para la velocidad del fluido de nuevo se fija según la **Tabla A.16.19** del Anexo 16. Se considera la corriente como vapor sobrecalentado y la presión del sistema está comprendida entre 101 y 900 psi para conducciones con un diámetro de hasta seis pulgadas. Se toma un valor de 20 m·s<sup>-1</sup>, ya que es el valor más adecuado para obtener una pérdida de carga en el intercambiador aceptable.

$$N_{tubos} = \frac{27 \frac{kg}{s}}{20 \frac{m}{s} \cdot \frac{\pi \cdot 0,0135^2 m^2}{4} \cdot 15,085 \frac{kg}{m^3}} = 626$$

Atendiendo **Tabla A.16.14** del Anexo 16, se fija un número de tubos de 692, que corresponde a dos pasos por tubo, un diámetro de carcasa de 0,737 metros y un valor para el pitch de 15/16 pulgadas.

### 3.12.- Cálculo longitud de los tubos

Del mismo modo que para el intercambiador IC-01, se determina la longitud de los tubos en función del diámetro de los tubos y del área de intercambio necesario ya calculada para calentar la corriente que circula por los tubos.

$$A_o = \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N_t \quad [A. 3.9]$$

$$L = \frac{A_o}{\pi \cdot D_o \cdot N_t} \quad [A. 3.10]$$

$$L = \frac{141 m^2}{\pi \cdot 0,0191 m \cdot 692} = 3,40 m = 11,16 ft$$

Teniendo en cuenta una longitud normalizada, se toma un valor inmediatamente superior al necesario. Según esto, los tubos tendrán una longitud de 3,66 metros, es decir, 12 pies.

### **3.13.- Tamaño de la carcasa**

Viene especificado por la **Tabla A.16.14** del Anexo 16. Considerando un paso por carcasa y 692 tubos, la carcasa tendrá un diámetro de 0,737 metros.

### **3.14.- Deflectores**

El cálculo del número de deflectores viene dado por la expresión (véase **Apartado 2.15** del Anexo 2):

$$N_c = \frac{l}{P_{def}} \quad [A. 3.11]$$

A continuación se determina el espaciamiento entre placas.

La separación mínima entre deflectores ( $P_{def\ mín}$ ) será el mayor de estos valores:

- 1/5 del diámetro interior de la carcasa (0,1474 m).
- 2 in (0,0508 m).

La separación mínima será el primero de los valores, esto es  $P_{def\ mín} = 0,1474$  m.

La separación máxima, se ajusta según la **Tabla A.2.6** del Anexo 2. En función del diámetro exterior de la carcasa y el material de los tubos, el espaciamiento máximo entre placas es de 60 in (1,524 m).

Se considera como espaciamiento entre los deflectores el número entero más próximo (en dm) a la media entre los calculados.

$$P_{def} = \frac{0,1474\ m + 1,524\ m}{2} = 0,8\ m = 31\ in$$

Por tanto el número de deflectores es:

$$N_c = 4,1$$

Un número decimal de deflectores no tiene sentido, se elige la unidad más cercana, por tanto el número de deflectores del intercambiador serán cinco.

$$N_c = 5$$

El espesor de los deflectores se determina mediante la **Tabla A.2.7** del Anexo 2. El espesor para un diámetro de carcasa de 0,737 metros y un espaciamiento entre deflectores de 0,8 metros, es de 7,5 milímetros (5/16 in).

Por último, el diámetro de la defletores será ligeramente inferior al de la carcasa y posee un segmento libre igual al 25% del diámetro interior de la carcasa  $D_c$ , esto es 0,737 metros.

### **3.15.- Diseño mecánico**

#### **3.15.1.- Espesor de los tubos**

De acuerdo con el del Código ASME B31.3, el espesor de los tubos se calcula mediante la siguiente expresión:

$$t = \left( \frac{P_D \cdot D_o}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)} + C \right) \cdot \frac{1}{1 - (M/100)} \quad [A.3.12]$$

A continuación se calculan cada una de las variables de la ecuación:

- Presión de diseño ( $P_D$ )

La presión de diseño se obtiene añadiendo un 10% a la presión máxima de operación:

$$P_{oper} = 485,03 \text{ psi}$$

$$P_D = 1,1 \cdot P_{oper} = 1,1 \cdot 485,03 \text{ psi} = 533,53 \text{ psi}$$

- Diámetro exterior ( $D_o$ )

El diámetro exterior de los tubos del intercambiador es 0,75 pulgadas (véase **Tabla 8.3** de la Memoria).

- Tensión máxima admisible (S)

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME B31.3, para tuberías de SA-240 sometidas a una temperatura de hasta 300 °F (temperatura inmediatamente superior a la temperatura máxima del fluido que circula por los tubos, 257 °F) la tensión máxima admisible tiene un valor de  $S = 20000$  psi (véase **Tabla A.16.12** del Anexo 16).

- Eficiencia de la soldadura (E)

Según la tabla UW-12 del Código ASME VIII-Div.1, para una junta a tope de doble cordón de soldadura o mediante otro método con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado sobre la superficie exterior e interior de la pieza, el valor para la eficiencia de junta se considera igual a la unidad  $E = 1$ .

- Factor Y

Al igual que para el intercambiador IC-01, este factor toma un valor de 0,4 según la **Tabla A.16.16** del Anexo 16, teniendo en cuenta que la temperatura de diseño no excede los 900 °F y que los tubos están contruidos en acero inoxidable (SA-240)

- Margen de corrosión (C)

Un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año es satisfactorio para recipiente y tuberías. Para el intercambiador de calor se considera un valor moderado para la vida de operación, principalmente por razones de seguridad, así que tomaremos un periodo de 15 años. Por lo tanto:

$$C = 15 \text{ años} \cdot 0,005 \text{ in/año} = 0,075 \text{ in} = 0,1905 \text{ cm}$$

- Tolerancia de fabricación (M)

La tolerancia en el espesor de pared es de -12,5%.

Sustituyendo todos los valores de las variables explicadas en la **Ecuación A.3.12**:

$$t = \left( \frac{533,53 \text{ psi} \cdot 0,75 \text{ in}}{2 \cdot (20000 \text{ psi} \cdot 1 + 533,53 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - \left( \frac{12,5}{100} \right)} = 0,097 \text{ in}$$

El espesor normalizado será de 0,109 pulgadas (12 BWG), valor inmediatamente superior al calculado (véase **Tabla A.16.15**).

### 3.15.2.- Espesor de la carcasa

Para comenzar este cálculo se indicarán los valores de los parámetros básicos para el cálculo del espesor de la carcasa.

- Espesor mínimo de pared:

- Exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}(mm) = 2,5 + C$$

$$t_{min} = 2,5 \text{ mm} + 1,905 \text{ mm} = 4,405 \text{ mm} = 0,4405 \text{ cm} = 0,173 \text{ in}$$

- Según la fórmula para aceros inoxidables:

$$t_{min}(mm) = 3 \text{ mm}$$

$$t_{min} = 3 \text{ mm} = 0,118 \text{ in}$$

Se elige en principio el de mayor valor (0,173 in). Se comprobará luego que el espesor mínimo de pared por norma es menor que el espesor obtenido mediante las fórmulas correspondientes.

- Presión de diseño ( $P_D$ )

Recordar que, como se indicó en el diseño del intercambiador IC-01, se diseña el recipiente y sus componentes para una presión mayor a la de operación. Se tomará como presión de diseño la mayor de dos valores:

- Una presión de diseño de 30 psi ( $2,1 \text{ kg}\cdot\text{cm}^{-2}$ ).
- Un 10% más de la presión de operación.



$$P_{oper} = 443,26 \text{ psi}$$

$$P_D = 1,1 \cdot P_{oper} = 1,1 \cdot 443,26 \text{ psi} = 487,6 \text{ psi}$$

Por tanto la presión de diseño será 487,6 psi.

- Temperatura de diseño ( $T_D$ )

Para calcular la temperatura de diseño se considera

$$T(^{\circ}\text{C}) = T_{m\acute{a}x.operaci\acute{o}n} + 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

En el caso del intercambiador de calor IC-02, la temperatura máxima de operación en el interior del equipo es 226,9 °C, luego:

$$T(^{\circ}\text{C}) = 226,9 \text{ }^{\circ}\text{C} + 20 \text{ }^{\circ}\text{C} = 246,9 \text{ }^{\circ}\text{C} = 476,42 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

- Tensión máxima admisible (S)

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME, para carcasas de acero inoxidable SA-240 sometidas a una temperatura de hasta 500 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño), se tiene que  $S = 18000 \text{ psi}$  (véase **Tabla A.16.12** del Anexo 16).

- Eficiencia de la soldadura (E)

El valor para la eficiencia de junta se considera, según la Tabla UW-12 del código ASME VIII–Div.1, para una junta a tope con doble cordón de soldadura o mediante otro método con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado, y siendo una junta examinada por zonas, con un valor de  $E = 0,85$ .

Para el cálculo del espesor se requiere saber el tipo de tensiones a que está sometido el recipiente. Para ello se muestra a continuación una tabla con las tensiones posibles que pueden afectar al intercambiador.

Tabla A.3.5:  
Tensiones que influyen en el equipo (Megyesy, E.F., 2001)

CARGA	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		TENSIONES LONGITUDINALES	
	TRACCIÓN	COMPRESIÓN	TRACCIÓN	COMPRESIÓN
<b>Peso</b>				X
<b>Viento</b>			X	X
<b>Seísmo</b>			X	X
<b>Presión interior</b>	X		X	
<b>Presión exterior</b>				

Dado que la tensión debida a viento y seísmo es despreciable frente a la ejercida por la presión interior, se considera tan solo ésta para realizar el cálculo de espesor. A pesar de este cálculo, posteriormente se seleccionan los espesores comercialmente, tomando entonces un margen de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo.

Según el Código ASME VIII-Div.1, existen dos expresiones distintas para calcular el espesor de la envolvente cilíndrica. Para determinar el espesor adecuado de la carcasa, se halla el espesor necesario para soportar los dos tipos de tensiones a los que está sometido el recipiente (tensión circunferencial y longitudinal), y se toma el mayor de los dos valores obtenidos.

Se procede a calcular el espesor de la carcasa teniendo en consideración estas tensiones a las que se ve sometido el equipo.

- $P_D = 487,6 \text{ psi}$
- $D_C = 29 \text{ in}$
- $S = 18000 \text{ psi}$
- $E = 0,85$
- $C = 0,075 \text{ in}$

***Tensiones circunferenciales***

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_D} \quad [A. 3.13]$$

$$t_{circ} = \frac{487,6 \text{ psi} \cdot 14,5 \text{ in}}{18000 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 487,6 \text{ psi}} = 0,47 \text{ in}$$

### Tensiones longitudinales

$$t_{lon} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P_D} \quad [A. 3.14]$$

$$t_{lon} = \frac{487,6 \text{ psi} \cdot 14,5 \text{ in}}{2 \cdot 18000 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 487,6 \text{ psi}} = 0,23 \text{ in}$$

El mayor espesor es el requerido para soportar las tensiones circunferenciales. A este espesor, se añade el desgaste por corrosión.

$$t_{carcasa} = 0,47 \text{ in} + 0,075 \text{ in}$$

$$t_{carcasa} = 0,545 \text{ in} = 1,38 \text{ cm}$$

Por último se comprueba el espesor mínimo.

$$t_{obtenido} = 1,38 \text{ cm} = 0,545 \text{ in} > t_{min} = 0,4405 \text{ cm} = 0,173 \text{ in}$$

Por tanto, como este espesor obtenido es mayor que el espesor mínimo establecido para aceros inoxidable, el espesor mínimo para la carcasa será el calculado, es decir, 0,545 in.

Comercialmente se tomara el inmediatamente superior.

$$t_{carcasa} = 0,55 \text{ in} = 0,014 \text{ m} = 1,4 \text{ cm}$$

## 3.16.- Cálculo Pérdidas de Carga

### 3.16.1.- Pérdida de carga en el interior de los tubos

Como se calculó para el primer intercambiador, la pérdida de carga viene dada por la ecuación de Fanning.

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{D_i \cdot \rho} \quad [A. 3.15]$$

En la tabla siguiente se muestran los datos necesarios para determinar la pérdida de carga en el interior de los tubos.

Tabla A.3.6:  
Propiedades para la determinación de la pérdida de carga

Propiedades	Valores
nt (paso por los tubos)	2
l (longitud de los tubos)	3,66 m
Nt (número de tubos)	692
M (caudal másico)	27,1 kg·s <sup>-1</sup>
d <sub>i</sub>	0,0135 m
μ	1,26·10 <sup>-5</sup> Pa·s
ρ	15,085 kg·m <sup>-3</sup>

Se calcula la velocidad másica:

$$G = \frac{4 \cdot M \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \quad [A. 3.16]$$

$$G = \frac{4 \cdot 27 \frac{kg}{s} \cdot 2}{\pi \cdot 0,0135^2 m^2 \cdot 692} = 545,43 \text{ kg/m}^2 \cdot s$$

El factor de fricción f, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.16.4** del Anexo 16). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. Para aceros comerciales se obtiene una rugosidad relativa ε/d = 0,0003 (consúltese **Tabla A.16.5** del Anexo 16). Se calcula el Re a partir de la velocidad másica:

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu}$$

$$Re = \frac{0,0135m \cdot 545,43 \frac{kg}{m^2 \cdot s}}{1,26 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 582.839,69$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción f = 0,0151.

Sustituyendo en la ecuación de pérdida de carga, **Ecuación A.3.15**:

$$\Delta P_t = \frac{0,0151 \cdot 545,43^2 \frac{kg^2}{m^4 \cdot s^2} \cdot 3,66 m}{0,0135 m \cdot 15,085 \frac{kg}{m^3}} = 80.602,69 \text{ kg/m} \cdot s^2$$

Y convertido en bares:

$$\Delta P_t = 0,81 \text{ bar}$$

### 3.16.2.- Pérdida de carga en la carcasa

A través del método de CERN se calcula la pérdida de carga en el lado de la carcasa.

$$\Delta P_c = \frac{f_c \cdot G_c^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_c}{\rho \cdot D_e} \quad [A.3.17]$$

La velocidad másica se calcula a partir de la expresión:

$$G_c = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot (D_c^2 - N_t \cdot D_o^2) \cdot X} \quad [A.3.18]$$

En este caso, M es el caudal másico del fluido que circula por la carcasa, correspondiente a  $27 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .

El término asignado a X se refiere al cociente del área del segmento libre de la deflectora a sección de la carcasa, es decir, el cociente entre el Pitch y el diámetro exterior de los tubos.

$$X = \frac{15/16 \text{ in}}{0,75 \text{ in}} = 1,25$$

Como se calculó anteriormente, el diámetro de la carcasa es 0,737 metros y el número de tubos que comprende es 692. Sabiendo que el diámetro exterior de los tubos es 0,0191 metros, sustituyendo en la **Ecuación A.3.18**:

$$G_c = \frac{4 \cdot 27 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\pi \cdot (0,737^2 \text{ m}^2 - 692 \cdot 0,0191^2 \text{ m}^2) \cdot 1,25} = 94,59 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$$

- *Determinación de  $f_c$*

Para ello se halla el valor de Re sabiendo que la viscosidad del fluido que circula por la carcasa es  $1,43 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ .

$$Re = \frac{D_o \cdot G_c}{\mu}$$

$$Re = \frac{0,0191 \text{ m} \cdot 94,59 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}}{1,43 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 1,26 \cdot 10^5$$

Con este valor de Re y conocido el valor de la rugosidad relativa  $\varepsilon/d = 0,0002$  se obtiene mediante la gráfica de Moody un valor del factor de fricción de  $f_c = 0,018$ .

El número de deflectores calculado en el **Apartado 3.14**, es de 5 deflectores.

▪ *Determinación de  $D_e$*

Con respecto al parámetro de  $D_e$ , se determina por la expresión:

$$D_e = 4 \cdot \left\{ \frac{(4 \cdot P_t^2/3) - (\pi \cdot D_o^2/8)}{\pi \cdot D_o/2} \right\} \quad [\text{A. 3.19}]$$

$$D_e = 4 \cdot \left\{ \frac{(4 \cdot 0,0238^2/3) - (\pi \cdot 0,0191^2/8)}{\pi \cdot 0,0191/2} \right\} = 0,082 \text{ m}$$

La densidad de la corriente caliente es de  $14,96 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .

Sustituyendo en la ecuación de pérdida de carga (**Ecuación A.3.17**) en la carcasa se obtiene:

$$\Delta P_c = \frac{0,018 \cdot 94,59^2 \frac{\text{kg}^2}{\text{m}^4 \cdot \text{s}^2} \cdot (5 + 1) \cdot 0,737 \text{ m}}{14,96 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,082 \text{ m}} = 580,54 \text{ kg/m} \cdot \text{s}^2$$

$$\Delta P_c = 0,0058 \text{ bar}$$

Se suma por último las dos pérdidas de carga calculadas para el exterior e interior de los tubos para obtener la pérdida total de presión por el equipo de intercambio de calor:

$$\Delta P_{total} = 0,81 \text{ bar} + 0,0058 \text{ bar} = 0,816 \text{ bar}$$

### **3.17.- Material de aislamiento**

Para el aislamiento del intercambiador se usará lana de roca, ya que cubre las necesidades técnicas del equipo y se trata de un material que de forma más económica cubre los requerimientos del proceso y del recipiente. Se aísla la carcasa externa del intercambiador y se recubrirá el aislante con una chapa de aluminio. En el **Apartado A.16.33** del Anexo 16, se muestran los espesores estándar para lana de roca en función del intervalo de temperatura de operación.

Según esto, para una temperatura máxima de operación en la carcasa de hasta 226,9 °C, se obtiene un espesor de lana de roca de 80 milímetros.

## **ANEXO 4: DISEÑO DEL SISTEMA DE REACCIÓN**

El objeto del presente Anexo consiste en definir el procedimiento conjunto de cálculo de las variables termodinámicas que intervienen en las ecuaciones de diseño de cada una de las unidades de reacción, así como desarrollar un estudio analítico que permite determinar las condiciones óptimas de operación en cada uno de estos dos sistemas. Este hecho nos permite que, al disponer de los valores de las variables correspondientes para cada una de las unidades, sólo sea necesario aplicarlas en la ecuaciones ya deducidas en el Anexo actual con el fin de facilitar la redacción de los Anexos dirigidos a cada uno de los reactores, es decir, Anexo 5 y 6 del presente Proyecto Fin de Carrera.

### **4.1.- Selección de las condiciones de operación**

Antes de abordar el diseño exhaustivo del sistema de reacción correspondiente al conjunto de reacción disponible, es necesario determinar las condiciones exactas de operación dentro de un vasto abanico de posibilidades existentes. Dicho estudio se realizará en base a tres variables del sistema, debido a la influencia que estas presentan en los cambios plausibles que se producen en el proceso así como la accesibilidad a una manipulación rápida de los valores de las mismas. De acuerdo con esto, el presente estudio permite analizar las respuestas del sistema ante cambios en la temperatura y presión de trabajo y la relación de alimentación existente entre la corriente de hidrógeno y el caudal de benceno aportados al proceso.

Para el planteamiento de este estudio, se requiere partir de una hipótesis fundamental para la resolución numérica de las ecuaciones que se plantean y que permite asumir que la corriente de alimentación gaseosa se comporta como una mezcla de gases ideales sin cometer errores de cálculo considerables. Esta hipótesis está fundamentada en las conclusiones obtenidas en el estudio realizado por la Escuela de Ingeniería Química de la Universidad del Valle en Colombia sobre el equilibrio químico producido en la reacción de hidrogenación del benceno en fase gaseosa [Carrero–Mantilla, J. , Llano –Restrepo, M., 2004].

Para un proceso de reacción reversible, las condiciones finales que pueden alcanzarse en el sistema dependen profundamente del equilibrio. Siendo así, la conversión alcanzada para el sistema que se aborda debe analizarse por medio de la constante de equilibrio, cuya expresión viene definida a continuación:



$$K_e = \frac{(\text{Concentración de los productos})_e^b}{(\text{Concentración de los reactivos})_e^a} \quad [A. 4.1]$$

Donde el subíndice e hace referencia a las condiciones de los compuestos en el equilibrio y los superíndices a y b a los coeficientes estequiométricos de los reactivos y de los productos respectivamente. Concretamente para esta reacción:

$$K_e = \frac{C_{\text{CICLOHEXANO}}^c}{(C_{\text{BENCENO}}^a) \cdot (C_{\text{HIDRÓGENO}}^b)} \quad [A. 4.2]$$

Para la situación que se presenta, será más operativo trabajar en función de la conversión de equilibrio del reactivo limitante, por lo que las concentraciones de las especies se expresan en base al reactivo benceno de la siguiente forma:

$$(C_B)_e = C_{BO} \cdot (1 - x_{Be}) \quad [A. 4.3]$$

$$(C_c)_e = C_{BO} \cdot x_{Be} \quad [A. 4.4]$$

Y en el caso del hidrógeno, considerando que:

$$(C_H)_e = C_{HO} \cdot (1 - x_{He}) \quad [A. 4.5]$$

Donde  $C_{BO}$  y  $C_{HO}$  hacen referencia a la concentración inicial de benceno y de hidrógeno respectivamente y  $X_{BE}$  y  $X_{HE}$  a las conversiones de equilibrio de cada uno de estos compuestos.

$$\frac{C_{BO} \cdot x_{Be}}{a} = \frac{C_{HO} \cdot x_{He}}{b} \quad [A. 4.6]$$

Combinando las **Expresiones A.4.6** y **A.4.5** y multiplicando y dividiendo la ecuación resultante entre  $C_{BO}$ , se puede expresar el hidrógeno en función del benceno obteniéndose la siguiente ecuación:

$$(C_H)_e = C_{BO} \cdot \left( M - \frac{b}{a} \cdot x_e \right) \quad [A. 4.7]$$

Sustituyendo las **Expresiones A.4.4, A.4.5 y A.4.7** en la **Ecuación A.4.2** se llega a esta ecuación para la constante de equilibrio:

$$K_e = \frac{(C_{BO} \cdot x x_e)^c}{(C_{BO} \cdot (1 - x_e))^a \cdot (C_{BO} \cdot (M - \frac{b}{a} \cdot x_e))^b} \quad [A. 4.8]$$

Donde:

- a, b y c son los coeficientes estequiométricos del benceno, hidrógeno y ciclohexano, respectivamente.
- M hace referencia a la relación existente entre la alimentación de hidrógeno y aromáticos que entra en el sistema de reacción.
- $C_{BO}$  se corresponde con la concentración inicial del reactivo en defecto, en este caso el benceno.
- $x_e$  es la conversión en el punto de equilibrio de la reacción.

La expresión deducida con anterioridad permite conocer la evolución de las condiciones de equilibrio para distintos valores de la variable de estudio relación de alimentación hidrógeno/aromáticos, M.

Para el caso que ocupa es necesario conocer, además, el comportamiento del sistema teniendo en cuenta los factores presión y temperatura de trabajo. En especial esta última puesto que ocupa un papel decisivo en la conversión de equilibrio registrada. Al asumir un comportamiento ideal de la mezcla de gases, es posible relacionar por medio de la ecuación de los gases ideales la concentración inicial del benceno con la presión y la temperatura del sistema, de manera que:

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad [A. 4.9]$$

Y para el benceno en concreto:

$$C_{BO} = \frac{P_{Bo}}{R \cdot T} \quad [A. 4.10]$$

Si, además, se cumple la Ley de Raoult:

$$P_{BO} = y_{BO} \cdot P_{TOTAL} \quad [A. 4.11]$$

Donde  $y_{BO}$  es la fracción molar de benceno en la mezcla y se expresará como:

$$y_{BO} = \frac{1}{(M + 1)} \quad [A. 4.12]$$

Considerando estas tres ecuaciones, la **Expresión A.4.10** adquiere la siguiente forma:

$$C_{BO} = \frac{P_{TOTAL}}{(M + 1) \cdot R \cdot T} \quad [A. 4.13]$$

Por último, sustituyendo la **Ecuación A.4.13** en la **Expresión A.4.8** deducida para la constante de equilibrio y considerando el valor de los coeficientes estequiométricos de la reacción de hidrogenación del benceno, se obtiene la expresión que interrelaciona las tres variables objeto del estudio:

$$Ke = \frac{x_e}{(1 - x_e) \cdot \left( \frac{P_{TOTAL}}{(M + 1) \cdot R \cdot T} \right)^3 \cdot (M - 3 \cdot x_e)^3} \quad [A. 4.14]$$

Esta correlación se resuelve de manera iterativa dando valores a  $x_e$  hasta obtener un resultado que se corresponda con el valor de la constante de equilibrio determinada para una temperatura de trabajo dada. Por ello inicialmente se parte de un valor de la constante de equilibrio que se hallará por medio de la expresión [Carrero-Mantilla, J., Llano -Restrepo, M., 2004]:

$$\begin{aligned} \ln K(T) = & (-13,417 \cdot \ln(T) + (0,0114595 \cdot T) - 1,2117 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + \frac{12450}{T^2} \\ & + \frac{2,18189 \cdot 10^5}{T} + 39,5297 \quad [A. 4.15] \end{aligned}$$

La expresión anterior se obtiene teniendo en cuenta que toda constante de equilibrio termodinámica adquiere la siguiente forma [Levenspiel, 2006]:

$$K(T) = e^{-\frac{\Delta G^0}{R \cdot T}} \quad [A. 4.16]$$

Todos los resultados obtenidos aplicando este procedimiento de cálculo se recogen en un estudio numérico-gráfico variando los valores de las variables dentro de los límites expuestos en el **Apartado 6.4.3** de la Memoria del Presente Proyecto Fin de Carrera.

Tabla A.4.1:  
Valores de Ke en función de la temperatura, presión y relación de alimentación del sistema

Temperatura efluente (K)	Relación molar	Presión efluente (bar)	C <sub>AO</sub>	x <sub>e</sub>	Keq
400	3	10	0,0752	0,9662777	65141375,36
		15	0,1128	0,9750637	65141375,36
		20	0,1503	0,9798784	65141375,36
		25	0,1879	0,9829658	65141375,36
		30	0,2255	0,9851346	65141375,36
		35	0,2631	0,9867522	65141375,36
	6	10	0,0430	0,9999928	65141375,36
		15	0,0644	0,9999979	65141375,36
		20	0,0859	0,9999991	65141375,36
		25	0,1074	0,9999995	65141375,36
		30	0,1289	0,9999997	65141375,36
		35	0,1503	0,9999998	65141375,36
	9	10	0,0301	0,9999974	65141375,36
		15	0,0451	0,9999992	65141375,36
		20	0,0601	0,9999997	65141375,36
		25	0,0752	0,9999998	65141375,36
		30	0,0902	0,9999999	65141375,36
		35	0,1052	0,9999999	65141375,36
	12	10	0,0231	0,9999983	65141375,36
		15	0,0347	0,9999995	65141375,36
		20	0,0463	0,9999998	65141375,36
		25	0,0578	0,9999999	65141375,36
		30	0,0694	0,9999999	65141375,36
		35	0,0810	1,0000000	65141375,36
	18	10	0,0158	0,9999989	65141375,36
		15	0,0237	0,9999997	65141375,36
		20	0,0317	0,9999999	65141375,36
		25	0,0396	0,9999999	65141375,36
		30	0,0475	1,0000000	65141375,36
		35	0,0554	1,0000000	65141375,36
24	10	0,0120	0,9999990	65141375,36	
	15	0,0180	0,9999997	65141375,36	
	20	0,0241	0,9999999	65141375,36	
	25	0,0301	0,9999999	65141375,36	
	30	0,0361	1,0000000	65141375,36	
	35	0,0421	1,0000000	65141375,36	

Tabla A.4.2:  
Valores de Ke en función de la temperatura, presión y relación de alimentación del sistema

Temperatura efluente (K)	Relación molar	Presión efluente (bar)	$C_{AO}$	$x_e$	Keq
425	3	10	0,0708	0,9111310	1527530,50
		15	0,1061	0,9340255	1527530,50
		20	0,1415	0,9466506	1527530,50
		25	0,1769	0,9547753	1527530,50
		30	0,2123	0,9604963	1527530,50
		35	0,2476	0,9647702	1527530,50
	6	10	0,0404	0,9996336	1527530,50
		15	0,0606	0,9998913	1527530,50
		20	0,0809	0,9999541	1527530,50
		25	0,1011	0,9999765	1527530,50
		30	0,1213	0,9999864	1527530,50
		35	0,1415	0,9999914	1527530,50
	9	10	0,0283	0,9998663	1527530,50
		15	0,0425	0,9999604	1527530,50
		20	0,0566	0,9999833	1527530,50
		25	0,0708	0,9999914	1527530,50
		30	0,0849	0,9999950	1527530,50
		35	0,0991	0,9999969	1527530,50
	12	10	0,0218	0,9999130	1527530,50
		15	0,0327	0,9999742	1527530,50
		20	0,0435	0,9999891	1527530,50
		25	0,0544	0,9999944	1527530,50
		30	0,0653	0,9999968	1527530,50
		35	0,0762	0,9999980	1527530,50
	18	10	0,0149	0,9999413	1527530,50
		15	0,0223	0,9999826	1527530,50
		20	0,0298	0,9999927	1527530,50
		25	0,0372	0,9999962	1527530,50
		30	0,0447	0,9999978	1527530,50
		35	0,0521	0,9999986	1527530,50
	24	10	0,0113	0,9999513	1527530,50
		15	0,0170	0,9999856	1527530,50
		20	0,0226	0,9999939	1527530,50
		25	0,0283	0,9999969	1527530,50
		30	0,0340	0,9999982	1527530,50
35		0,0396	0,9999989	1527530,50	

Tabla A.4.3:  
Valores de Ke en función de la temperatura, presión y relación de alimentación del sistema

Temperatura efluente (K)	Relación molar	Presión efluente (bar)	$C_{AO}$	$x_e$	$K_{eq}$
450	3	10	0,0668	0,7928400	53436,60
		15	0,1002	0,8447180	53436,60
		20	0,1336	0,8737900	53436,60
		25	0,1671	0,8926680	53436,60
		30	0,2005	0,9060370	53436,60
		35	0,2339	0,9160650	53436,60
	6	10	0,0382	0,9881260	53436,60
		15	0,0573	0,9963644	53436,60
		20	0,0764	0,9984534	53436,60
		25	0,0955	0,9992058	53436,60
		30	0,1146	0,9995397	53436,60
		35	0,1336	0,9997100	53436,60
	9	10	0,0267	0,9955136	53436,60
		15	0,0401	0,9986602	53436,60
		20	0,0535	0,9994337	53436,60
		25	0,0668	0,9997098	53436,60
		30	0,0802	0,9998320	53436,60
		35	0,0936	0,9998942	53436,60
	12	10	0,0206	0,9970638	53436,60
		15	0,0308	0,9991264	53436,60
		20	0,0411	0,9996311	53436,60
		25	0,0514	0,9998111	53436,60
		30	0,0617	0,9998906	53436,60
		35	0,0720	0,9999311	53436,60
18	10	0,0141	0,9980146	53436,60	
	15	0,0211	0,9994104	53436,60	
	20	0,0281	0,9997511	53436,60	
	25	0,0352	0,9998726	53436,60	
	30	0,0422	0,9999262	53436,60	
	35	0,0492	0,9999536	53436,60	
24	10	0,0107	0,9954955	53436,60	
	15	0,0160	0,9986585	53436,60	
	20	0,0214	0,9994334	53436,60	
	25	0,0267	0,9997098	53436,60	
	30	0,0321	0,9998320	53436,60	
	35	0,0374	0,9998942	53436,60	

Tabla A.4.4:  
Valores de Ke en función de la temperatura, presión y relación de alimentación del sistema

Temperatura del efluente (K)	Relación molar	Presión del efluente(bar)	C <sub>AO</sub>	x <sub>e</sub>	K <sub>eq</sub>
475	3	10	0,0633	0,5767444	2623,61
		15	0,0950	0,6751800	2623,61
		20	0,1266	0,7328030	2623,61
		25	0,1583	0,7710835	2623,61
		30	0,1899	0,7985830	2623,61
		35	0,0000	0,8194148	2623,61
	6	10	0,0362	0,8397000	2623,61
		15	0,0543	0,9323140	2623,61
		20	0,0723	0,9672640	2623,61
		25	0,0904	0,9822187	2623,61
		30	0,1085	0,9894116	2623,61
		35	0,1266	0,9932300	2623,61
	9	10	0,0253	0,9127320	2623,61
		15	0,0380	0,9701194	2623,61
		20	0,0506	0,9868540	2623,61
		25	0,0633	0,9931623	2623,61
		30	0,0760	0,9960147	2623,61
		35	0,0886	0,9974811	2623,61
	12	10	0,0195	0,9376350	2623,61
		15	0,0292	0,9798676	2623,61
		20	0,0390	0,9913090	2623,61
		25	0,0487	0,9955126	2623,61
		30	0,0584	0,9973933	2623,61
		35	0,0682	0,9983553	2623,61
	18	10	0,0133	0,9556000	2623,61
		15	0,0200	0,9861750	2623,61
		20	0,0267	0,9940930	2623,61
		25	0,0333	0,9969610	2623,61
		30	0,0400	0,9982380	2623,61
		35	0,0466	0,9988893	2623,61
24	10	0,0101	0,9067650	2623,61	
	15	0,0152	0,9693500	2623,61	
	20	0,0203	0,9867018	2623,61	
	25	0,0253	0,9931206	2623,61	
	30	0,0304	0,9960000	2623,61	
	35	0,0355	0,9974754	2623,61	

Tabla A.4.5:  
Valores de  $K_e$  en función de la temperatura, presión y relación de alimentación del sistema

Temperatura del efluente(K)	Relación molar	Presión del efluente(bar)	$C_{AO}$	$x_e$	$K_{eq}$
500	3	10	0,0601	0,2766900	172,13
		15	0,0902	0,4109000	172,13
		20	0,1203	0,5010800	172,13
		25	0,1503	0,5651000	172,13
		30	0,1804	0,6129000	172,13
		35	0,2105	0,6500500	172,13
	6	10	0,0344	0,4245000	172,13
		15	0,0515	0,6239000	172,13
		20	0,0687	0,7477000	172,13
		25	0,0859	0,8265000	172,13
		30	0,1031	0,8779600	172,13
		35	0,1203	0,9123300	172,13
	9	10	0,0241	0,5021000	172,13
		15	0,0361	0,7210200	172,13
		20	0,0481	0,8392700	172,13
		25	0,0601	0,9031000	172,13
		30	0,0722	0,9386580	172,13
		35	0,0842	0,9593080	172,13
	12	10	0,0185	0,5478100	172,13
		15	0,0278	0,7700600	172,13
		20	0,0370	0,8776200	172,13
		25	0,0463	0,9301300	172,13
		30	0,0555	0,9572590	172,13
		35	0,0648	0,9722560	172,13
	18	10	0,0127	0,5980000	172,13
		15	0,0190	0,8160000	172,13
		20	0,0253	0,9088000	172,13
		25	0,0317	0,9499900	172,13
		30	0,0380	0,9700700	172,13
		35	0,0443	0,9808200	172,13
24	10	0,0096	0,4186000	172,13	
	15	0,0144	0,6781000	172,13	
	20	0,0192	0,8214400	172,13	
	25	0,0241	0,8958700	172,13	
	30	0,0289	0,9355700	172,13	
	35	0,0337	0,9579000	172,13	



Tabla A.4.6:  
Valores de  $K_e$  en función de la temperatura, presión y relación alimentación del sistema

Temperatura del efluente (K)	Relación molar	Presión del efluente (bar)	$C_{AO}$	$x_e$	$K_{eq}$
525	3	10	0,0573	0,0580	14,50
		15	0,0859	0,1375	14,50
		20	0,1146	0,2190	14,50
		25	0,1432	0,2908	14,50
		30	0,1718	0,3515	14,50
		35	0,2005	0,4050	14,50
	6	10	0,0327	0,0876	14,50
		15	0,0491	0,2100	14,50
		20	0,0655	0,3360	14,50
		25	0,0818	0,4460	14,50
		30	0,0982	0,5370	14,50
		35	0,1146	0,6116	14,50
	9	10	0,0229	0,1027	14,50
		15	0,0344	0,2486	14,50
		20	0,0458	0,3988	14,50
		25	0,0573	0,5267	14,50
		30	0,0687	0,6290	14,50
		35	0,0802	0,7084	14,50
	12	10	0,0176	0,1119	14,50
		15	0,0264	0,2725	14,50
		20	0,0352	0,4370	14,50
		25	0,0441	0,5738	14,50
		30	0,0529	0,6794	14,50
		35	0,0617	0,7600	14,50
	18	10	0,0121	0,1223	14,50
		15	0,0181	0,3002	14,50
		20	0,0241	0,4800	14,50
		25	0,0301	0,6250	14,50
		30	0,0362	0,7306	14,50
		35	0,0422	0,8047	14,50
24	10	0,0092	0,0595	14,50	
	15	0,0137	0,1680	14,50	
	20	0,0183	0,3078	14,50	
	25	0,0229	0,4464	14,50	
	30	0,0275	0,5662	14,50	
	35	0,0321	0,6610	14,50	

Las representaciones gráficas derivadas de los datos obtenidos en el estudio se recogen a continuación:

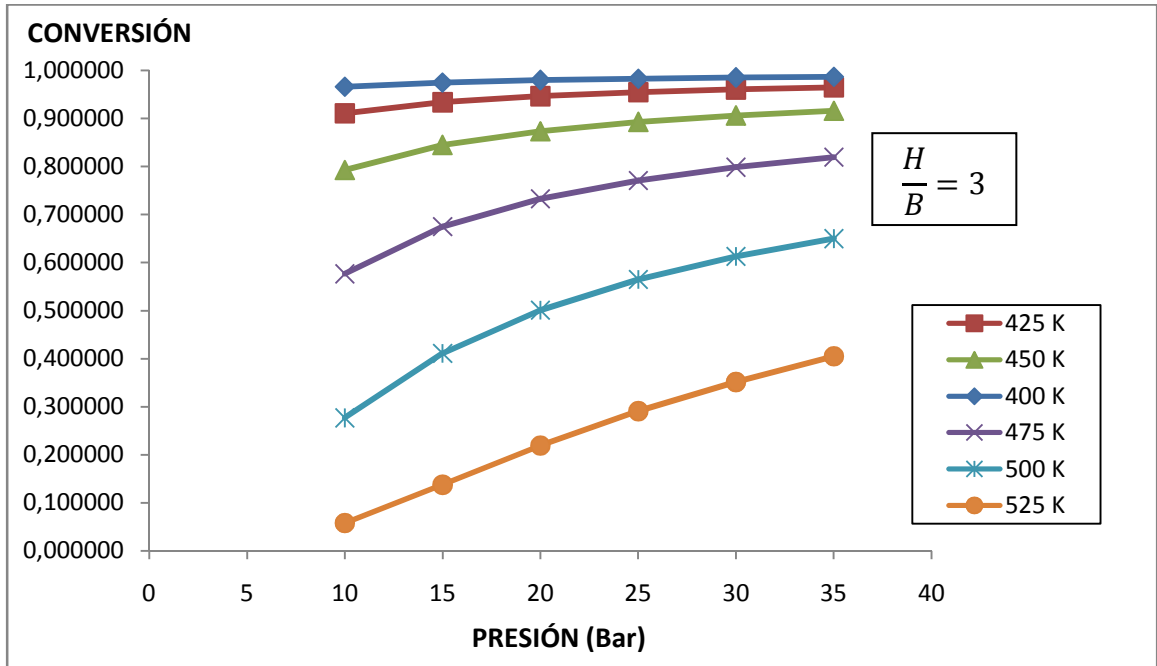


Figura A.4.1: Condiciones de operación en el sistema para  $H/B=3$

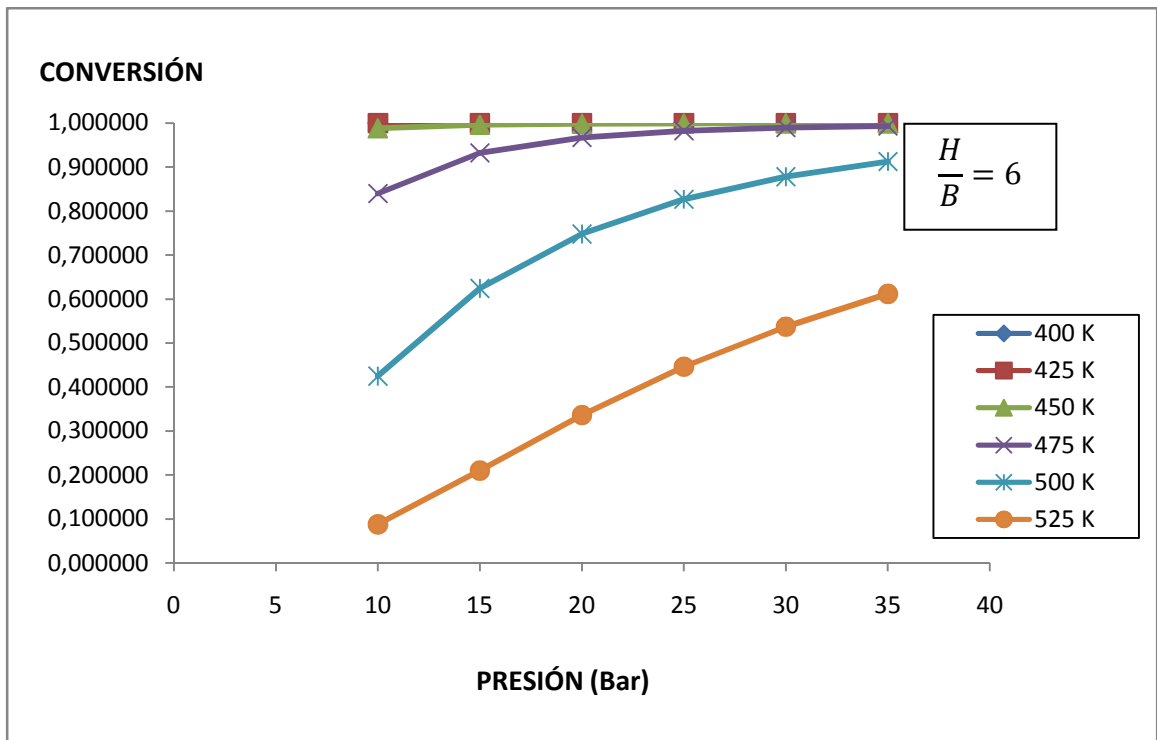


Figura A.4.2: Condiciones de operación en el sistema para  $H/B=6$

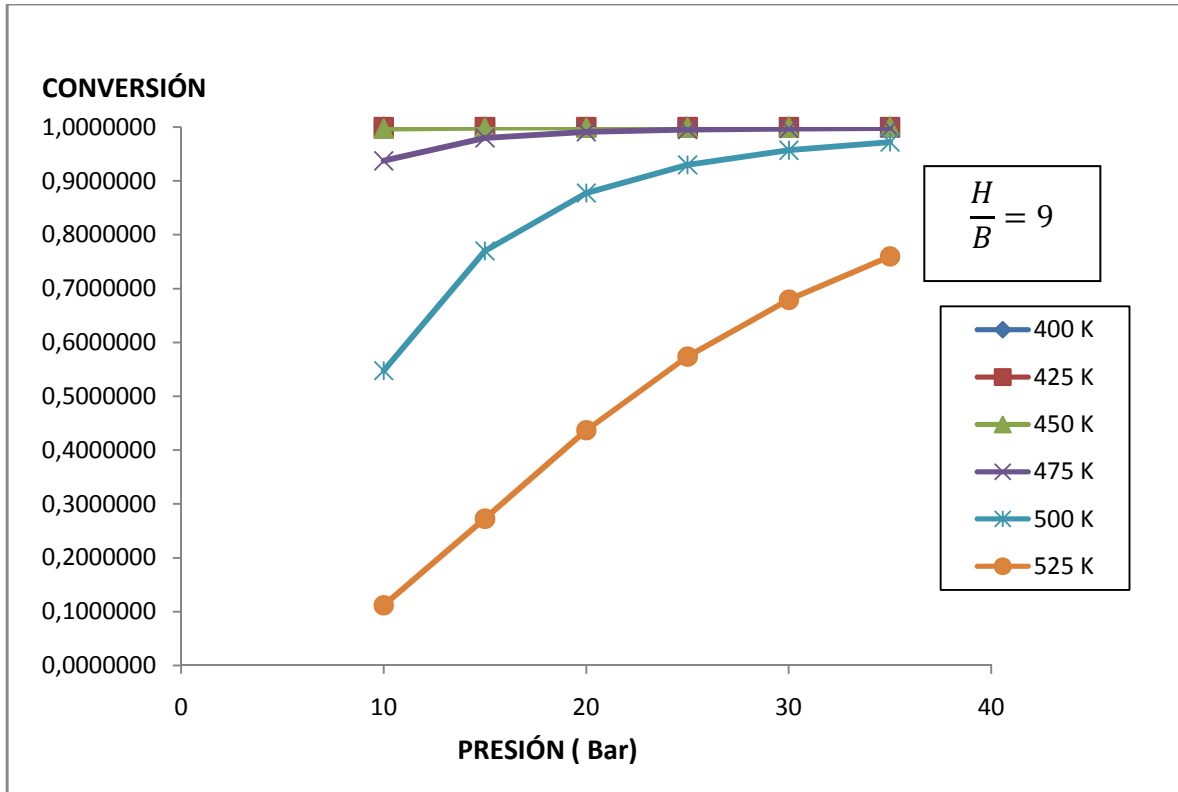


Figura A.4.3: Condiciones de operación en el sistema para H/B=9

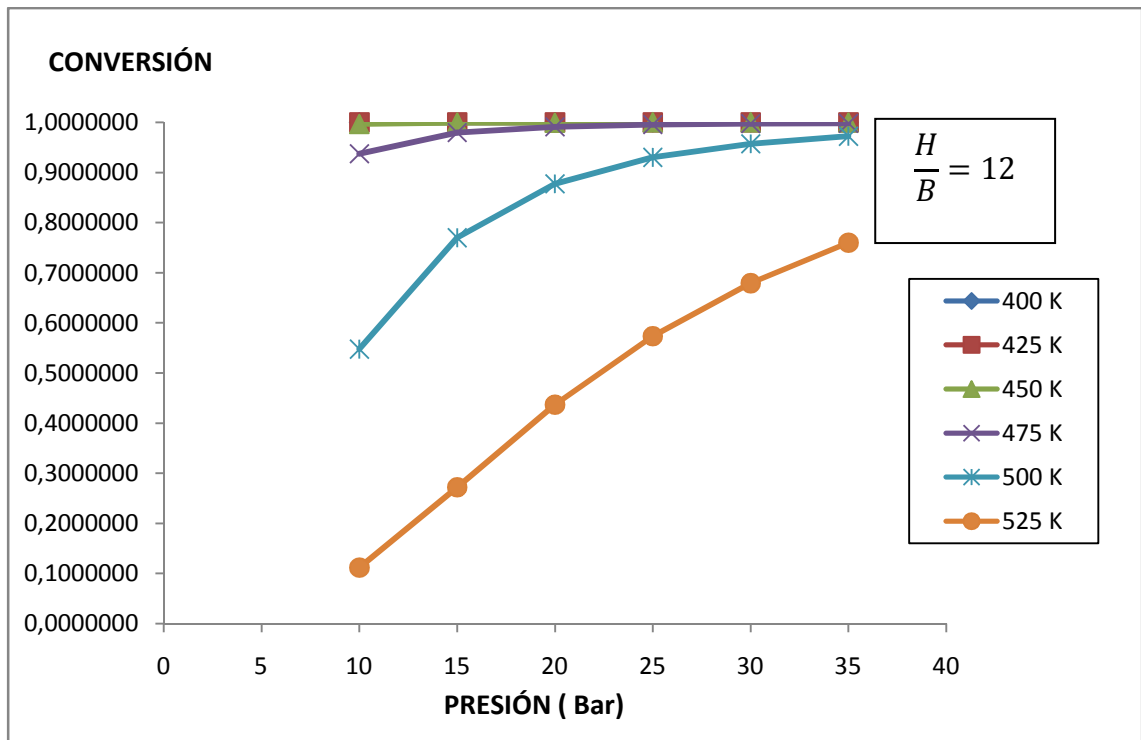


Figura A.4.4: Condiciones de operación en el sistema para H/B=12

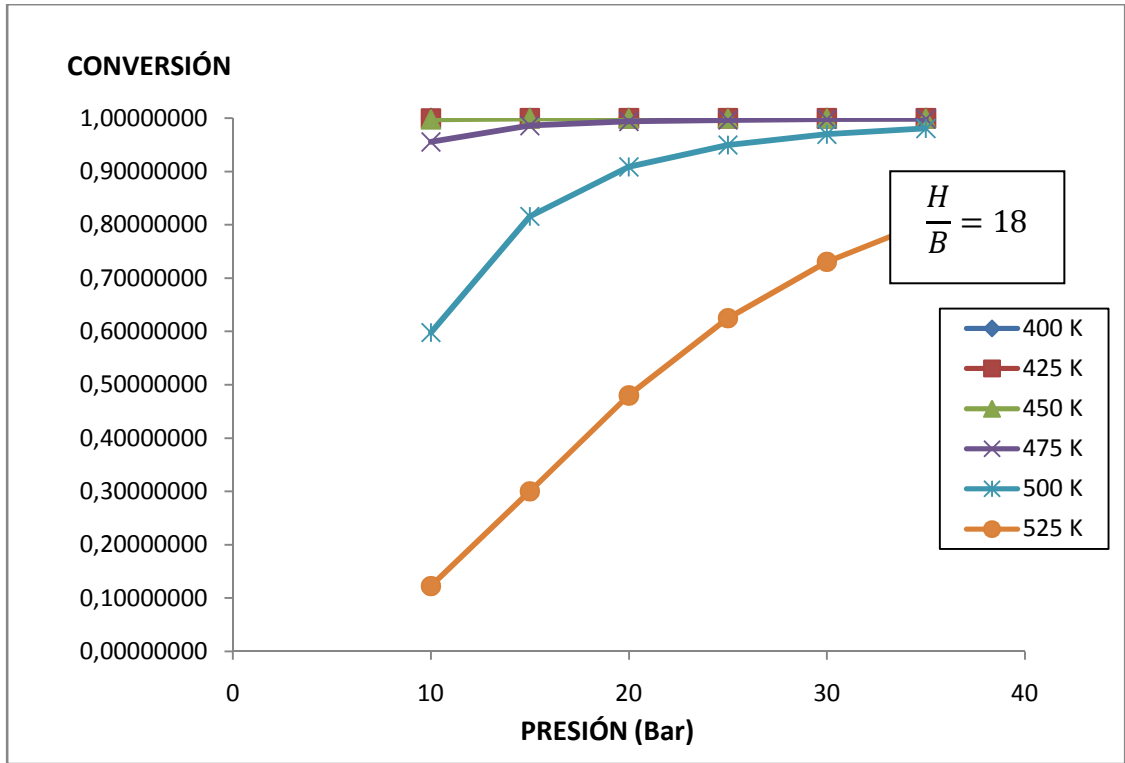


Figura A.4.5: Condiciones de operación en el sistema para H/B=18

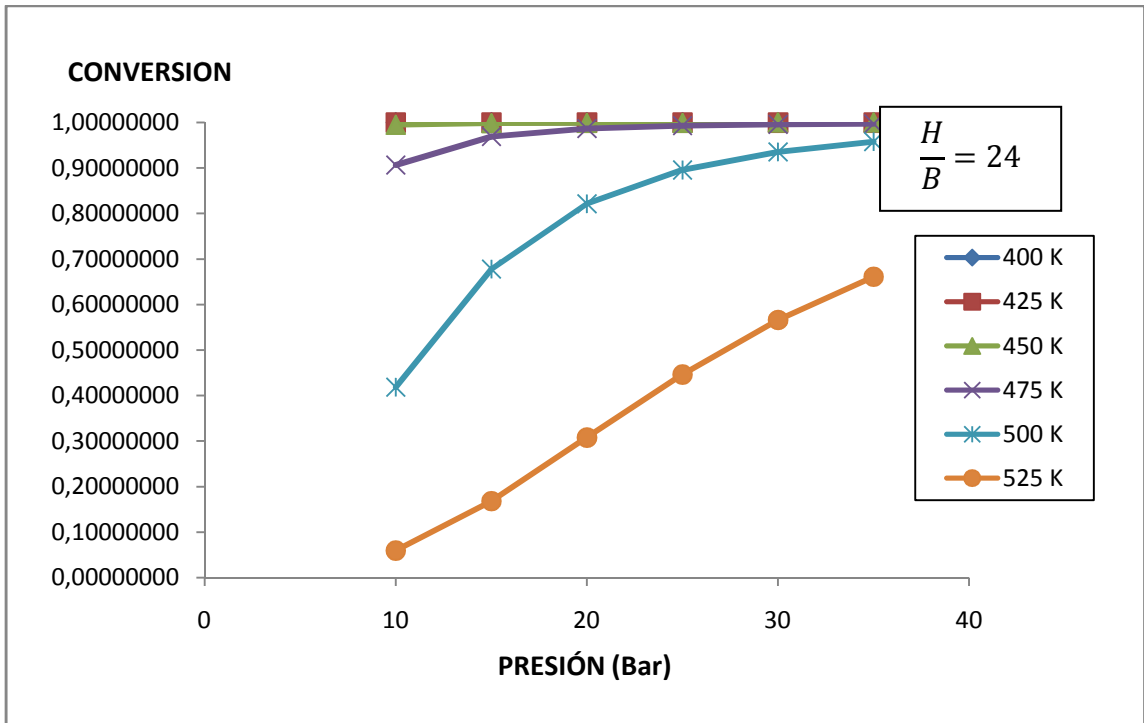


Figura A.4.6: Condiciones de operación en el sistema para H/B=24

Dependiendo de las circunstancias de operación en cada equipo, este estudio permite determinar las condiciones óptimas de trabajo en el sistema para alcanzar la conversión apropiada de la reacción en cada una de las dos etapas en las cuales ésta se va a dividir.

Las condiciones de temperatura y presión que se registran en el estudio están referidas a la corriente de efluente del sistema.

## 4.2.- Cinética de la reacción de hidrogenación

Las características propias del sistema hacen que la velocidad de reacción se encuentre íntimamente ligada a la temperatura del sistema. El aumento excesivo de esta variable hará necesario a su vez disipar el calor producido durante la reacción. El método ideado para tal propósito se recoge en el **Aparatado 4.5** del presente Anexo.

La cinética de hidrogenación del benceno obedece al tipo de catalizador que se emplee en el proceso. Para un proceso catalizado por níquel, se ha tomado la expresión obtenida de las investigaciones en materia de hidrogenación de benceno desarrolladas por el Departamento de Ingeniería Química de la Universidad de Rey Saud en Arabia Saudí. Dicha expresión adquiere la siguiente forma [Abashar, M.E.E, Al-Rabiah, 2005]:

$$(-r_B)^{II} = \frac{K_2 \cdot K_B \cdot P_B \cdot P_H}{(1 + K_B \cdot P_B) \cdot (P_B + P_H)} \quad [A. 4.17]$$

$$K_2 = 121,11 \cdot e^{\frac{(-6038,65)}{T}} \quad [A. 4.18]$$

$$K_B = 788 \cdot e^{\frac{(-3019,32)}{T}} \quad [A. 4.18]$$

De la **Expresión A.4.17** se deduce que la reacción se rige por una cinética compleja cuyas constantes dependen de la temperatura del sistema. La velocidad de reacción presenta unidades de  $\text{kmol} \cdot \text{S}_{\text{catalizador}}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$ ,  $K_B$  se corresponde con la constante de absorción de benceno cuyas unidades son  $\text{bar}^{-2}$  y  $K_2$  es la constante de velocidad y se expresa en unidades de  $\text{kmol} \cdot \text{S}_{\text{catalizador}}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$ . Para los cálculos que se realizarán con posterioridad conviene convertir las unidades de velocidad en base a la masa de catalizador, para ello bastará multiplicarla por la superficie del catalizador escogido que en este caso es de  $7000 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}_{\text{catalizador}}^{-1}$ .

Al igual que sucede con la expresión de la constante de equilibrio del sistema, resulta más adecuado escribir la cinética en función a la conversión del reactivo limitante. Para ello, si se realiza un balance de materia macroscópico al sistema de reacción se obtiene:

	1 mol B	+	3 mol de H <sub>2</sub>	→	1 mol de C
t=0	n <sub>BO</sub>		3 n <sub>BO</sub>		0
t=t	n <sub>BO</sub> (1-x <sub>B</sub> )		3n <sub>BO</sub> -3n <sub>BO</sub> x <sub>B</sub>		n <sub>BO</sub> x <sub>B</sub>

Admitiendo que se cumple la Ley de Raoult, se puede expresar:

$$P_B = y_B \cdot P_{TOTAL} \quad [A. 4.19]$$

$$P_H = y_H \cdot P_{TOTAL} \quad [A. 4.20]$$

Y las fracciones molares se obtienen como:

$$y_B = \frac{n_{BO} \cdot (1 - x_B)}{(n_{BO} \cdot (1 - x_B)) + (3n_{BO} \cdot (1 - x_B)) + (n_{BO} \cdot x_B)} \quad [A. 4.21]$$

$$y_H = \frac{3n_{BO} \cdot (1 - x_B)}{(n_{BO} \cdot (1 - x_B)) + (3n_{BO} \cdot (1 - x_B)) + (n_{BO} \cdot x_B)} \quad [A. 4.22]$$

Combinando las **Expresiones A.4.21** y **A.4.19** y la **A.4.22** con la **A.4.20**, se obtiene la ecuación buscada de las presiones parciales en función de la conversión:

$$P_B = \frac{n_{BO} \cdot (1 - x_B)}{n_{BO} \cdot (1 - x_B) + (3n_{BO} \cdot (1 - x_B)) + (n_{BO} \cdot x_B)} \cdot P_{TOTAL} \quad [A. 4.23]$$

$$P_H = \frac{3n_{BO} \cdot (1 - x_B)}{n_{BO} \cdot (1 - x_B) + (3n_{BO} \cdot (1 - x_B)) + (n_{BO} \cdot x_B)} \cdot P_{TOTAL} \quad [A. 4.24]$$

Todas estas deducciones permiten obtener la siguiente expresión para la velocidad de reacción del sistema:

$$(-r_B)^{II} = \frac{\text{Término 1}}{\text{Término 2}} \quad [A. 4.25]$$

Siendo:

- $$\text{Término 1} = K_2 \cdot K_B \cdot \frac{3n_{BO}^2 \cdot (1-x_B)^2}{((n_{BO} \cdot (1-x_B)) + (3n_{BO} \cdot (1-x_B)) + (n_{BO} \cdot x_B))}$$
- $$\text{Término 2} = \left( \frac{1}{P_T} + K_B \cdot \frac{n_{BO} \cdot (1-x_B)}{((n_{BO} \cdot (1-x_B)) + (3n_{BO} \cdot (1-x_B)) + (n_{BO} \cdot x_B))} \right) \cdot (4n_{BO} \cdot (1-x_B))$$

En el caso de trabajar con un exceso de hidrógeno en la alimentación esta expresión cambiará ligeramente:

	1 mol B	+	M mol de H <sub>2</sub>	→	1 mol de C
t=0	n <sub>BO</sub>		M n <sub>BO</sub>		0
t=t	n <sub>BO</sub> (1-x <sub>B</sub> )		Mn <sub>BO</sub> -3n <sub>BO</sub> x <sub>B</sub>		n <sub>BO</sub> x <sub>B</sub>

Teniendo en cuenta el esquema, se puede expresar:

$$(-r_B)^{II} = \frac{\text{Término 3}}{\text{Término 4}} \quad [A. 4.26]$$

Siendo:

- $$\text{Término 3} = K_2 \cdot K_B \cdot \frac{n_{BO}^2 \cdot (1-x_B) \cdot (M-3 \cdot x_B)}{((n_{BO} \cdot (1-x_B)) + (n_B \cdot (M-3 \cdot x_B)) + (n_{BO} \cdot x_B))}$$
- $$\text{Término 4} = \left( \frac{1}{P_T} + K_B \cdot \frac{n_{BO} \cdot (1-x_B)}{((n_{BO} \cdot (1-x_B)) + (n_B \cdot (M-3 \cdot x_B)) + (n_{BO} \cdot x_B))} \right) \cdot (n_{BO} \cdot (M + 1 - 4 \cdot x_B))$$

Donde M expresa el exceso de hidrógeno en la alimentación.

Deducida la expresión, sólo es necesario tomar una base de datos para el valor de n<sub>BO</sub> y sustituir los valores correspondientes de la presión para las condiciones de trabajo en cada una de las unidades de reacción. Este hecho permite disponer de un conjunto de valores de la velocidad de reacción para el intervalo de conversiones determinado a la temperatura y presión de operación.

### 4.3.- Cálculo de las propiedades termodinámicas del sistema

Existen dos propiedades termodinámicas fundamentales a tener en cuenta para un diseño adecuado de las unidades de operación. El método a seguir para el cálculo de las propiedades se expresa, en este apartado, de una manera genérica concretando su valor posteriormente en cada uno de los equipos de reacción que abarca el sistema.

Estas propiedades dependen profundamente de la temperatura por lo que no resulta adecuado tomar un valor fijo de las mismas y será necesario determinarlas en función de la temperatura registrada en el proceso. Además, al tratarse de un sistema multicomponente el valor de las mismas se expresa como una medida ponderada de la propiedad independiente de cada uno de los compuestos por separado.

#### 4.3.1.- Determinación de la capacidad calorífica del sistema

La capacidad calorífica de un compuesto es la propiedad que determina la cantidad de calor que debe aportársele a un cuerpo para que suba en una unidad su temperatura. Es la propia definición de la propiedad la que indica que en un sistema de funcionamiento no isotérmico será necesario conocer cuál es el valor de la capacidad calorífica para una temperatura determinada.

El sistema abordado en el proceso de reacción del presente Proyecto Fin de Carrera, abarca cinco compuestos presentes en distinta proporción formando parte de una mezcla gaseosa: hidrógeno, metano, benceno, tolueno y ciclohexano.

Tabla A.4.7:  
Constantes para el cálculo de la capacidad calorífica (Perry et al, 2001)

Compuesto	Valor de la constante			
	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>	C <sub>4</sub>
<b>Hidrógeno</b>	28,84	$7,65 \cdot 10^{-5}$	$3,29 \cdot 10^{-6}$	$-8,70 \cdot 10^{-10}$
<b>Metano</b>	34,31	$5,45 \cdot 10^{-2}$	$3,70 \cdot 10^{-6}$	$1,10 \cdot 10^{-8}$
<b>Benceno</b>	-7,2733	$7,71 \cdot 10^{-1}$	$1,65 \cdot 10^{-3}$	$-1,90 \cdot 10^{-6}$
<b>Tolueno</b>	140,14	$-1,52 \cdot 10^{-1}$	$6,95 \cdot 10^{-4}$	0
<b>Ciclohexano</b>	-75,2417	1,2	$1,38 \cdot 10^{-4}$	0



La ecuación sugerida para el cálculo de la propiedad la expresa como una función únicamente dependiente de la temperatura [Perry et al ,2001]:

$$Cp^0 = C_1 + C_2 \cdot T + C_3 \cdot T^2 + C_4 \cdot T^3 \quad [A. 4.27]$$

Las constantes  $C_1, C_2, C_3, C_4$  se encuentran tabuladas en la **Tabla A.4.7** para cada uno de los compuestos que participan en la reacción:

En el caso del hidrógeno y metano que en condiciones normales se encuentran en estado gaseoso, debe tenerse en cuenta que la capacidad calorífica se verá afectada por los efectos que sufren los compuestos ante un aumento de la presión del entorno. Por lo que el valor de la misma se ve incrementado de la siguiente forma:

$$Cp = Cp^0 + \Delta Cp \quad [A. 4.28]$$

Donde  $Cp^0$  se corresponde con los valores obtenidos al aplicar la **Ecuación A.4.27** y  $\Delta Cp$  se calcula gráficamente conociendo los valores de  $P_r$  y  $T_r$  de los compuestos afectados. Esta presión y temperatura reducidas dependen de las propiedades críticas de los compuestos y de las condiciones de trabajo del sistema. Así pues:

$$T_r = \frac{T}{T_c} \quad [A. 4.29]$$

Y siguiendo el mismo procedimiento:

$$P_r = \frac{P}{P_c} \quad [A. 4.30]$$

Para el hidrógeno y el metano, los valores de  $T_c$  y  $P_c$  se recogen a continuación:

Tabla A.4.8:  
Propiedades críticas del hidrógeno y el metano (Perry et al, 2001)

Compuesto	Propiedad crítica	
	Pc(bar)	Tc(K)
<b>Hidrógeno</b>	13,2	33,2
<b>Metano</b>	45,9	190,6

Conocidas las propiedades reducidas para el hidrógeno y el metano,  $\Delta C_p$  se obtiene gráficamente:

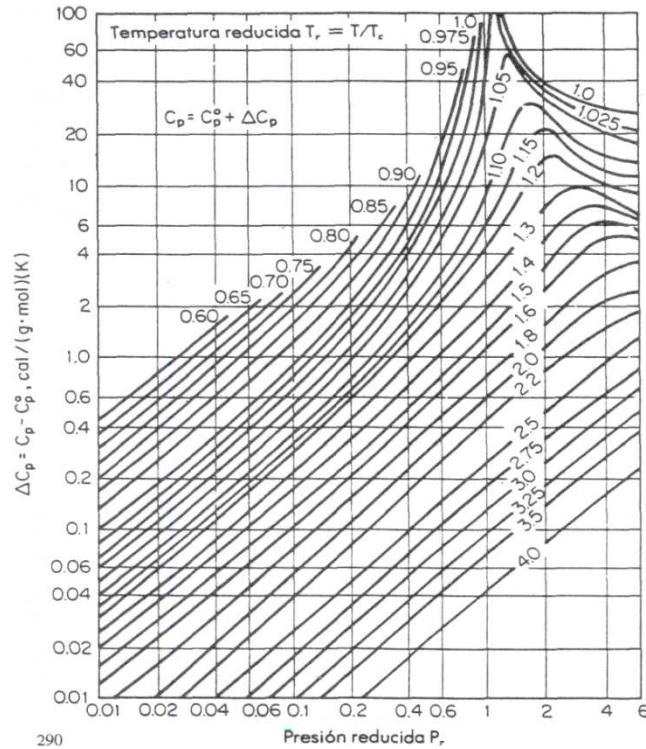


Figura A.4.7: Corrección de Cp a altas presiones (Universidad de Colombia)

Determinadas todas las correlaciones que permiten conocer el valor de la propiedad buscada para cada uno de los compuestos, se puede calcular la capacidad calorífica de la mezcla en base a la capacidad calorífica de cada uno de los compuestos presentes y su composición:

$$C_{pmezcla} = \sum_{i=1}^n \frac{x_i \cdot C_{pi}}{n} \quad [A. 4.31]$$

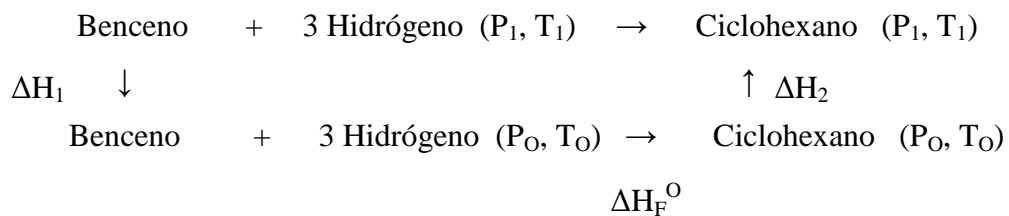
Sustituyendo los valores de composición y de capacidad calorífica en cada una de las unidades de reacción se obtiene la propiedad para la mezcla.

#### 4.3.2.- Determinación de la entalpía de reacción

La entalpía de reacción,  $\Delta H_R$ , es un término que se acata para hacer referencia a la cantidad de energía que se desprende, en sistemas exotérmicos, o se absorbe, si el sistema es endotérmico, durante un proceso de reacción. Al igual que sucede con la capacidad calorífica

está propiedad depende directamente de la temperatura que se registra durante el proceso de reacción. Por ello se trabajará con valores de entalpías variables comprendidos dentro de un intervalo de temperatura en lugar de recurrir a un valor fijo de la misma. Para el sistema de reacción que se describe en el presente Proyecto Fin de Carrera se excluyen en este apartado los cálculos correspondientes al metano y el tolueno al presentar un comportamiento inerte durante el transcurso de la reacción.

Para poder conocer la entalpía de reacción del sistema hay que tener en cuenta la forma en que transcurre el ciclo de reacción, es decir, los cambios que sufren los reactivos a una presión y temperatura dadas hasta convertirse en los productos a su correspondiente presión y temperatura. Este ciclo que define el transcurso de la reacción desde el estado inicial al final se conoce como el Ciclo de Born-Haber, y para la reacción de hidrogenación de benceno adquiere la siguiente forma:



Determinado este ciclo, se aplica la Ley de Hess que permite obtener la entalpía de la reacción como la suma de cada uno de los pasos recorridos para llegar al producto de interés:

$$\Delta H_R = \Delta H_1 + \Delta H_F^0 + \Delta H_2 \quad [A.4.32]$$

$\Delta H_F^0$  se conoce con el nombre de entalpía de formación y se halla teniendo en cuenta el valor de la misma para cada uno de los compuestos presentes. Para calcularla se aplica la siguiente expresión:

$$\Delta H_F^0 = \sum_{i=1}^n (\mu_i \cdot \Delta H_{Fi}^0)_{\text{productos}} - \sum_{i=1}^k (\mu_i \cdot \Delta H_{Fi}^0)_{\text{reactivos}} \quad [A.4.33]$$

En esta correlación,  $\mu_i$  se refiere a los coeficientes estequiométricos de las especies y  $\Delta H_F^0$  a la entalpía de formación de cada uno de los compuestos. Para los elementos en estado puro el valor de esta entalpía es nulo. Así pues los valores correspondientes de esta propiedad para cada compuesto son los siguientes:

Tabla A.4.9:  
Entalpía de formación de los compuestos (Carrera-Mantilla, J., Llano –Restrepo, M., 2004)

<b>Compuesto</b>	<b>Propiedad</b>
	$\Delta H_F^0$ (kJ·kmol <sup>-1</sup> )
<b>Benceno</b>	82800
<b>Hidrógeno</b>	0
<b>Ciclohexano</b>	-123300

Los valores de la entalpía de formación están tabulados para una presión  $P_0$ , y una temperatura  $T_0$ , de referencia que se corresponde con las condiciones estándar de reacción de 1 atm y 298 K respectivamente.

El cálculo del término de entalpía  $\Delta H_1$  está orientado exclusivamente a los reactivos hidrógeno y benceno y su valor depende de la naturaleza del compuesto en sí, ya que en el caso del hidrógeno su valor refleja únicamente los cambios de temperatura del sistema, mientras que para benceno hay que considerar que, además se produce un cambio del estado líquido inicial del benceno al estado gaseoso. Teniendo en cuenta esta circunstancia, las correlaciones que permiten conocer el valor de esta propiedad presentan la siguiente forma:

$$\Delta H_1 = \Delta H_{reactivos} = (\Delta H_1)_{HIDRÓGENO} + (\Delta H_1)_{BENCENO} \quad [A. 4.34]$$

$$(\Delta H_1)_{HIDRÓGENO} = \int_{T_1}^{T_0} n_H C_p(T) dT \quad [A. 4.35]$$

$$(\Delta H_1)_{BENCENO} = \int_{T_1}^{T_0} n_B C_p(T) dT + \lambda_{VAPORIZACIÓN} \quad [A. 4.36]$$

Al igual que sucede con la entalpía y la capacidad calorífica el calor de vaporización de un compuesto se encuentra fuertemente influenciado por la temperatura que se registró en el proceso. El cálculo detallado de este parámetro se recoge en el **Apartado 4.3.3** del presente Anexo.

Para el cálculo del  $C_p(T)$  se recurre a las **Expresiones A.4.27** y **A.4.28** recogida en el **Apartado 4.3.1** del Anexo actual.

Una vez conocido el valor de la entalpía de los reactivos, el cálculo para el sistema exige hallar el valor de la entalpía del producto ciclohexano denotada como  $\Delta H_2$ . Esta expresión es idéntica a la adoptada para la entalpía del benceno:

$$(\Delta H_2) = \int_{T_0}^{T_1} n_C C_p (T) dT + (\lambda_{VAPORIZACIÓN})_{CICLOHEXANO} \quad [A.4.37]$$

Si se combinan todas estas expresiones y se sustituyen los valores correspondientes de las constantes es posible deducir un método para el cálculo de la entalpía como una función dependiente de la temperatura del sistema, de manera que se pueda escribir:

$$\Delta H(T) = (\Delta H_1)_{(BENCENO+3HIDRÓGENO)} + \Delta H_F^0 + (\Delta H_2)_{(CICLOHEXANO)} \quad [A.4.38]$$

$$\begin{aligned} \Delta H(T) = & \int_{T_1}^{298} (-7,273 + 7,71 \cdot 10^{-1} \cdot T + 1,65 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 - 1,9 \cdot 10^{-6} \cdot T^3) dT + 5,75 \\ & \cdot 10^4 \cdot (1 - T_r)^{(0,45238+0,0534 \cdot T_R)} + \int_{T_1}^{298} 3 \cdot (28,84 + 7,65 \cdot 10^{-5} \cdot T + 3,29 \\ & \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 8,7 \cdot 10^{-10} \cdot T^3 + \Delta C_p) dT + (-123300 - 82800) \\ & + \int_{298}^{T_1} (-75,2417 + 1,2 \cdot T + 1,38 \cdot 10^{-4} \cdot T^2) + 4,494 \cdot 10^4 \\ & \cdot (1 - T_r)^{(0,3957)} \quad [A.4.39] \end{aligned}$$

Alcanzado este punto sólo será necesario considerar los valores de temperaturas del sistema para poder obtener la entalpía de reacción presente en el diseño de cada uno de las unidades de reacción resolviendo las integrales propuestas.

#### **4.3.3.- Determinación del Calor de Vaporización**

El calor de vaporización de un compuesto se define cómo la cantidad de calor que éste compuesto absorberá al pasar del estado líquido a un estado en el que se encuentra como vapor.

Las condiciones de operación en las que transcurre el proceso conducen a una dependencia directa entre esta propiedad y la temperatura de trabajo y la expresión que

permite hallar el calor de vaporización lo presenta como una función que depende de la temperatura adquiriendo la forma siguiente [Perry et al ,2001]:

$$\lambda_{VAPORIZACIÓN} = C_1 \cdot (1 - T_R)^{(C_1+C_2 \cdot T_r+C_4 \cdot T_r^2)} \quad [A. 4.40]$$

Los constantes  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$ ,  $C_4$  para los compuestos afectados se tabulan a continuación, así como la temperatura crítica que permitirá calcular en cada instante la temperatura reducida conocida la temperatura del sistema.

Tabla A.410:  
Constantes para el cálculo del calor de vaporización (Perry et Al., 2001)

Compuesto	Valor de la constante				T <sub>c</sub> (K)
	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>	C <sub>4</sub>	
<b>Benceno</b>	5,75·10 <sup>-4</sup>	0,45238	0,0534	0	562
<b>Ciclohexano</b>	4,49·10 <sup>-4</sup>	0,3957	0	0	553,4
<b>Agua</b>	5,203·10 <sup>-7</sup>	0,3199	-0,212	0,25795	647,13

#### 4.4.- Determinación de la porosidad del sistema

En aquellos sistemas en los cuales el proceso transcurre apoyado en la presencia de un lecho de relleno, en este caso constituido por el propio catalizador, será necesario determinar la porosidad del mismo.

La porosidad,  $\varepsilon$ , es una propiedad característica de los lechos que define el volumen de huecos presente en el sistema con respecto al volumen total, de manera que puede escribirse:

$$\varepsilon = \frac{\text{Volumen de huecos}}{\text{Volumen total del lecho}} \quad [A. 4.41]$$

Esta porosidad se ve influenciada por distintas propiedades de la partícula, tales como el tamaño, forma y rugosidad y el empaquetamiento o distribución del relleno dentro del lecho. En el caso que se desarrolla en el presente sistema de reacción, se opta por la adopción de un catalizador de la casa comercial Johnson Matthey de diámetro igual a 2,5 milímetros que se dispone en el interior de los tubos al azar con el fin de reducir la aparición de caminos preferenciales por los que el fluido pueda circular.

La porosidad correspondiente a un lecho puede determinarse a partir de la propia definición de la propiedad si se conocen todos los parámetros, o recurriendo a gráficas en las que se recoge este valor en función de distintas propiedades del sistema. Para cada uno de los equipos de reacción que se diseñan en el presente Proyecto Fin de Carrera, se opta por la segunda opción para conocer la porosidad del sistema de reacción.

A continuación, se recoge una gráfica, donde en función de la morfología del relleno y la relación entre el diámetro equivalente de la partícula y el diámetro del lecho es posible determinar el valor de la porosidad.

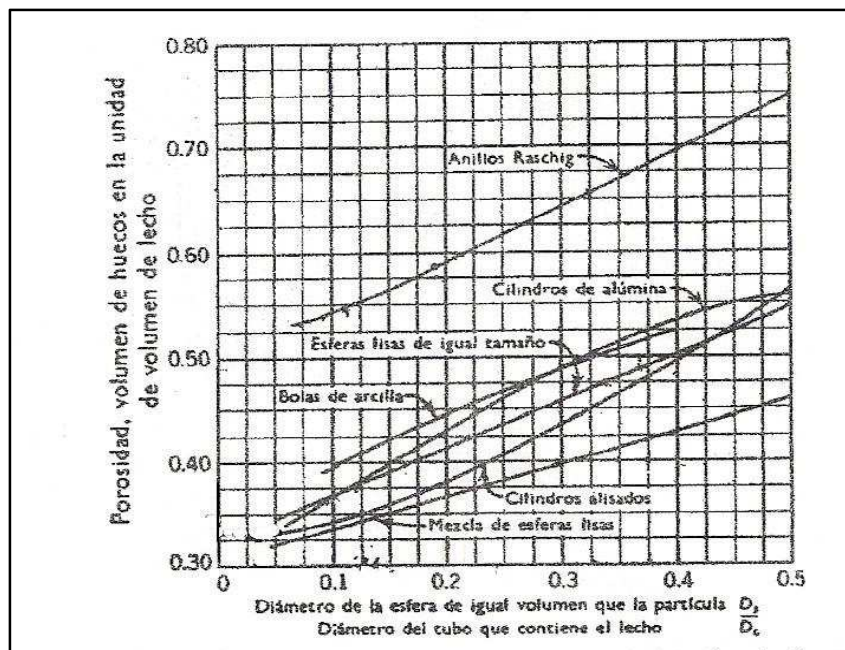


Figura A.4.8: Determinación de la porosidad del lecho (Coulson and Richardson's, 1998)

A partir de la figura, teniendo en cuenta que se asume la morfología de cilindros pequeños<sup>4)</sup> para el catalizador y que el diámetro equivalente de las mismas es de 2,5 milímetros, solo es necesario conocer la relación entre el diámetro equivalente y el diámetro del lecho para determinar la porosidad de los reactores en cada uno de los casos. Se debe considerar, además, que al tratarse de un reactor multitubular, cada uno de estos tubos actúa como diminutos lechos en los que transcurre la reacción de hidrogenación, por lo que el diámetro que se toma como el del lecho es el de los tubos.

<sup>4)</sup> Esta aproximación se realiza teniendo en cuenta que la forma real del catalizador es la de trilobe y esta figura se compone de tres cilindros unidos por un eje central.

## 4.5.- Diseño del proceso de operación

### 4.5.1.- Refrigeración del reactor

Como ya se ha mencionado con anterioridad, el fuerte carácter exotérmico de la reacción obliga a la disipación de una parte del calor que se genera en el sistema con el fin de trabajar en las condiciones más óptimas de operación. Para ello, no será suficiente establecer un intercambio de energía entre el producto caliente procedente del reactor y la alimentación de entrada al mismo, sino que será necesario recurrir a un método complementario que permita evacuar el calor restante. Dicho método se basa en refrigerar el reactor por medio del agua procedente del sistema de calderas y generar vapor de baja presión que posteriormente se venderá a la Refinería para su propio uso. Esta medida, además de permitir alcanzar los objetivos propuestos en el sistema de reacción supone un ahorro energético importante que se traduce en cifras económicas para el funcionamiento de la línea de proceso al suponer un ingreso adicional.

La refrigeración del sistema de reacción consiste en aprovechar el calor generado en la misma, vaporizando agua para producir vapor de baja presión que puede emplearse posteriormente en otros procesos que así lo requieran. En ese caso, sólo se debe establecer el caudal de agua a emplear con este fin.

Aplicando un balance de energía a la corriente de refrigeración, se llega a la siguiente expresión:

$$(-Q_{CEDIDO})_{REACCIÓN} = (Q_{ABSORBIDO})_{REFRIGERANTE} \quad [A. 4.42]$$

Y, a su vez:

$$(-Q_{ABSORBIDO})_{REFRIGERANTE} = Q_m \cdot C_p \cdot \Delta T + \lambda_{VAPORIZACIÓN} \cdot Q_m \quad [A. 4.43]$$

El cálculo del calor de vaporización se realiza por medio de la **Ecuación A.4.40** recogida en el **Apartado 4.3.3** del presente Anexo, y el incremento de temperaturas que sufre la corriente de agua se establecerá en función de la presión que debe adquirir el vapor generado. Para ello, se tendrá en cuenta que la función que relaciona la temperatura con la presión del vapor de un fluido presenta la forma [Perry et al, 2001]:

$$P_v = e^{(C_1 + \frac{C_2}{T} + C_3 \cdot \ln(T) + C_4 \cdot T^{C_5})} \quad [A. 4.44]$$



Donde  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$ ,  $C_4$  y  $C_5$  son constantes, que en el caso del agua, se tabulan a continuación:

Tabla A.4.11:  
Constantes de la Presión de vapor (Perry et Al., 2001)

<b>Constante</b>	<b>Valor de la constante</b>
$C_1$	73,649
$C_2$	-7258,2
$C_3$	-7,3037
$C_4$	$4,17 \cdot 10^{-6}$
$C_5$	2

El calor cedido por el sistema de reacción proviene del balance de energía establecido sobre el proceso por medio del simulador Hysys versión 3.2 y la capacidad calorífica del agua se calculará como una media ponderada entre la capacidad a la temperatura inicial de la corriente y la correspondiente a la temperatura del vapor de salida.

Conocidos todos estos datos, el caudal de agua de refrigeración se despeja de la **Ecuación A.4.43:**

$$Q_m = \frac{((-Q_{CEDIDO})_{REACCIÓN})}{(C_p \cdot \Delta T + \lambda_{VAPORIZACIÓN})} \quad [A. 4.45]$$

El calor de vaporización del agua, a su vez, se calcula por medio de la relación:

$$\lambda_{VAPORIZACIÓN} = C_1 \cdot (1 - T_r)^{(C_2 + C_3 \cdot T_r + C_4 \cdot T_r^2)} \quad [A. 4.46]$$

El valor de las constantes de vaporización así como la temperatura crítica del agua se recogen a continuación:

Tabla A.4.12:  
Constantes de vaporización del agua (Perry et al, 2001)

<b>Constante</b>	<b>Valor de la constante</b>
$C_1$	$5,203 \cdot 10^7$
$C_2$	0,3199
$C_3$	-0,212
$C_4$	0,25795
$T_c(K)$	647,13

## **ANEXO 5: DISEÑO DEL REACTOR R-01**

### **5.1.- Determinación de la expresión de diseño del reactor**

Dada la naturaleza de la reacción, el tipo de equipo que se elige para el desarrollo de la misma es un reactor multitubular de lecho fijo ya que proporcionará una mayor superficie de contacto para el intercambio de calor entre el contenido del reactor y el sistema refrigerante. Este hecho ayuda a alcanzar los niveles de temperatura en el sistema con mayor facilidad.

El reactor está formado por una carcasa en cuyo interior se disponen una serie de tubos provistos de catalizador. El criterio que se establece para la circulación de las corrientes por el interior del equipo obedece a las siguientes indicaciones:

- Circula por el interior de los tubos el fluido a mayor presión o temperatura, el fluido más corrosivo y/o el fluido más sucio.
- Circula a través de la carcasa el fluido con menor pérdida de presión.

En base a estos criterios, se establece que el reactivo circule por el interior de los tubos en sentido descendente buscando así evitar la fluidización del lecho, mientras que el agua de refrigeración lo hará a través de la carcasa en sentido ascendente. El flujo que se establece entre ambos fluidos es, pues, en contracorriente.

En el caso de trabajar con reactores catalíticos de lecho fijo, los problemas que ocasionan la transferencia de materia y los perfiles de temperatura hacen necesario la resolución conjunta del balance de materia y de energía para hallar la expresión de diseño del reactor.

A la hora de plantear estos balances, además, se debe tener en cuenta que tanto la temperatura como la concentración obedecen a un modelo bidimensional, es decir, la desviación de estas variables se produce tanto en la dirección axial como en la radial.

#### **5.1.1.- Balance de materia a la unidad de reacción**

Como se ha mencionado con anterioridad, con el fin de hallar la expresión que permite diseñar el sistema de reacción, se va a realizar un balance de materia a un elemento diferencial de volumen del reactor como el que se recoge en la siguiente figura:

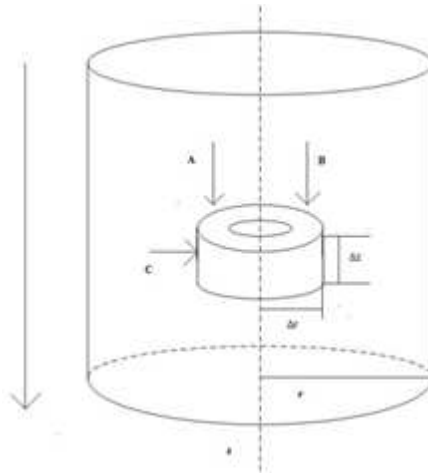


Figura A.5.1: Elemento diferencial de volumen

En esta figura, la inicial A representa la entrada por flujo global o advectivo, B la entrada por dispersión axial y C la entrada por convección radial.

Si se formula pues el balance de materia para el reactivo limitante benceno, se obtiene:

$$\{Acumulación\} = \{Entrada\} - \{Salida\} + \{Generación\} - \{Consumo\} \quad [A.5.1]$$

Donde el término de generación se anula puesto que el balance está referido a un reactivo y el término de acumulación es igual a cero al considerar que se trabaja en condiciones de estado estacionario. De esta forma, el balance puede escribirse de nuevo como sigue:

$$\{Salida\} = \{Entrada\} - \{Consumo\} \quad [A.5.2]$$

A continuación van a desarrollarse cada uno de los términos que forman parte del balance:

$$\left\{ \begin{array}{l} Consumo \\ por reacción química \end{array} \right\} = (-r_B)^I \cdot \rho_B \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \Delta r \cdot \Delta z \cdot (1 - \varepsilon_L) \quad [A.5.3]$$

Donde:

- $(-r_B)^I$  es la velocidad de reacción referida a la unidad de masa del catalizador. Se expresa en unidades de  $\text{kmol} \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{kg}_{\text{catalizador}}^{-1}$ .
- $\rho_B$  es la densidad de la partícula de catalizador, en  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .
- $r$  es el radio del elemento diferencial de volumen considerado expresado en metros.

- $\Delta r$  y  $\Delta z$  son los incrementos en el radio y en la altura del elemento considerado, en metros.
- $\varepsilon_L$  hace referencia a la porosidad del lecho y es un parámetro adimensional.

En este caso, el término  $(1-\varepsilon_L)$  se utiliza para designar el volumen disponible dentro del lecho para la reacción, puesto que ésta ocurrirá en la superficie del sólido catalítico. El volumen disponible para la reacción será pues  $2 \cdot \pi \cdot r \cdot \Delta r \cdot \Delta z \cdot (1-\varepsilon_L)$ .

Tanto el término de entrada como de salida, deben contemplar la aportación de tres flujos distintos, uno de ellos referido al flujo global, y los otros dos debidos al carácter bidimensional del sistema. Siendo así, la entrada de flujo al sistema se expresará:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Entrada de} \\ \text{flujo en el} \\ \text{elemento diferencial} \\ \text{de volumen} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Entrada por} \\ \text{flujo global} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Entrada por} \\ \text{dispersión axial} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Entrada por} \\ \text{dispersión radial} \end{array} \right\} \quad [A. 5.4]$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Entrada} \\ \text{por flujo global} \end{array} \right\} = |u \cdot C_B|_z \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \Delta r \quad [A. 5.5]$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Entrada por} \\ \text{dispersión axial} \end{array} \right\} = \left| -D_L \cdot \frac{\partial C_B}{\partial z} \right|_z \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \Delta r \quad [A. 5.6]$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Entrada por} \\ \text{dispersión radial} \end{array} \right\} = \left| -D_R \cdot \frac{\partial C_B}{\partial r} \right|_r \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \Delta z \quad [A. 5.7]$$

Donde:

- $u$  es la velocidad del fluido en  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ .
- $C_B$  es la concentración del reactivo benceno en el sistema de reacción expresada en  $\text{kmol} \cdot \text{m}^{-3}$ .
- $D_L$  es el coeficiente de dispersión del flujo en la dirección axial en  $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ .
- $D_R$  es el coeficiente de dispersión de flujo en la dirección radial en  $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ .
- $r$  es el radio del elemento de volumen diferencial considerado en metros.
- $\Delta r$  y  $\Delta z$  son los incrementos en el radio y en la altura del elemento de volumen considerado, expresados en metros.

El término de salida es análogo al de la entrada por lo que se tiene:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Salida del flujo en el} \\ \text{elemento diferencial} \\ \text{de volumen} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Salida debida} \\ \text{flujo global} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Salida debida a} \\ \text{dispersión axial} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Salida debida a} \\ \text{dispersión radial} \end{array} \right\} \quad [A. 5.8]$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Salida debida} \\ \text{al flujo global} \end{array} \right\} = |u \cdot C_B|_{z+\Delta z} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \Delta r \quad [A. 5.9]$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Salida debida a} \\ \text{dispersión axial} \end{array} \right\} = \left| -D_L \frac{\partial C_B}{\partial z} \right|_{z+\Delta z} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \Delta r \quad [A. 5.10]$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Salida debida a} \\ \text{dispersión radial} \end{array} \right\} = \left| -D_R \frac{\partial C_B}{\partial r} \right|_{r+\Delta r} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \Delta z \quad [A. 5.11]$$

Sustituyendo y agrupando todos los términos en el balance y dividiendo por  $2 \cdot \pi \cdot \Delta r \cdot \Delta z$ , se obtiene:

$$r \cdot \frac{\left| D_L \frac{\partial C_B}{\partial z} \right|_{z+\Delta z} - \left| D_L \frac{\partial C_B}{\partial z} \right|_z}{\Delta z} - r \cdot \frac{|u \cdot C_B|_{z+\Delta z} - |u \cdot C_B|_z}{\Delta z} + \frac{\left| r D_R \frac{\partial C_B}{\partial r} \right|_{r+\Delta r} - \left| r D_R \frac{\partial C_B}{\partial r} \right|_r}{\Delta r} - (-r_B)^I \cdot \rho_B \cdot r \cdot (1 - \varepsilon_L) = 0 \quad [A. 5.12]$$

Ahora si se toman límites cuando  $\Delta r$  y  $\Delta z$  tienden a 0 y se considera la dispersión en ambas direcciones constante, la expresión adquiere la siguiente forma:

$$r \cdot D_L \cdot \frac{\partial^2 C_B}{\partial z^2} - r \cdot \frac{\partial (u \cdot C_B)}{\partial z} + D_R \cdot \frac{\partial \left( r \cdot \frac{\partial C_B}{\partial r} \right)}{\partial r^2} - (-r_B)^I \cdot \rho_B \cdot r \cdot (1 - \varepsilon_L) = 0 \quad [A. 5.13]$$

Desarrollando los productos y derivadas de la expresión y dividiendo entre r:

$$\begin{aligned} -u \cdot \frac{\partial C_B}{\partial z} - C_B \cdot \frac{\partial u}{\partial z} + D_L \cdot \frac{\partial^2 C_B}{\partial z^2} + D_R \left[ \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial C_B}{\partial r} + \frac{\partial^2 C_B}{\partial r^2} \right] - (-r_B)^I \cdot \rho_B \cdot (1 - \varepsilon_L) \\ = 0 \quad [A. 5.14] \end{aligned}$$

Esta expresión puede simplificarse aún más en aquellos casos en los que tanto la dispersión axial como la dispersión radial de materia sean despreciables en función al comportamiento del sistema. Así pues la dispersión de materia en la dirección axial se obviará si se cumple la condición de que  $\frac{L_{LECHO}}{d_p} > 50$ , siempre que el Reynolds referido a la partícula sea mayor a la unidad. Por su parte, la dispersión radial de materia será despreciable en el caso

de que exista una buena mezcla del fluido para una posición  $z$  cualquiera a lo largo del lecho [Santamaría, J.M., 2002].

Para el sistema de reacción que se aborda, se asumirá una mezcla adecuada a lo largo de cualquier posición del lecho de manera que pueda considerarse despreciable la dispersión de materia en la dirección radial. A su vez, también se considerará despreciable la dispersión de materia en la dirección axial asumiendo que la longitud del lecho es 50 veces superior al tamaño de la partícula para un Reynolds de partícula mayor a la unidad. Esta última suposición se comprobará una vez se disponga de las dimensiones pertinentes del equipo.

Teniendo en cuenta estas consideraciones y asumiendo que la velocidad lineal permanece constante a lo largo del lecho, la **Ecuación A.5.14** se convierte en la expresión de diseño para un reactor de flujo pistón:

$$-u \cdot \frac{dC_B}{dz} - (-r_B)^I \cdot \rho_B \cdot (1 - \varepsilon_L) = 0 \quad [A. 5.15]$$

$$-u \cdot \frac{dC_B}{dz} = (-r_B)^I \cdot \rho_B \cdot (1 - \varepsilon_L) \quad [A. 5.16]$$

Puesto que la concentración sólo variará en la dirección del eje  $z$  debido al flujo global del fluido, las derivadas parciales se expresan ahora como totales.

Multiplicando y dividiendo por la sección  $S$  del reactor, se obtiene:

$$-(u \cdot S) \cdot \frac{dC_B}{d(z \cdot S)} = (-r_B)^I \cdot \rho_B \cdot (1 - \varepsilon_L) \quad [A. 5.17]$$

$$-Q \cdot \frac{dC_B}{dV} = (-r_B)^I \cdot \rho_B \cdot (1 - \varepsilon_L) \quad [A. 5.18]$$

Las condiciones de operación en el sistema, permiten paliar los efectos de la contracción de volumen durante la reacción<sup>5)</sup>, con lo cual no se tendrá en cuenta dicho efecto y podrá escribirse:

$$x_B = \frac{C_{BO} - C_B}{C_{BO}} \quad [A. 5.19]$$

---

<sup>5)</sup> Recordar que se trabaja en un exceso de hidrógeno que, entre otras funciones ayuda a paliar los efectos causados por la reducción del número de moles.

$$dC_B = -C_{BO} \cdot dx_B \quad [A. 5.20]$$

Sustituyendo la **Expresión A.5.20** en la **Ecuación A.5.18** y separando e integrando variables, se obtiene la expresión definitiva que permite conocer la masa de catalizador a emplear para alcanzar una conversión dada:

$$\int_0^V \frac{dV}{Q} = C_{BO} \int_0^{x_B} \frac{dx_B}{(-r_B)^I \cdot \rho_B \cdot (1 - \varepsilon_L)} \quad [A. 5.21]$$

$$\int_0^V \frac{dV}{Q \cdot C_{BO}} = \int_0^{x_B} \frac{dx_B}{(-r_B)^I \cdot \rho_B \cdot (1 - \varepsilon_L)} \quad [A. 5.22]$$

$$\frac{(1 - \varepsilon_L)}{F_{BO}} \cdot \int_0^V d(V \cdot \rho_B) = \int_0^{x_B} \frac{dx_B}{(-r_B)^I} \quad [A. 5.23]$$

$$dW = \frac{F_{BO}}{(1 - \varepsilon_L)} \cdot \frac{dx_B}{(-r_B)^I} \quad [A. 5.24]$$

Esta última expresión permite conocer la masa de catalizador, W, para una conversión dada en función a:

- $F_{BO}$  es el caudal molar de benceno que se alimenta al sistema en  $\text{kmol} \cdot \text{h}^{-1}$ .
- $(-r_B)^I$  es la velocidad de reacción expresada en  $\text{kmol} \cdot \text{kg}_{\text{catalizador}} \cdot \text{h}^{-1}$ .
- $x_B$  conversión del sistema referida al reactivo limitante benceno.

La **Expresión A.5.24** debe resolverse conjuntamente con la expresión derivada para el balance de energía puesto que la velocidad de reacción y la temperatura están íntimamente relacionadas.

### 5.1.2.- Balance de energía a la unidad de reacción

De forma análoga a la desarrolla para obtener la expresión derivada del balance de materia es posible obtener una expresión que permita estudiar el comportamiento de la temperatura del sistema a lo largo del transcurso de la reacción.

Para la resolución del balance de energía al reactor se considerará que el único mecanismo de transmisión de calor que interviene en el sistema es el correspondiente a la conducción. También se considerará que el sistema, en su conjunto, se acerca al comportamiento adiabático<sup>6</sup>.

Para obtener el balance de energía del sistema, considérese el elemento diferencial de volumen recogido en la **Figura A.5.1**, de manera que pueda escribirse:

$$\{Acumulación\} = \{Entrada\} - \{Salida\} + \{Generación\} - \{Consumo\} \quad [A. 5.25]$$

Donde el término de acumulación de energía se desprecia por trabajar en condiciones de estado estacionario y el de consumo también ya que se genera energía como consecuencia de la transformación de la energía química en calorífica. De esta manera se tiene que:

$$\{Salida\} = \{Entrada\} + \{Generación\} \quad [A. 5.26]$$

A continuación, van a desarrollarse cada uno de los términos del balance de energía.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Generación de energía} \\ \text{en el elemento diferencial de} \\ \text{volumen} \end{array} \right\} = (1 - \varepsilon_L) \cdot (-r_B)^I \cdot \rho_B \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \Delta r \cdot \Delta z \cdot (-\Delta H)_r \cdot \Delta t \quad [A. 5.27]$$

Donde:

- $\varepsilon_L$  representa la porosidad del lecho y es un término adimensional.
- $(-r_B)^I$  es la velocidad de reacción referida al reactivo limitante benceno expresada en  $\text{kmol} \cdot \text{kg}_{\text{catalizador}} \cdot \text{h}^{-1}$ .
- $\rho_B$  es la densidad de la partícula catalítica en  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .
- $r$  es el radio del elemento de volumen considerado en metros.
- $\Delta r$  y  $\Delta z$  son los incrementos en el radio y en la altura del elemento de volumen considerado en metros.
- $\Delta t$  es el incremento de tiempo en horas.
- $(-\Delta H)_r$  es la entalpía de reacción en función de la temperatura del sistema expresada en  $\text{kJ} \cdot \text{kmol}^{-1}$ .

---

<sup>6</sup> El reactor en su conjunto se encuentra provisto de una cobertura de aislante para reducir las pérdidas de calor con el exterior.



El término  $(1-\varepsilon_L)$  indica que la reacción y, por tanto la energía que se genera, lo hace sobre la superficie del catalizador.

De forma análoga a lo sucedido a la hora de plantear el balance de materia del sistema, debe tenerse en cuenta que los términos de entrada y de salida de energía deben expresarse como la aportación de tres flujos simultáneos, el flujo debido a la entrada global de energía en el sistema, y los debidos a la aportación radial y axial. De esta forma, el término de entrada será:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Entrada de energía en} \\ \text{el elemento diferencial de} \\ \text{volumen} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Entrada de} \\ \text{energía por} \\ \text{flujo global} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Entrada de} \\ \text{energía por} \\ \text{conducción radial} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Entrada de} \\ \text{energía por} \\ \text{conducción} \\ \text{radial} \end{array} \right\} \quad [A. 5.28]$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Entrada de energía} \\ \text{por flujo global} \end{array} \right\} = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \Delta r \cdot \rho \cdot u_z \cdot C_p \cdot (T - T_0)|_z \cdot \Delta t \quad [A. 5.29]$$

Donde:

- $r$  es el radio del elemento de volumen considerado en metros.
- $\Delta r$  es el incremento en el radio en metros.
- $\rho$  es la densidad de la corriente en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ .
- $u_z$  es la velocidad de entrada del flujo en  $\text{m}\cdot\text{h}^{-1}$ .
- $C_p$  es la capacidad calorífica del sistema en  $\text{kJ}\cdot\text{kg}\cdot\text{K}^{-1}$ . Esta capacidad debe tomarse como una media entre la entrada y la salida del sistema.
- $T$  y  $T_0$  son las temperaturas de salida y de entrada del elemento diferencial de volumen respectivamente, expresadas en K.
- $\Delta t$  representa el incremento en el tiempo en  $\text{h}^{-1}$ .

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Entrada de energía} \\ \text{por conducción axial} \end{array} \right\} = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \Delta r \cdot (-k_{e,L}) \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_z \cdot \Delta t \quad [A. 5.30]$$

Donde:

- $k_{e,L}$  es el coeficiente efectivo de conductividad térmica axial expresado en  $\text{kW}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$ .
- $\Delta z$  representa la variación en la dirección axial en metros.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Entrada de energía} \\ \text{por conducción radial} \end{array} \right\} = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \Delta z \cdot (-k_{e,R}) \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_r \cdot \Delta t \quad [A.5.31]$$

Donde:

- $k_{e,R}$  es el coeficiente efectivo de conductividad térmica radial en  $\text{kW} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$ .
- $\Delta r$  representa la variación en la dirección radial en metros.

El término de salida, a su vez, se expresa de la misma forma:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Salida de energía en} \\ \text{el elemento diferencial de} \\ \text{volumen} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Salida de} \\ \text{energía por} \\ \text{flujo global} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Salida de} \\ \text{energía por} \\ \text{conducción radial} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Salida de} \\ \text{energía por} \\ \text{conducción} \\ \text{radial} \end{array} \right\} \quad [A.5.32]$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Salida de energía} \\ \text{por flujo global} \end{array} \right\} = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \Delta r \cdot \rho \cdot u_z \cdot C_p \cdot (T - T_0)|_{z+\Delta z} \cdot \Delta t \quad [A.5.33]$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Salida de energía} \\ \text{por conducción axial} \end{array} \right\} = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \Delta r \cdot (-k_{e,L}) \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z+\Delta z} \cdot \Delta t \quad [A.5.34]$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Salida de energía} \\ \text{por conducción radial} \end{array} \right\} = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \Delta z \cdot (-k_{e,R}) \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r+\Delta r} \cdot \Delta t \quad [A.5.35]$$

Si se sustituyen todas estas expresiones en el balance de energía y se divide por  $\Delta t$ , se obtiene:

$$\begin{aligned} & 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \Delta r \cdot [\rho \cdot u_z \cdot C_p \cdot (T - T_0)|_z - \rho \cdot u_z \cdot C_p \cdot (T - T_0)|_{z+\Delta z}] + 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \Delta r \\ & \cdot \left[ k_{e,L} \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z+\Delta z} - k_{e,L} \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_z \right] + 2 \cdot \pi \cdot \Delta z \\ & \cdot \left[ k_{e,R} \cdot r \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r+\Delta r} - k_{e,R} \cdot r \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_r \right] + (1 - \varepsilon_L) \cdot (-r_B)^l \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \Delta r \cdot \Delta z \\ & \cdot (-\Delta H_r) \cdot \rho_B = 0 \quad [A.5.36] \end{aligned}$$

Dividiendo ahora por  $2 \cdot \pi \cdot \Delta r \cdot \Delta z$  y tomando límites cuando  $\Delta z$  y  $\Delta t$  tienden a 0, se obtiene:

$$-r \cdot \frac{\partial}{\partial z} (\rho \cdot u_z \cdot C_p \cdot T) + r \cdot \frac{\partial}{\partial z} \cdot \left| k_{e,L} \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right| + \frac{\partial}{\partial r} \cdot \left| k_{e,R} \cdot r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right| + (1 - \varepsilon_L) \cdot (-r_B)^I \cdot \rho_B \cdot r \cdot (-\Delta H)_r = 0 \quad [A.5.37]$$

Si, además, se divide por el radio, r, la expresión adquiere la forma:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial z} \cdot \left| k_{e,L} \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right| + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \cdot \left| k_{e,R} \cdot r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right| + (1 - \varepsilon_L) \cdot (-r_B)^I \cdot \rho_B \cdot (-\Delta H)_r \\ = \frac{\partial}{\partial z} (\rho \cdot u_z \cdot C_p \cdot T) \quad [A.5.38] \end{aligned}$$

Esta expresión del balance de energía para el sistema de reacción que se trata admite una serie de simplificaciones en función del comportamiento del sistema. Así pues, el término debido a la dispersión axial puede despreciarse siempre que se admita que la longitud del lecho es mucho mayor que el tamaño de la partícula, es decir, si se cumple la misma condición que se exige para obviar la dispersión de materia en la dirección axial ( $\frac{L}{d_p} > 50$  para un  $Re_{particula} > 1$ ). En el caso de la dispersión en la dirección radial es posible despreciarla si el funcionamiento del sistema es adiabático [Santamaría, J.M., 2002].

Teniendo en cuenta estas consideraciones, para el sistema que se aborda se obviarán las dispersiones de energía en ambas direcciones al tratarse de un sistema cuyo comportamiento, en conjunto, se asume adiabático y considerando que se cumple también la condición que permite despreciar la dispersión axial. Esta última suposición debe comprobarse una vez conocidas las dimensiones reales del equipo. De acuerdo con estas simplificaciones, la expresión del balance de energía se recoge a continuación:

$$\frac{\partial}{\partial z} \cdot (\rho \cdot u_z \cdot C_p \cdot T) = (1 - \varepsilon_L) \cdot (-r_B)^I \cdot \rho_B \cdot (-\Delta H)_r \quad [A.5.39]$$

En este caso la temperatura sólo depende de la variación en la longitud a lo largo del lecho con lo que la expresión anterior se representa en términos de derivadas totales, y considerando que la densidad y la velocidad permanecen constantes a lo largo del sistema y que la capacidad calorífica se toma como una media entre el valor a la entrada y salida del lecho:

$$\rho \cdot u_z \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dz} = (1 - \varepsilon_L) \cdot (-r_B)^I \cdot \rho_B \cdot (-\Delta H)_r \quad [A.5.40]$$

Por último agrupando términos, se obtiene:

$$\frac{dT}{dz} = \frac{(1 - \varepsilon_L) \cdot (-r_B)^I \cdot \rho_B \cdot (-\Delta H)_r}{(\rho \cdot u_z \cdot C_p)} \quad [A. 5.41]$$

Obtenidas las expresiones correspondientes al balance de materia y energía, sólo será necesario sustituir los valores de los parámetros que intervienen en las mismas y resolver conjuntamente ambos balances recurriendo a métodos numéricos.

### **5.1.3.- Selección de las condiciones de operación**

Como ya se ha mencionado con anterioridad, debido al fuerte carácter exotérmico y reversible de la reacción de hidrogenación de benceno es necesario llegar a una situación de óptima entre la velocidad a la que se desarrolla la reacción y el valor que alcanza la conversión de equilibrio. Con el fin de trabajar en las condiciones más óptimas para el sistema, se dispone de dos reactores catalíticos multitubulares operando en condiciones distintas. En el primero de ellos, estas condiciones se eligen de manera que se alcance una mayor velocidad de reacción a costa de obtener una conversión de equilibrio menor, en torno al 80-90%. Esta reacción pues se completará en un segundo reactor en condiciones tales que favorezcan la conversión aunque trabajando a temperaturas inferiores.

De acuerdo con el estudio de las condiciones de operación (véase **Apartado 4.1** del Anexo 4 del presente Proyecto Fin de Carrera) se opta por aquellas condiciones que permitan alcanzar un 88% de conversión en el primer reactor y prácticamente un 100% en el segundo. En el caso de la primera unidad de reacción dicha conversión se alcanza para una relación de alimentación aromático-hidrógeno de 6, una presión en torno a los 30 bar y un intervalo de temperatura entre los 125 °C a la entrada y los 227 °C a la salida (véase **Figura A.4.2** del Anexo 4).

La refrigeración de dicho sistema se realizará con agua proveniente del sistema de calderas que se introduce a contracorriente a una temperatura de 303 K y abandona el equipo como vapor de agua 393 K.

A continuación se recoge el diagrama térmico del reactor para las condiciones de operación descritas.

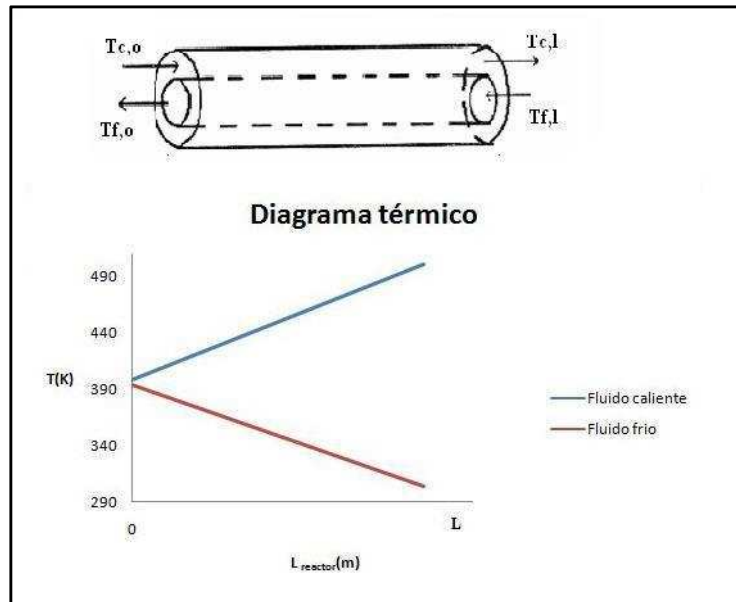


Figura A.5.2: Diagrama térmico de las corrientes

## 5.2.- Determinación de las dimensiones del sistema

Los reactores empleados en la hidrogenación del benceno son en todos los efectos muy similares a una unidad de intercambio de calor, por lo que se debe tener en cuenta que su diseño comparte muchos aspectos similares con los procedimientos seguidos para el diseño de los intercambiadores de calor que componen la línea de proceso diseñada.

Como ya se ha mencionado al principio de este Anexo, la corriente de reactivo circulará por el interior de los tubos a una presión comprendida entre los 32,5 bar y los 30,6 bar a la entrada y la salida del sistema respectivamente, abandonando el reactor a la temperatura de 226,9 °C, mientras que el agua de refrigeración procedente de la línea de abastecimiento a calderas circulará por la carcasa para unirse convertida en vapor a la línea de vapor de baja de la Refinería para su empleo posterior en otras unidades de la empresa.

En el caso de reactores catalíticos de lecho fijo, será necesario resolver simultáneamente el balance de materia y de energía para poder determinar las dimensiones del sistema puesto que velocidad de reacción y temperatura se encuentran íntimamente ligadas.

### 5.2.1.- Determinación de la longitud del lecho

En los Apartados 5.1.1 y 5.1.2 del presente Anexo, se han deducido las expresiones correspondientes a dichos balances, de manera que bastará con sustituir los valores de las variables en cada una de ellas y resolverlos conjuntamente.

A modo de recordatorio, se recogen de nuevo a continuación estas dos expresiones:

$$dW = \frac{F_{BO}}{(1 - \varepsilon_L)} \cdot \frac{dx_B}{(-r_B)^I} \quad [A. 5.42]$$

$$\frac{dT}{dz} = \frac{(1 - \varepsilon_L) \cdot (-r_B)^I \cdot \rho_B \cdot (-\Delta H)_r}{(\rho \cdot u_z \cdot C_p)} \quad [A. 5.43]$$

A continuación, se determinará el valor de cada uno de los términos que intervienen en los balances con el fin de poder abordar con posterioridad su resolución por medio del método de las diferencias finitas de Euler.

- *Determinación de la entalpía de la reacción*

Debido a la fuerte dependencia que existe entre la temperatura y la entalpía de reacción, no es posible tomar un valor constante para esta propiedad y debe estudiarse su variación con la temperatura a lo largo del lecho. El procedimiento seguido para el cálculo de este parámetro está recogido en el **Apartado 4.3.2** del Anexo anterior.

Para el hidrógeno, se calcula el valor de  $\Delta C_p$  gráficamente a partir de las condiciones en la entrada (véase **Figura A.4.7** del Anexo 4), puesto que a las condiciones de la salida su valor no cambia apreciablemente y se considera constante. Los resultados obtenidos se tabulan a continuación:

Tabla A.5.1:  
Propiedades del hidrógeno en la alimentación  
(Carrero-Mantilla, J., Llano-Restrepo M., 2004)

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
P	30,6 bar
T	398 K
T <sub>c</sub>	33,2 K
P <sub>c</sub>	13,2 bar
Tr	12
Pr	2,32
$\Delta C_p$	4,18 kJ·kmol <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>

Conocidos todos los valores, la entalpía de reacción se determina de acuerdo con la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} \Delta H(T) = & \int_{T_1}^{298} (-7,273 + 7,71 \cdot 10^{-1} \cdot T + 1,65 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 - 1,9 \cdot 10^{-6} \cdot T^3) dT + 5,75 \cdot 10^4 \\ & \cdot (1 - T_r)^{(0,45238+0,0534 \cdot T_r)} + \int_{T_1}^{298} 3 \cdot (28,84 + 7,65 \cdot 10^{-5} \cdot T + 3,29 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 \\ & - 8,7 \cdot 10^{-10} \cdot T^3 + 4,18) dT + (-123300 - 82800) + \int_{298}^{T_1} (-75,2417 + 1,2 \cdot T \\ & + 1,38 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 4,494 \cdot 10^4 \cdot (1 - T_r)^{(0,3957)}) \quad [A. 5.44] \end{aligned}$$

Para los tres compuestos que intervienen en la reacción<sup>7</sup>, la expresión de la entalpía de reacción una vez desarrollada las integrales queda de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \Delta H(T)_r = & \left[ -7,273 \cdot T + 7,71 \cdot 10^{-1} \cdot \frac{T^2}{2} + 1,65 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{T^3}{3} - 1,9 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{T^4}{4} \right]_{T_1}^{298} + 5,75 \cdot 10^4 \\ & \cdot (1 - T_r)^{(0,45238+0,0534 \cdot T_r)} \\ & + \left[ 3 \cdot \left( 28,84 \cdot T + 7,65 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{T^2}{2} + 3,29 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{T^3}{3} - 8,7 \cdot 10^{-10} \cdot \frac{T^4}{4} + 4,18 \cdot T \right) \right]_{T_1}^{298} \\ & + (-123300 - 82800) \left[ -75,2417 \cdot T + 1,2 \cdot \frac{T^2}{2} + 1,38 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{T^3}{3} \right]_{298}^{T_1} + 4,494 \cdot 10^4 \\ & \cdot (1 - T_r)^{(0,3957)} \quad [A. 5.45] \end{aligned}$$

Desarrollando los límites y agrupando términos se obtiene:

$$\begin{aligned} (\Delta H(T))_r = & 167,027 \cdot 298 - 0,428 \cdot \frac{298^2}{2} + 1,522 \cdot 10^{-3} \frac{298^3}{3} - 1,9026 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{298^4}{4} \\ & - 167,027 \cdot T + 0,428 \cdot \frac{T^2}{2} - 1,522 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{T^3}{3} + 1,9026 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{T^4}{4} \\ & - 206100 + 5,75 \cdot 10^4 \cdot (1 - T_r)^{(0,45238+0,0534 \cdot T_r)} + 4,494 \cdot 10^4 \\ & \cdot (1 - T_r)^{(0,3957)} \quad [A. 5.46] \end{aligned}$$

Por último, simplificando aún más la ecuación:

<sup>7</sup> Recordar que el tolueno y el metano también presentes no participan en la reacción y se consideran inertes por lo que la entalpía de reacción sólo se calcula para el benceno, hidrógeno y ciclohexano.

$$\begin{aligned} \Delta H(T)_r = & -167,027 \cdot T + 0,428 \cdot \frac{T^2}{2} - 1,522 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{T^3}{3} + 1,9026 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{T^4}{4} \\ & - 165475,147 + 5,75 \cdot 10^4 \cdot (1 - T_r)^{(0,45238+0,0534 \cdot T_r)} + 4,494 \cdot 10^4 \\ & \cdot (1 - T_r)^{(0,3957)} \end{aligned} \quad [A. 5.47]$$

▪ *Determinación de la velocidad de reacción*

La expresión que permite calcular la velocidad de reacción se dedujo con anterioridad en el **Apartado 4.2** del Anexo precedente de manera que se tiene:

$$(-r_B)^{II} = \frac{\text{Término 5}}{\text{Término 6}} \quad [A. 5.48]$$

Donde:

$$\begin{aligned} - \text{Término 5} &= K_2 \cdot K_B \cdot \frac{n_{BO}^2 \cdot (1-x_B) \cdot (M-3 \cdot x_B)}{((n_{BO} \cdot (1-x_B) + (n_B \cdot (M-3 \cdot x_B)) + (n_{BO} \cdot x_B))} \\ - \text{Término 6} &= \left( \frac{1}{P_T} + K_B \cdot \frac{n_{BO} \cdot (1-x_B)}{((n_{BO} \cdot (1-x_B) + (n_B \cdot (M-3 \cdot x_B)) + (n_{BO} \cdot x_B))} \right) \cdot (n_{BO} \cdot (M + 1 - 4 \cdot x_B)) \end{aligned}$$

Para el caso que ocupa, sólo es necesario tomar una base de cálculo para  $n_{BO}$  y expresar el valor de la relación de alimentación entre los aromáticos y el hidrógeno. El valor de  $K_2$  y  $K_B$  depende de la temperatura de acuerdo con las correlaciones (véase **Apartado 4.2** del Anexo 4):

$$K_2 = 121,11 \cdot e^{\frac{(-6038,65)}{T}} \quad [A. 5.49]$$

$$K_B = 788 \cdot e^{\frac{(-3019,32)}{T}} \quad [A. 5.50]$$

Para un valor de  $n_{BO}$  de 10 kmol, una relación de alimentación de 6 y trabajando a una presión de 30,6 bar, se puede escribir la ecuación definitiva que permite calcular la velocidad de reacción para el sistema como sigue:

$$(-r_B)^{II} = \frac{\text{Término 7}}{\text{Término 8}} \quad [A. 5.51]$$



Donde:

$$- \text{Término 7} = K_2 \cdot K_B \cdot \frac{10^2 \cdot (1-x_B) \cdot (6-3 \cdot x_B)}{(10 \cdot (1-x_B) + (10 \cdot (6-3 \cdot x_B)) + (10 \cdot x_B))}$$

$$- \text{Término 8} = \left( \frac{1}{30,6} + K_B \cdot \frac{10 \cdot (1-x_B)}{(10 \cdot (1-x_B) + (10 \cdot (6-3 \cdot x_B)) + (10 \cdot x_B))} \right) \cdot (10 \cdot (7 - 4 \cdot x_B))$$

▪ *Determinación de la porosidad del lecho*

La porosidad del lecho se calcula gráficamente a partir de la morfología del relleno y la relación entre el diámetro equivalente de la partícula de catalizador y el diámetro del lecho.<sup>8</sup>

El diámetro equivalente,  $D_e$ , corresponde al diámetro de una esfera de igual volumen que la partícula. La ecuación que permitirá conocerlo se recoge a continuación [Coulson & Richardson's, 1998]:

$$D_{eq} = \sqrt[3]{\frac{6V}{\pi}} \quad [A. 5.52]$$

El volumen para una partícula cilíndrica de catalizador responde a la siguiente fórmula:

$$V_{cilindro} = \pi \cdot r^2 \cdot L \quad [A. 5.53]$$

A continuación se recogen las dimensiones de la partícula de catalizador seleccionada para la reacción y las características de los tubos:

Tabla A.5.2:  
Características del catalizador y los tubos

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
Dp	2,5 mm
L	8 mm
D <sub>i tubo</sub>	19,8628 mm

---

<sup>8</sup> En este caso al tratarse de un reactor multitubular los tubos actúan como pequeños lechos con lo cual el diámetro que se considera será el de los mismos.

El diámetro interior del tubo tiene que calcularse a partir del valor del diámetro exterior menos el espesor de las paredes del mismo. El cálculo del espesor se recoge en el **Apartado 5.3.1** del actual Anexo. El diámetro exterior, a su vez, tiene un valor de 1 pulgada lo que equivale a 2,54 centímetros.

De acuerdo a estos valores, el volumen de la partícula y su diámetro equivalente será:

$$V = \pi \cdot (1,25 \text{ mm})^2 \cdot 8 \text{ mm} = 39,27 \text{ mm}^3$$

$$D_{eq} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 39,27 \text{ mm}^3}{\pi}} = 4,217 \text{ mm}$$

En la **Figura A.4.8** del **Apartado 4.4** del Anexo precedente, para un  $\frac{D_{eq}}{D_{tubo}} = 0,212$  y considerando una morfología de partícula para cilindros de alúmina se obtiene una porosidad del lecho de catalizador  $\varepsilon_L = 0,45$ .

- *Determinación de la velocidad del fluido a lo largo del lecho*

Con el fin de reducir las pérdidas de carga que sufre la alimentación a lo largo de los tubos, se recurre a un valor de velocidad recomendado por bibliografía para corrientes de vapor con distintos comportamientos.

Para el caso concreto del sistema, se elige un valor de velocidad comprendido entre los 30-85 ft·s<sup>-1</sup> que corresponde a gases o vapores sobrecalentados en un rango de presiones entre los 101 a los 900 psig para un diámetro de conducción inferior a 6 pulgadas (véase **Tabla A.16.19** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera).

Así pues establecido estos límites, el valor de la velocidad concreta del fluido a lo largo de un tubo dependerá del caudal volumétrico de alimentación, de la sección de paso disponible y del número de tubos del sistema.

Pese a que el reactor en todos los efectos puede considerarse un intercambiador de calor, no es posible elegir el número de tubos por medio de los modelos estándar comerciales disponibles para la selección de los intercambiadores (véase **Tablas A.16.13 y A.16.14** del Anexo 16). Este hecho es debido a que el número de pasos por tubo debe ser igual a la unidad

para evitar que la masa de catalizador pueda quedar retenida en los codos del tubo afectando negativamente el transcurso de la reacción. Es por ello que el número de tubos se ajusta hasta obtener un valor de la velocidad de circulación del fluido comprendido dentro de los límites anteriormente mencionados.

Conocido el método a emplear para el cálculo de estas variables, el resto de los parámetros que intervienen en las expresiones de los balances son valores constantes que se recogen a continuación:

- $\rho_{\text{partícula}} = 2702,7 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$
- $\varepsilon_L = 0,45$
- $C_p = 5,5 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
- $Q_v = 6967 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$
- $\rho_{\text{sistema}} = 14,13 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$
- $P_{\text{sistema}} = 30,6 \text{ bar}$
- $F_{\text{BO}} = 761,29 \text{ kmol}\cdot\text{h}^{-1}$

Los valores de la densidad del fluido, el caudal volumétrico, la capacidad calorífica, la presión del sistema y el caudal molar de benceno son tomados, como una media entre la entrada y la salida, del balance de materia realizado con el simulador Hysys versión 3.2 (véase Anexo 1 del presente Proyecto).

Teniendo en cuenta lo mencionado con anterioridad, el valor de la velocidad del fluido a través de los tubos se calcula con la siguiente expresión:

$$u_z = \frac{Q_v}{S_{\text{paso}} \cdot N_{\text{tubos}}} \quad [\text{A. 5.54}]$$

$$u_z = \frac{Q_v}{(\pi \cdot r_{\text{itubo}}^2) \cdot N_{\text{tubos}}} \quad [\text{A. 5.55}]$$

Si se toman 500 tubos, sustituyendo valores en la **Ecuación A.5.55** se obtiene:

$$u_z = \frac{6967 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{(\pi \cdot (0,00993 \text{ m})^2) \cdot 500} = 44.968,146 \text{ m/h}$$

Para comprobar que está dentro de los límites establecidos se pasará esta velocidad a  $\text{ft}\cdot\text{s}^{-1}$ :

$$u_z = 44968,146 \frac{m}{h} \cdot \frac{1 h}{3600 s} \cdot \frac{1 ft}{0,3048 m} = 40,98 \text{ ft/s}$$

Para un reactor de 500 tubos se obtiene un valor de velocidad comprendido dentro del rango ya estipulado para la alimentación que circula por el interior de los mismos.

Conocidos todos los valores las **Expresiones A.5.42** y **A.5.43** adquieren la siguiente forma:

$$\frac{dW}{dX_B} = \frac{761,29}{(1 - 0,45) \cdot (-r_B)^I} \quad [\text{A. 5.56}]$$

$$\frac{dT}{dz} = \frac{(1 - 0,45) \cdot (-r_B)^I \cdot (-\Delta H_r) \cdot 2702,7}{(5,5 \cdot 14,13 \cdot 44968,146)} \quad [\text{A. 5.57}]$$

Para la resolución conjunta de estos balances se ha recurrido al método numérico de Euler, procediendo del siguiente modo:

- Partiendo de la temperatura de entrada de la alimentación  $T_0 = 398 \text{ K}$ , se calculan las constantes de velocidad  $K_2$  y  $K_B$  a partir de las **Expresiones A.5.49** y **A.5.50** y la velocidad de reacción a través de la **Ecuación A.5.51** teniendo en cuenta que la conversión inicial del sistema es  $X_0=0,0617$ . Para este instante de tiempo  $t=0$ , la masa de catalizador del sistema,  $W_0$ , es cero. Para esta misma temperatura se calcula entonces  $(-\Delta H_r)_0$  a través de la **Expresión A.5.47**.
- Con todos estos datos, sustituyendo en la expresión del balance de energía, se calcula  $T_1$  considerando un ancho de paso  $\Delta z=0,2 \text{ m}$ .
- Conocido  $T_1$ , se calcula de nuevo  $K_2$  y  $K_B$  y la velocidad de reacción con un ancho de paso  $\Delta x_B=0,036$ , y a través del balance de materia se obtiene  $W_1$ .
- A continuación se calcula  $(-\Delta H_r)_1$ , y se sustituyen todos los datos en el balance de energía para poder conocer ahora  $T_2$ .

Este procedimiento se prosigue hasta alcanzar las condiciones de  $T$  y conversión fijadas para el sistema, es decir,  $T=500 \text{ K}$  y  $x_B=0,88$ . Los valores de  $z$  y de  $W$  registrados en estas condiciones definen la longitud y la masa de catalizador del reactor.

Los valores de la velocidad de reacción obtenidos con la **Ecuación A.5.51** están multiplicados por el área de catalizador disponible por kilogramos, de manera que la velocidad esté expresada en  $\text{kmol}\cdot\text{kg}_c^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$ . Este factor de conversión es de  $7000 \text{ m}^2\cdot\text{kg}_c^{-1}$ .

Los resultados obtenidos al seguir este procedimiento se tabulan a continuación:

Tabla A.5.3:  
Estudio de las dimensiones de la primera unidad de reacción

$T_{\text{corriente}}$ (K)	$x_B$	$K_2$ ( $\text{kmol}\cdot\text{h}^{-1}\cdot\text{S}_{\text{cat}}$ )	$K_B$ ( $\text{bar}^{-2}$ )	$(-r_B)^1$ ( $\text{kmol}\cdot\text{h}^{-1}\cdot\text{kg}_{\text{cat}}$ )	$\Delta H_r$ ( $\text{kJ}\cdot\text{kmol}^{-1}$ ) <sup>9</sup>	Z (m)	W ( $\text{kg}_{\text{cat}}$ )
398,000	0,062	0,0000312	0,400	0,116	-159609,517	0	0,000
399,243	0,098	0,0000327	0,409	0,122	-159963,922	0,2	408,937
400,553	0,134	0,0000343	0,420	0,128	-160338,197	0,4	796,961
401,937	0,170	0,0000362	0,431	0,136	-160734,452	0,6	1164,234
403,403	0,206	0,0000382	0,443	0,144	-161155,134	0,8	1510,924
404,960	0,242	0,0000405	0,456	0,153	-161603,103	1	1837,208
406,619	0,278	0,0000430	0,470	0,163	-162081,727	1,2	2143,271
408,393	0,314	0,0000459	0,485	0,174	-162595,009	1,4	2429,308
410,297	0,350	0,0000491	0,502	0,187	-163147,748	1,6	2695,526
412,349	0,386	0,0000529	0,521	0,202	-163745,762	1,8	2942,143
414,573	0,422	0,0000572	0,541	0,219	-164396,188	2	3169,389
416,996	0,458	0,0000622	0,565	0,239	-165107,905	2,2	3377,512
419,653	0,494	0,0000682	0,591	0,263	-165892,122	2,4	3566,775
422,589	0,530	0,0000754	0,622	0,292	-166763,259	2,6	3737,465
425,861	0,566	0,0000841	0,657	0,327	-167740,242	2,8	3889,889
429,547	0,602	0,0000950	0,698	0,370	-168848,542	3	4024,384
433,752	0,638	0,0001089	0,747	0,426	-170123,460	3,2	4141,324
438,625	0,674	0,0001271	0,807	0,499	-171615,703	3,4	4241,126
444,384	0,710	0,0001519	0,883	0,599	-173401,461	3,6	4324,265
451,370	0,746	0,0001875	0,980	0,743	-175601,979	3,8	4391,299
460,144	0,782	0,0002420	1,114	0,966	-178425,571	4	4442,901
471,725	0,818	0,0003340	1,309	1,346	-182270,902	4,2	4479,932
488,211	0,854	0,0005145	1,624	2,107	-188038,561	4,4	4503,576
514,848	0,890	0,0009758	2,237	4,130	-198500,104	4,6	4515,642

Con estos resultados obtenidos se interpola para una temperatura de 500 K obteniéndose que la longitud del lecho es de 4,56 metros y la masa de catalizador debe ser de 4508,63 kilogramos.

<sup>9</sup> Un valor negativo de la entalpía de reacción nos indica que la reacción que se está llevando a cabo en el sistema es exotérmica.

Para la longitud de los tubos se tomará el valor estándar de longitud más próximo existente en el mercado que en este caso es de 16 pies y ligeramente superior al valor calculado.

### 5.2.2.- Determinación del diámetro del lecho

Para conocer el valor del diámetro del lecho se recurre a la ecuación desarrollada por Kern [Coulson & Richardson's, 1988]:

$$D_{carcasa}(mm) = D_o \cdot \left( \frac{N^{\circ}_{tubos}}{K_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} + 90 \quad [A. 5.58]$$

Donde para un único paso por la carcasa  $K_1$  tiene un valor de 0,319 y  $n_1$  de 2,142.

Sustituyendo ahora en la ecuación se obtiene el valor del diámetro de la carcasa.

$$D_{carcasa} = 25,4 \text{ mm} \cdot \left( \frac{500}{0,319} \right)^{\frac{1}{2,142}} + 90 \text{ mm} = 877,98 \text{ mm}$$

Al igual que sucede con la longitud de los tubos es necesario elegir un valor estándar comercial para la carcasa, que en este caso es inmediatamente superior al valor obtenido e igual a 35 pulgadas.

A continuación se recoge una tabla resumen incluyendo las principales características del reactor:

Tabla A.5.4:  
Dimensiones del reactor R-01

<b>Característica</b>	<b>Valor</b>
$D_{\text{interno tubos}}$	0,0198628 m
$D_{\text{externo tubos}}$	0,0254 m
$L_{\text{tubos}}$	4,56 m
$L_{\text{tubos (m) estándar}}$	4,8768 m
$D_{\text{carcasa}}$	0,878 m
$D_{\text{carcasa estándar}}$	0,889 m
N° tubos	500
W	4508,63 kg

Llegados a este punto, se está en condiciones de comprobar las suposiciones asumidas en el planteamiento de los balances de materia y de energía según la cual  $\frac{L}{d_p} > 50$  con  $Re_p > 1$ , de manera que se obtiene:

$$\frac{L}{d_p} = \frac{4,8768 \text{ m}}{0,0025 \text{ m}} = 1950,72 > 50$$

$$Re_p = \frac{\rho \cdot d_p \cdot u_z}{\mu} \quad [A. 5.59]$$

Sabiendo que la viscosidad del fluido es de  $1,29 \cdot 10^{-5}$  Pa·s (véase **Apartado 5.5.1** del presente Anexo) se sustituyen los valores en la **Ecuación A.5.59** y se tiene:

$$Re_p = \frac{14,13 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,0025 \text{ m} \cdot 12,49 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1,29 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 34.204,2 > 1$$

Por tanto, a la vista de los resultados obtenidos se corrobora la validez de las hipótesis planteadas anteriormente.

### **5.3.- Diseño mecánico del reactor**

Una vez calculadas las dimensiones del equipo es necesario determinar propiedades del diseño mecánico como son el espesor de los tubos y de la carcasa del reactor multitubular. Para ello es imprescindible definir dos parámetros directamente relacionados con el cálculo de estas propiedades: la presión y temperatura de diseño.

Como ya se ha mencionado en Anexos anteriores, la presión de diseño se considera un 10% superior a la de trabajo, en este caso se considerará la presión de entrada, 32,5 bar, por ser la presión superior de trabajo, mientras que la temperatura de diseño consiste en incrementar 20 °C la temperatura máxima que se registra en el sistema.

Para el sistema que se está calculando, la presión de diseño es de 35,75 bar y la temperatura de diseño tiene un valor de 246,9 °C.

Para poder trabajar con estos dos parámetros será necesario expresarlo en unidades de psi para la presión y °F para la temperatura. De manera que:

$$P_D = 35,75 \text{ bar} = 518,37 \text{ psi} \quad [\text{A. 5.60}]$$

$$T_D(^{\circ}\text{F}) = 1,8 \cdot T_D(^{\circ}\text{C}) + 32 = 1,8 \cdot 246,9^{\circ}\text{C} + 32 = 476,42^{\circ}\text{F} \quad [\text{A. 5.61}]$$

### 5.3.1.- Determinación del espesor de los tubos

El cálculo del espesor de los tubos del reactor es análogo al desarrollado para conocer el espesor de los tubos de los intercambiadores, por lo que recurriendo al Código ASME B31.3, la expresión que permite calcular su valor se recoge a continuación:

$$t = \left( \frac{(P_D \cdot D_o)}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)} + C \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{M}{100} \right)} \right) \quad [\text{A. 5.62}]$$

Donde:

- $P_D$  es la presión de diseño en psi.
  - $D_o$  representa el diámetro exterior de los tubos en pulgadas.
  - $S$  es la tensión máxima admisible para el material expresado en psi.
  - $E$  es la eficiencia de soldadura.
  - $Y$  es una constante dependiente del material y de la temperatura.
  - $C$  es el margen de corrosión expresado en pulgadas.
  - $M$  representa la tolerancia de fabricación.
- 
- Tensión máxima admisible ( $S$ )

Para la unidad de reacción, se elige acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) debido a su resistencia a las altas temperaturas, presiones y a la presencia de benceno (véase **Tabla A.16.29** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera). Para una temperatura de diseño de 500 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño) el valor de la tensión máxima admisible para el material es de 18000 psi (véase **Tabla A.16.12** del Anexo 16).

- Eficiencia de la soldadura ( $E$ )

Según la tabla UW-12 del Código ASME VIII, Div-1 (véase **Tabla A.16.17** del Anexo 16), para una junta a tope hecha por doble cordón de soldadura o por medio de otro



método con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado sobre la superficie interior y exterior de la pieza E es igual a la unidad.

- Factor Y

Para una temperatura de diseño no superior a los 900 °F en tubos de acero inoxidable AISI 316L el factor toma un valor de 0,4 (véase **Tabla A.16.16** del Anexo 16 del presente Proyecto).

- Tolerancia de fabricación (M)

Para los tubos diseñados M adquiere el valor de -12,5%.

- Margen de corrosión (C)

Por último, el valor del margen de corrosión C se obtiene multiplicando los años de vida útil del material por el desgaste anual que el espesor de los tubos sufre debido a la corrosión. Si se considera una vida útil del reactor de 15 años y un valor del desgaste en el espesor de 5 milésimas de pulgada por año, el valor de C es de 0,075 pulgadas.

Determinados todos estos parámetros puede conocerse el espesor de la pared de los tubos por medio de la **Ecuación A.5.62**:

$$t = \left( \frac{(518,37 \text{ psi} \cdot 1 \text{ in})}{2 \cdot (18000 \text{ psi} \cdot 1 + 518,37 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \left(\frac{12,5}{100}\right)} \right) = 0,1017 \text{ in}$$

Según el espesor calculado, debe recurrirse a un valor estándar inmediatamente superior al obtenido, y para un diámetro exterior de 1 pulgada el espesor de la pared del tubo tendrá un valor de 0,109 in (véase **Tabla A.16.15** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera).

Con este espesor es posible conocer el diámetro interior de los tubos por lo que:

$$D_i = D_o - 2 \cdot t \quad [A.5.63]$$

$$D_i = 1 \text{ in} - 2 \cdot (0,109) \text{ in} = 0,782 \text{ in}$$

El valor del diámetro interior es de 0,782 pulgadas, 12 BWG.

### **5.3.2.- Determinación del espesor de la carcasa**

Al igual que sucede a la hora de diseñar la carcasa para un intercambiador de calor, se debe considerar como factor decisivo los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna. Determinadas ya la presión y temperatura de diseño para este equipo, debe calcularse en primera instancia el espesor mínimo de la pared.

- Espesor mínimo de pared:
  - Recurriendo al Código ASME VIII-Div.1, el espesor mínimo de la pared debe cumplir la relación siguiente:

$$t_{min}(mm) = 2,5 + C \quad [A. 5.64]$$

$$t_{min} = 2,5 \text{ mm} + 1,905 \text{ mm} = 4,405 \text{ mm}$$

- Si para la construcción de la carcasa el material empleado es acero al carbono, el Código ASME VIII-Div.1, aconseja calcular el espesor mínimo según la relación:

$$t_{min}(mm) = 5 + C \quad [A. 5.65]$$

$$t_{min} = 5 \text{ mm} + 1,905 \text{ mm} = 6,905 \text{ mm}$$

Por razones de seguridad en planta, se elige como valor para el espesor mínimo de la carcasa el mayor de los calculados, esto es 6,905 milímetros.

De acuerdo con el Código ASME VIII-Div.1, el espesor de la envolvente cilíndrica debe determinarse teniendo en cuenta las tensiones a las que la pared del reactor se verá sometida. Para cada una de ellas, debe hallarse el espesor necesario para soportar las mismas, siendo el más adecuado para el diseño el mayor de los valores obtenidos. A continuación se muestran las principales tensiones que actúan sobre el recipiente, teniendo en cuenta que se encuentra situado en posición vertical:

Tabla A.5.5:  
Tensiones ejercidas sobre el reactor R-01 (Megyesy, E.F., 2001)

CARGA	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		TENSIONES LONGITUDINALES	
	TRACCIÓN	COMPRESIÓN	TRACCIÓN	COMPRESIÓN
<b>Peso</b>				X
<b>Viento</b>			X	X
<b>Seísmo</b>			X	X
<b>Presión interior</b>	X		X	
<b>Presión exterior</b>				

Debido a que ejercen una mayor influencia, sólo se tendrán en cuenta las tensiones ejercidas por la presión interna y la carga por viento. Las relaciones que permiten determinar el espesor debido a cada una de estas tensiones se recogen a continuación.

***Tensiones circunferenciales***

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{(S \cdot E - 0,6 \cdot P)} \quad [A. 5.66]$$

Donde:

- $P_D$  es la presión de diseño para el sistema en psi.
- $R$  es el radio interior de la envolvente expresado en pulgadas.
- $S$  es la tensión máxima admisible para el material en psi.
- $E$  es la eficiencia de la soldadura.

Para la construcción de la carcasa del equipo de trabajo, se opta por el empleo de acero al carbono SA-285 material muy adecuado para calderas de servicio y otros recipientes a presión (véase **Tabla A.16.28** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera).

- Tensión máxima admisible ( $S$ )

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME, para carcasa de acero SA-285 a una temperatura de hasta 500 °F la tensión máxima admisible es de 15700 psi (véase **Tabla A.16.10** del Anexo 16)

- Eficiencia de la soldadura (E)

Para determinar la eficiencia de la junta se recurre a la tabla UW-12 del Código ASMEVIII-Div.1 (véase **Tabla A.16.17** del Anexo16) según la cual para una soldadura a tope hecha con doble cordón de soldadura o por medio de otro método con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado e inspeccionada por zonas, se asume E igual a 0,85.

Sabiendo además que R tiene un valor de 17,5 pulgadas y la presión de diseño es de 518,37 psi, el espesor debido a las tensiones circunferenciales:

$$t_{circ} = \frac{518,37 \text{ psi} \cdot 17,5 \text{ in}}{(15700 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 518,37 \text{ psi})} = 0,69 \text{ in}$$

Para expresar este valor en centímetros basta multiplicar por 2,54 de manera que  $t_{circ}$  tiene un valor de 1,76 centímetros.

### ***Tensiones longitudinales***

Conocidos todas las propiedades para el material, sólo es necesario recurrir a la siguiente relación para hallar este espesor:

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{(2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P_D)} \quad [A. 5.67]$$

Sustituyendo ahora los parámetros en la expresión se tiene:

$$t_{long} = \frac{518,37 \text{ psi} \cdot 17,5 \text{ in}}{(2 \cdot 15700 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 518,37 \text{ psi})} = 0,337 \text{ in}$$

Por lo que el espesor longitudinal tiene un valor de 0,856 centímetros.

### ***Espesor debido a la carga por viento***

Para la determinación de dicho parámetro debe tenerse en cuenta que la velocidad del viento en el polígono industrial de San Roque situado en la provincia de Cádiz, según los datos meteorológicos, tiene un valor medio de 50 km·h<sup>-1</sup>.

En las condiciones más desfavorables el viento puede alcanzar una velocidad de hasta 180 km·h<sup>-1</sup>. Debido a que el diseño de la línea de proceso se aborda en las condiciones más hostiles, es este último valor el que se considerará para el cálculo de las cargas ejercidas por el viento sobre el equipo.

Para determinar este parámetro, primero es necesario calcular la presión debida a la carga por viento:

$$P_w = q_s \cdot C_e \cdot C_q \quad [A.5.68]$$

Donde:

- P<sub>w</sub> es la presión de diseño del viento en lb·ft<sup>-2</sup>.
- q<sub>s</sub> es la presión de estancamiento del viento a la altura estándar de 30 pies expresada en lb·ft<sup>-2</sup>.
- C<sub>e</sub> es el coeficiente referente a la altura combinada.
- C<sub>q</sub> es un coeficiente de presión denominado factor de forma.

Los valores de q<sub>s</sub>, C<sub>e</sub> y C<sub>q</sub> se encuentran tabulados en función de las condiciones climatológicas y de las propiedades del equipo.

Para una velocidad del viento de 180 km·h<sup>-1</sup>, 112,44 mph, q<sub>s</sub> tiene un valor de 32,44 lb·ft<sup>2</sup> (véase **Tabla A.16.30** del Anexo 16 del presente Proyecto).

Para una configuración de recipiente redonda o elíptica C<sub>q</sub> es igual a 0,8 (véase **Tabla A.16.32** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera).

El factor C<sub>e</sub> depende del tipo de exposición a la que se encuentra sometida la planta así como la altura total del recipiente. Para grandes plantas petroquímicas la exposición será tipo C.

Según la **Tabla A.16.31** del Anexo 16, para una exposición severa tipo C y una altura total del recipiente de 20,92 pies C<sub>e</sub> tiene un valor de 1,3.

Sustituyendo estos valores en la **Expresión A.5.68** se obtiene:

$$P_w = 32,44 \frac{lb}{ft^2} \cdot 0,8 \cdot 1,3 = 33,73 \text{ lb}/ft^2$$

Determinada la presión debida al viento se calcula el momento debido al viento en la posición analizada:

$$M_T = M - h_T \cdot (V - 0,5 \cdot P_w \cdot D_o \cdot h_T) \quad [A. 5.69]$$

En esta relación:

- $M_T$  es el momento debido a la altura  $h_T$  en ft·lb.
- $M$  es el momento máximo en la base expresado en lb·ft.
- $h_T$  es la distancia desde la base del suelo hasta la terminación del faldón en ft.
- $V$  es la fuerza cortante total en lb.
- $P_w$  es la presión de diseño debida al viento expresada en lb·ft<sup>-2</sup>.
- $D_o$  es el diámetro exterior del recipiente considerando el espesor del aislante en ft.

$M$  y  $V$  se determinan previamente por medio de las relaciones:

$$V = P_w \cdot D_o \cdot H \quad [A. 5.70]$$

$$M = P_w \cdot D_o \cdot H \cdot h_1 \quad [A. 5.71]$$

$$h_1 = \frac{H}{2} \quad [A. 5.72]$$

Donde  $H$  es la altura total del recipiente en ft y  $h_1$  es el brazo de palanca en ft.

La altura total del sistema,  $H = 20,92$  pies, nace de considerar la altura de los faldones, la correspondiente a la cubierta o cuerpo central y la de los cabezales inferior y superior.

Los cabezales elegidos tienen una altura de 0,82 pies cada uno y el faldón de apoyo mide 3,28 pies.

El diámetro exterior, considerando el espesor circunferencial calculado con posterioridad y considerando que el espesor del aislante es de 1,968 in es de  $D_o = 3,36$ ft.

La altura  $h_T$  es equivalente a la altura del faldón con lo cual  $h_T = h_{\text{faldón}} = 3,28$  ft

Por tanto se obtiene:

$$h_1 = \frac{20,92 \text{ ft}}{2} = 10,46 \text{ ft}$$

$$V = 33,73 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \cdot 3,36 \text{ ft} \cdot 20,92 \text{ ft} = 2,37 \cdot 10^3 \text{ lb}$$

$$M = 33,73 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \cdot 3,36 \text{ ft} \cdot 20,92 \text{ ft} \cdot 10,46 \text{ ft} = 2,48 \cdot 10^4 \text{ lb} \cdot \text{ft}$$

$$\begin{aligned} M_T &= 2,48 \cdot 10^4 \text{ lb} \cdot \text{ft} - 3,28 \text{ ft} \cdot \left( 2,37 \cdot 10^3 \text{ lb} - 0,5 \cdot 33,73 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \cdot 3,36 \text{ ft} \cdot 3,28 \text{ ft} \right) \\ &= 1,76 \cdot 10^4 \text{ lb} \cdot \text{ft} \end{aligned}$$

Determinados todos estos parámetros se calcula la carga por viento por medio de la relación:

$$t_v = \frac{12 \cdot M_T}{R^2 \cdot S \cdot E \cdot \pi} \quad [\text{A. 5.73}]$$

En esta expresión:

- $t_v$  es el espesor debido a la carga por viento en in.
- $M_T$  es el momento máximo en la base en lb·ft.
- $R$  es el radio medio del recipiente considerando el aislante en in.
- $S$  es la tensión máxima admisible del material en psi.
- $E$  es la eficiencia de la soldadura.

Todas estas variables ya se conocen por lo que:

$$t_v = \frac{12 \cdot 1,76 \cdot 10^4 \text{ lb} \cdot \text{ft}}{(20,16 \text{ in})^2 \cdot 15700 \text{ psi} \cdot 0,85 \cdot \pi} = 1,124 \cdot 10^{-2} \text{ in}$$

La influencia debida a la carga por viento requiere un espesor mínimo de 0,028 centímetros.

Según lo estipulado con anterioridad, el espesor elegido para el diseño de la carcasa será el mayor de estos tres valores con lo cual se recurre al espesor circunferencial,  $t_{\text{circ}} = 1,76 \text{ cm}$ .

Será necesario sumar a este valor el espesor debido al desgaste por corrosión,  $C$ . Este desgaste surge de multiplicar los años de vida útil considerados para el equipo por el desgaste anual debido a la corrosión. Si se considera un desgaste de 5 milésimas de pulgada al año y una vida útil de 15 años,  $C = 0,075$  in.

De esta forma:

$$t_{carcasa} = t_{circ} + C \quad [A. 5.74]$$

$$t_{carcasa} = 0,69 + 0,075 = 0,768 \text{ in} = 19,5 \text{ cm}$$

Por último, debe efectuarse la comprobación de que este espesor es superior al espesor mínimo calculado para aceros al carbono, por lo que se obtiene:

$$t_{min} = 6,905 \text{ mm} < t_{carcasa} = 19,5 \text{ mm}$$

Comercialmente, se toma un valor estándar para el espesor inmediatamente superior al calculado, de esta manera se asegura que el equipo es capaz de resistir todas las fuerzas a las que está sometido, incluyendo aquellas que se han considerado despreciables. Este espesor será de 0,8 pulgadas, es decir, 2,03 centímetros.

### **5.3.3.- Selección del tipo de cabezal**

Debido a las exigencias de mantenimiento y operación del reactor catalítico, se recurre a un cabezal superior tipo A. Este tipo de cabezal de canal y cubierta desmontable permite agilizar tanto las tareas de mantenimiento interno del reactor como aquellas que surgen durante la operación diaria con el equipo de reacción.

La morfología de este tipo de cabezal se refleja en la **Figura 6.2** del **Apartado 6.1.1.2** de la Memoria Descriptiva del presente Proyecto Fin de Carrera.

### **5.3.4.- Selección del tipo de fondo**

Recurriendo a los mismos motivos expuestos en el apartado anterior, es necesario emplear un tipo de cabezal inferior que facilite la accesibilidad al interior del sistema tanto por



razones de mantenimiento del equipo, destacando la reposición del catalizador presente en el interior de los tubos, como en aquellos casos en los que la operación rutinaria así lo exija.

Dentro de las tres clases existentes en el mercado S, T y U, el que mejor se adapta a estas exigencias es el cabezal tipo T, cabezal flotante sin contrabrida, la cual a diferencia del modelo S, puede extraerse sin necesidad de desmontar el equipo aunque requiere mayor diámetro de carcasa para la misma superficie de intercambio.

La morfología que corresponde a este tipo de cabezal interior también puede apreciarse en la **Figura 6.2** del **Apartado 6.1.1.2** de la Memoria Descriptiva del presente Proyecto Fin de Carrera.

#### **5.4.- Diseño del sistema de refrigeración**

Como ya se expuso en el **Apartado 4.5.1** del Anexo 4 del Presente Proyecto Fin de Carrera, para la refrigeración de las unidades de reacción se empleará agua procedente de la red de calderas para su vaporización en el interior del reactor, con vistas a incorporarla a la red de vapor de baja de Refinería para el propio uso dentro de la misma.

Para ello, se introducirá agua por el extremo inferior del equipo a temperatura ambiente, 30 °C, y abandonará el sistema como vapor de agua saturado a 120 °C y 2 bar de presión.

El propósito de esta medida se justifica a continuación:

- El agua de la red de condensados debido a su nivel de ensuciamiento no es adecuada para calentar por encima de los 50-60 °C. De lo contrario los daños sufridos por el equipo pueden llegar a ser irreparables.
- El ahorro económico derivado de aprovechar el calor producido durante la reacción para la producción de vapor de baja que se emplea en la propia Refinería, compensa el coste producido al consumir un agua de mayor calidad que la de la red de condensados.

##### **5.4.1.- Determinación del caudal de refrigeración del sistema**

Según, lo recogido en el **Apartado 4.5.1** del Anexo precedente, la expresión que permite conocer el caudal de agua necesario para la refrigeración del reactor es la siguiente:

$$Q_m = \frac{((-Q_{CEDIDO})_{REACCIÓN})}{(C_p \cdot \Delta T + \lambda_{VAPORIZACIÓN})} \quad [A. 5.75]$$

Donde:

- $Q_m$  es el caudal másico de agua en  $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$ .
- $C_p$  es la capacidad calorífica del agua expresada en  $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ .
- $\Delta T$  es el incremento de temperaturas que sufre el refrigerante entre la entrada y la salida en K.
- $\lambda_{VAPORIZACIÓN}$  es el calor sensible de vaporización del agua en  $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ .

Antes de calcular este caudal, será necesario conocer el calor de vaporización del agua a la presión atmosférica. Para ello se recurre a la expresión ya deducida en el Anexo anterior:

$$\lambda_{VAPORIZACIÓN} = C_1 \cdot (1 - T_r)^{(C_2 + C_3 \cdot T_r + C_4 \cdot T_r^2)} \quad [A. 5.76]$$

Todos estos valores están tabulados en el Anexo precedente, y si  $T_r = \frac{T}{T_c}$ , se tiene que:

$$T_r = \frac{(120 + 273) \text{ K}}{(647,13) \text{ K}} = 0,607 \quad [A. 5.77]$$

Sustituyendo estos datos en la **Expresión A.5.76** se obtiene:

$$\begin{aligned} \lambda_{VAPORIZACIÓN} &= 5,203 \cdot 10^7 \cdot (1 - 0,607)^{(0,3199 - 0,212 \cdot 0,607 + 0,25795 \cdot 0,607^2)} \\ &= 3,98 \cdot 10^7 \text{ J/kmol} \end{aligned}$$

Determinado el calor de vaporización, sólo es necesario conocer el resto de las variables y sustituirlas en la **Ecuación A.5.75**. A continuación se expresan estas variables:

- $C_p \text{ agua} = 4,2207 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
- $P_{\text{magua}} = 18,02 \text{ kgmol}$
- $Q_{\text{retirado}} = 1,18 \cdot 10^8 \text{ kJ}\cdot\text{h}^{-1}$

Los valores del peso molecular y la capacidad calorífica del agua se han obtenido de bibliografía (véase **Tablas A.16.1 y A.16.2** del Anexo 16) y está última se toma como una

media entre la temperatura de entrada y la de salida. El valor del calor retirado se ha tomado del balance de energía realizado con el simulador Hysys versión 3.2 (véase Anexo 1).

Con estos datos se halla el caudal de agua a aportar al reactor:

$$Q_m = \frac{1,18 \cdot 10^8 \frac{kJ}{h}}{\left(4,2207 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (393 - 303) K + 3,98 \cdot 10^7 \frac{J}{kmol} \cdot \frac{1 kmol}{18,02 kg} \cdot \frac{1 kJ}{1000 J}\right)}$$

$$= 45.528,7 \text{ kg/h}$$

El caudal de agua para la refrigeración del reactor es de 45528,7 kg·h<sup>-1</sup>.

Sólo quedará determinar la presión con la cual el vapor que sale del sistema se dirige a la red de vapor de baja presión de Refinería. Para ello se recurre a la Expresión **A.4.44** del Anexo precedente, por lo que se tiene:

$$P_v = e^{(C_1 + \frac{C_2}{T} + C_3 \cdot \ln(T) + C_4 \cdot T^{C_5})} \quad [A. 5.78]$$

El valor de estas constantes también se encuentra en el mismo apartado del Anexo precedente. Por lo cual sustituyendo todos los valores se tiene:

$$P_v = e^{(73,65 - \frac{7258,2}{393} - 7,3037 \cdot \ln 393 + 4,17 \cdot 10^{-6} \cdot 393^2)} = 197.345,419 \text{ Pa} = 1,9734 \text{ bar}$$

El agua de refrigeración vaporizada abandonará el reactor a 393 K y 1,97 bar de presión para unirse a la red de vapor de baja presión de Refinería.

## **5.5.- Determinación de las pérdidas de carga**

Una vez contemplados los aspectos más importantes en el diseño del reactor, debe comprobarse las pérdidas de carga que el fluido sufre al atravesar el sistema. Este parámetro nos da idea de la viabilidad técnica de la cual dispone el sistema diseñado. Las pérdidas de carga a abordar en este apartado se dividen en dos:

- Pérdidas sufridas por la corriente que circula por el interior de los tubos rellenos de catalizador.
- Pérdidas sufridas por el refrigerante que atraviesa la carcasa.

### 5.5.1.- Pérdida de carga en los tubos

Ésta será mayor a la producida en la carcasa, debido principalmente a la presencia del material catalítico y al tamaño de los tubos. Debe comprobarse que el valor obtenido está dentro de los límites aconsejados para equipos de reacción.

Debido a la presencia de material catalítico es necesario acudir a la ecuación de Ergun para conocer la pérdida de carga que experimentará el fluido a su paso por los tubos.

La relación que aquí se emplea, es una expresión modificada de la ecuación de Ergun para aquellos casos en los que la variación de la densidad del fluido con la presión es despreciable. En el caso que se aborda, es válida la suposición puesto que la variación en la densidad del fluido es prácticamente despreciable. De acuerdo con esta relación, se tiene [Levenspiel, 2006]:

$$\frac{P_L}{P_O} = 1 - \alpha_m \cdot \frac{W}{N_t} \quad [A. 5.79]$$

$$\alpha_m = \frac{\beta_m}{P_O} \quad [A. 5.80]$$

$$\beta_m = \frac{G}{(\rho \cdot d_p \cdot A_c \cdot \rho_c \cdot \varepsilon_B^3)} \cdot \left( \frac{150 \cdot (1 - \varepsilon_B) \cdot \mu}{d_p} + 1,75 \cdot G \right) \quad [A. 5.81]$$

Donde:

- $P_L$  es la presión del fluido al atravesar el lecho en Pa.
- $P_O$  es la presión de entrada del fluido en el lecho en Pa.
- $W$  es la masa de catalizador en kg.
- $N_t$  es el número de tubos presentes en el reactor.
- $G$  es la velocidad másica del fluido en  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ .
- $\rho$  es la densidad del sistema en  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .
- $d_p$  es el diámetro de partícula en m.
- $A_c$  es el área longitudinal del tubo en  $\text{m}^2$ .
- $\rho_c$  es la densidad de la partícula expresada en  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .
- $\varepsilon_B$  representa la porosidad del lecho.
- $\mu$  es la viscosidad del fluido en Pa·s.

A continuación se describe el cálculo de algunos de estos parámetros.

- *Determinación de la velocidad másica*

La velocidad másica,  $G$ , se calcula como el producto de la densidad del sistema y la velocidad lineal a través del tubo. De esta forma se puede expresar:

$$G = \rho \cdot u_z \quad [A. 5.82]$$

El valor de densidad de la corriente es de  $14,13 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$  y la velocidad fijada es igual  $12,49 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  para 500 tubos. Este valor de densidad es tomado de los datos obtenidos con el simulador Hysys versión 3.2, mientras que el valor de la velocidad se determina en el **Aparatado 5.2** del presente Anexo.

Con estas variables es posible calcular  $G$ :

$$G = 14,13 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 12,49 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 176,49 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$$

- *Determinación del área longitudinal del tubo*

El área longitudinal se calcula según la expresión:

$$A_C = D_{itubos} \cdot \pi \cdot L_{tubos} \quad [A. 5.83]$$

Donde sustituyendo valores se obtiene:

$$A_C = 0,01986 \text{ m} \cdot \pi \cdot 4,8768 \text{ m} = 0,3043 \text{ m}^2$$

- *Determinación de la viscosidad del fluido*

La viscosidad del fluido se estimará como una media ponderada de la viscosidad de la alimentación a la temperatura de entrada, en este caso  $125 \text{ }^\circ\text{C}$ , y la viscosidad del mismo a la temperatura de salida.

Para conocer la viscosidad de cada uno de los compuestos presentes a la temperatura de la corriente se recurre a la **Figura A.16.1** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera. Según estos valores, y conociendo las composiciones de la corriente a la entrada y salida del sistema se puede determinar la viscosidad del sistema por medio de la expresión:

$$\mu_m = \frac{\sum_{i=1}^{i=5} x_i \cdot \mu_i|_e + \sum_{i=1}^{i=5} x_i \cdot \mu_i|_s}{2} \quad [A. 5.84]$$

A continuación se tabulan los valores de la composición y de la viscosidad de cada uno de los compuestos tanto a la entrada como a la salida del sistema.

Tabla A.5.6:  
Parámetros para el cálculo de la viscosidad del sistema

<b>Datos de las corrientes</b>				
<b>Compuesto</b>	<b>Entrada</b>		<b>Salida</b>	
	<b>Composición</b>	<b><math>\mu</math> (Pa·s)</b>	<b>Composición</b>	<b><math>\mu</math> (Pa·s)</b>
<b>Benceno</b>	0,108242	0,0000101	0,020225	0,0000125
<b>Tolueno</b>	0,000094	0,0000094	0,000131	0,0000121
<b>Ciclohexano</b>	0,007355	0,0000091	0,140572	1,20E-05
<b>Metano</b>	0,212965	0,0000138	0,296241	0,000017
<b>Hidrógeno</b>	0,671344	0,0000111	0,542831	0,0000135

Los datos de composición a la entrada y salida del sistema son tomados del balance de materia realizado por medio del simulador Hysys versión 3.2.

Sustituyendo todos estos datos se obtiene:

Tabla A.5.7:  
Valores De la viscosidad de la corriente

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
$\mu_e$	$1,155 \cdot 10^{-5}$ Pa·s
$\mu_s$	$1,43 \cdot 10^{-5}$ Pa·s
$\mu_m$	$1,293 \cdot 10^{-5}$ Pa·s

Una vez calculadas todas estas propiedades, el resto de los parámetros que intervienen en la ecuación son valores constantes ya conocidos que se recogen a continuación:

- $d_p = 0,0025$  m
- $\rho = 14,13$  kg·m<sup>-3</sup>
- $\rho_c = 2.702,7$  kg·m<sup>-3</sup>
- $\varepsilon_B = 0,45$
- $P_0 = 3.250.000$  Pa

- $W = 4.508,63 \text{ kg}_c$
- $N_t = 500$

Sustituyendo las variables en la **Ecuación A.5.81** se halla el parámetro  $\beta_m$ :

$$\beta_m = \frac{176,49 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}}{\left(14,13 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,0025 \text{ m} \cdot 0,3043 \text{ m}^2 \cdot 2.702,7 \frac{\text{kg}_c}{\text{m}^3} \cdot 0,45^3\right) \cdot \left(\frac{(150 \cdot (1 - 0,45) \cdot 1,29 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s})}{0,0025 \text{ m}} + 1,75 \cdot 176,49 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}\right)}$$

$$= 20.616,82 \text{ kg/m} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{kg}_c$$

Con estos datos y acudiendo a la **Ecuación A.5.80** se obtiene:

$$\alpha_m = \frac{20.616,82 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{kg}_c \cdot \text{s}^2}}{3.250.000 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2 \cdot \text{m}}} = 0,00634 \text{ kg}_c$$

Por último, recurriendo a la **Expresión A.5.79** se obtiene la relación entre la presión a la salida del lecho y la presión de entrada del fluido:

$$\frac{P_L}{P_o} = 1 - 0,00634 \text{ kg}_c \cdot \frac{4.508,63 \text{ kg}_c}{500} = 0,942$$

Conocida esta relación es posible conocer la presión a la salida del reactor y por tanto la pérdida de carga producida en el sistema.

$$P_L = 0,942 \cdot P_o \quad [\text{A. 5.85}]$$

$$\Delta P = P_o - P_L \quad [\text{A. 5.86}]$$

De esta forma:

$$P_L = 0,942 \cdot 3.250.000 = 3.061.500 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 3.250.000 - 3.061.500 = 188.500 \text{ Pa} = 1,885 \text{ bar}$$

Los valores aconsejados para la caída de presión en un recipiente de estas características no deben superar los 2 bar de presión [Branan, Carl, R., 3ª Edición], por lo tanto el equipo diseñado se encuentra dentro de los límites considerados adecuados para un reactor de proceso.

### 5.5.2.- Determinación de las pérdidas de carga en la carcasa

El cálculo de las pérdidas de carga en la carcasa del reactor multitubular, es análogo al desarrollado para los intercambiadores de calor diseñados para esta línea de proceso.

Para ello se aplica la expresión desarrollada por Cern:

$$\Delta P = \frac{f_c \cdot G_c^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_c}{\rho \cdot D_e} \quad [A. 5.87]$$

Donde:

- $f_c$  es el coeficiente de fricción en la carcasa.
- $G_c$  es la velocidad másica del fluido en  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ .
- $D_c$  es el diámetro del a carcasa en m.
- $N_c$  es el número de placas deflectoras.
- $\rho$  es la densidad del fluido en  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .
- $D_e$  es el diámetro equivalente en m.

A continuación se recogen las relaciones que permiten calcular cada una de las variables que intervienen en la **Ecuación A.5.87**, con la salvedad de la densidad que se obtiene de la bibliografía [Perry et al, 2001].

- *Determinación de la velocidad másica en la carcasa*

Esta propiedad se halla recurriendo a la expresión:

$$G_c = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot (D_c^2 - N_t \cdot D_o^2) \cdot X} \quad [A. 5.88]$$



Donde:

- M representa el caudal másico de refrigerante en  $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- $D_c$  es el diámetro interior de la carcasa expresado en m.
- $N_t$  es el número de tubos.
- $D_o$  representa el diámetro exterior del tubo en m.
- X es la relación entre el área del segmento libre de la deflectora y la sección de la carcasa. Es adimensional.

Para la determinación de la variable X a su vez también debe recurrirse a una nueva relación:

$$X = \frac{\text{Pitch}}{D_o} \quad [A. 5.89]$$

En esta ecuación el pitch representa el espacio comprendido entre centros de dos tubos adyacentes y  $D_o$  es el diámetro exterior del tubo.

Para el reactor diseñado, se ha elegido disposición cuadrada para los tubos y un pitch de 1,25 pulgadas para tubos con un diámetro exterior de 1 pulgada (véase **Tabla A.16.13** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera).

Con estos datos es posible calcular el valor de X y con ello la velocidad másica del refrigerante que atraviesa la carcasa.

$$X = \frac{1,25 \text{ in}}{1 \text{ in}} = 1,25$$

$$G_c = \frac{4 \cdot 45.528,7 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}}{\pi \cdot (0,889^2 \text{ m}^2 - 500 \cdot 0,0254^2 \text{ m}^2) \cdot 1,25} = 27,45 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

- *Determinación del factor de fricción de la carcasa,  $f_c$*

Este parámetro se encuentra tabulado en función del número de Reynolds para el fluido y la rugosidad relativa del material del que se construye los tubos. Para la determinación del número de Reynolds se recurre a la relación siguiente:

$$Re = \frac{D_c \cdot G_c}{\mu} \quad [A. 5.90]$$

Donde:

- $G_c$  es la velocidad másica ya calculada con anterioridad expresada en las mismas unidades.
- $D_c$  es el diámetro interior de la carcasa en m.
- $\mu$  es la viscosidad del fluido refrigerante en Pa·s.

La viscosidad se toma como una media entre las condiciones de entrada<sup>10</sup> y salida de la bibliografía [Perry et al ,2001] y tiene un valor de  $4,351 \cdot 10^{-4}$  Pa·s.

Con todos los datos conocidos el número de Reynolds tiene el siguiente valor:

$$Re = \frac{0,889 \text{ m} \cdot 27,45 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}}{4,351 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2} \cdot \text{s}} = 56.086,07$$

Según la **Figura A.16.5** del Anexo 16, la rugosidad relativa para acero comercial y considerando un diámetro exterior de los tubos de 1 pulgada,  $\varepsilon/D_o=0,0018$ . Conocidos el Re y la rugosidad relativa, por medio de la gráfica de Moody (véase **Figura A.16.4** del Anexo 16) se obtiene un valor de  $f_c=0,026$ .

▪ *Determinación del número de deflectoras*

Como ya se ha explicado con anterioridad, las placas deflectoras se emplean con el fin de favorecer la agitación del fluido que circula por la carcasa mejorando con ello la transmisión de calor durante el proceso.

La fórmula que permite conocer el número de placas deflectoras a emplear se recoge a continuación:

$$N_c = \frac{L}{P_{def}} \quad [A. 5.91]$$

---

<sup>10</sup> Las condiciones a la entrada son de 30° C y un bar de presión y para la salida se tiene una temperatura de 120° C y 2 bar.

Donde  $N_c$  es el número de placas,  $L$  es la longitud de los tubos y  $P_{def}$  es la distancia comprendida entre placas deflectoras.

Para la separación entre placas ( $P_{def}$ ), la norma TEMA establece una separación mínima y máxima que debe existir entre las placas deflectoras.

La separación mínima entre deflectores ( $P_{def\ min}$ ) será el mayor de estos valores:

- 1/5 del diámetro interior de la carcasa (0,178 m).
- 2 in (0,0508 m).

En este caso habrá que optar por el primero de los valores,  $P_{def\ min} = 0,178\ m$ .

La separación máxima se determina en función del diámetro externo de los tubos y el material en el que están contruidos. En este caso, para tubos de acero inoxidable de un diámetro exterior de una pulgada se tiene que la distancia máxima es de 1,88 metros (véase **Tabla A.2.6 del Anexo 2** del presente Proyecto Fin de Carrera).

Finalmente se considera como espaciamento entre los deflectores el número entero más próximo (en dm) a la media entre los calculados.

$$P_{def} = \frac{0,178\ m + 1,88\ m}{2} = 1,029\ m = 40,5\ in$$

Se toma como valor del espaciado 1 metro.

Para esta separación, el número de deflectoras será:

$$N_c = \frac{4,8768\ m}{1\ m} = 4,87$$

Por tanto se elige un número entero de placas igual a 5.

El espesor de la placa deflctora también se encuentra tabulado para la norma TEMA en función del diámetro interno de la carcasa y la separación entre placas (véase **Tabla A.2.7 del Anexo 2**). Para un diámetro de carcasa de 35 pulgadas y una separación entre deflectoras de 40,5 pulgadas el espesor de la placa es de 9,5 milímetros.

▪ *Determinación del Diámetro equivalente para la carcasa*

El diámetro equivalente se define considerando que, a pesar de los deflectores, el flujo se produce a través de los tubos y no transversalmente.

Para una disposición cuadrada de los tubos se tiene que:

$$D_e = \frac{4 \cdot P^2}{\pi \cdot D_o} - D_o \quad [A. 5.92]$$

Donde:

- $D_o$  es el diámetro exterior de los tubos en m.
- $P$  es el pitch en m.

Sustituyendo todos estos datos ya conocidos se obtiene que:

$$D_e = \frac{4 \cdot \left(1,25 \text{ in} \cdot \frac{0,0254 \text{ m}}{1 \text{ in}}\right)^2}{(\pi \cdot 0,0254 \text{ m})} - 0,0254 \text{ m} = 0,02513 \text{ m}$$

Calculados todos estos valores y asumiendo un valor de la densidad para el agua líquida a la temperatura media entre la entrada y salida de la misma al atravesar el sistema de  $995,657 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$  (véase **Tablas A.16.1 y A.16.2** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera) se determina la pérdida de presión por medio de la **Expresión A.5.87**:

$$\Delta P = \frac{0,026 \cdot \left(27,45 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}\right)^2 \cdot (5 + 1) \cdot 0,889 \text{ m}}{\left(995,657 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,02513 \text{ m}\right)} = 4,17 \text{ Pa} = 4,17 \cdot 10^{-5} \text{ bar}$$

Conocidas las pérdidas de carga que experimenta la alimentación en el interior de los tubos y las pérdidas para el refrigerante que circula por la carcasa, la pérdida de carga total del sistema será la suma de ambas, de manera que :

$$\Delta P_{SISTEMA} = \Delta P_{TUBOS} + \Delta P_{CARCASA} \quad [A. 5.93]$$

$$\Delta P_{SISTEMA} = 1,88 \text{ bar} + 4,17 \cdot 10^{-5} \text{ bar} = 1,88 \text{ bar}$$

## **5.6.- Material de aislamiento**

El material de aislamiento del reactor se sitúa por el exterior de la carcasa y su espesor se determina en base a la temperatura del sistema. El fluido que circula por el interior de la carcasa es el agua de la red de calderas a una temperatura de 120 °C. Para esta temperatura empleando lana de roca se requiere un espesor de aislante de 50 milímetros que se cubrirá con una chapa de aluminio. Este valor del espesor se toma de la **Tabla A.16.33** del Anexo 16.

## **ANEXO 6: DISEÑO DEL REACTOR R-02**

### **6.1.- Determinación de la expresión de diseño del reactor**

El diseño de la segunda unidad de reacción es análogo al desarrollado para la primera puesto que también se trata de un reactor multitubular de lecho fijo cuyos tubos contienen el material catalítico. Es por ello por lo que se van a seguir los mismos pasos para su configuración con la salvedad de que tanto el tamaño de los tubos como las condiciones de operación varían ligeramente con respecto al primero.

Para la circulación de los fluidos se adopta el mismo criterio, la alimentación procedente del primer reactor y previamente precalentada circulará por el interior de los tubos en sentido descendente, mientras el refrigerante lo hará en sentido ascendente a través de la carcasa. A su vez, los materiales de construcción para los tubos y la carcasa serán los mismos que se emplean para la primera unidad de reacción.

#### **6.1.1.- Balance de materia a la unidad de reacción**

La expresión del balance de materia para un reactor de lecho fijo ha sido deducida en el **Apartado 5.1.1** del Anexo 5 del presente Proyecto; para la unidad de reacción actual se asumen las mismas hipótesis de cálculo con lo cual la expresión es análoga a la deducida con anterioridad:

$$dW = \frac{F_{BO}}{(1 - \varepsilon_L)} \cdot \frac{dx_B}{(-r_B)^I} \quad [A. 6.1]$$

Donde:

- $dW$  es la variación en la masa de catalizador expresada en  $kg_c$ .
- $F_{BO}$  es el caudal molar de benceno que entra al sistema expresado en  $kmol \cdot h^{-1}$ .
- $\varepsilon_L$  es la porosidad del lecho.
- $(-r_B)^I$  es la velocidad de reacción referida al benceno en  $kmol \cdot kg_c^{-1} \cdot h^{-1}$ .
- $dx_B$  es la variación en la conversión del benceno con el tiempo.

Partiendo de esta ecuación, sólo será necesario sustituir el valor de cada una de las variables y resolver este balance de manera conjunta con el de energía.

### 6.1.2.- Balance de energía a la unidad de reacción

La expresión del balance de energía para un reactor catalítico de lecho fijo se dedujo en el **Apartado 5.1.2** del Anexo precedente, de manera que si se asumen las mismas hipótesis de cálculo para la segunda unidad de reacción, se obtiene la siguiente relación:

$$\frac{dT}{dz} = \frac{(1 - \varepsilon_L) \cdot (-r_B)^I \cdot \rho_B \cdot (-\Delta H)_r}{(\rho \cdot u_z \cdot C_p)} \quad [A. 6.2]$$

Donde:

- $\frac{dT}{dz}$  expresa la variación de la temperatura del sistema con la posición en unidades de  $K \cdot m^{-1}$
- $\varepsilon_L$  es la porosidad del lecho.
- $(-r_B)^I$  es la velocidad de reacción con respecto al benceno en  $kmol \cdot kg_c^{-1} \cdot h^{-1}$ .
- $\rho_B$  es la densidad de la partícula en  $kg_c \cdot m^{-3}$ .
- $(-\Delta H)_r$  es la entalpía de la reacción expresada en  $kJ \cdot kmol^{-1}$ .
- $\rho$  es la densidad de la corriente en  $kg \cdot m^{-3}$ .
- $u_z$  es la velocidad de paso de la corriente en  $m \cdot h^{-1}$ .
- $C_p$  es la capacidad calorífica en  $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ .

Tras sustituir el valor de las variables en la expresión, este balance se resuelve simultáneamente con el de materia por medio del método numérico de Euler.

### 6.1.3.- Selección de las condiciones de operación

Con el fin de favorecer el sentido de la reacción hacia la formación del producto, en el segundo reactor se mezclará el efluente procedente del primero con una nueva corriente de hidrógeno de manera que la relación de alimentación aromático-hidrógeno sea superior e igual a nueve.

Como se ha mencionado con anterioridad, esta medida cumple otras tres funciones:

- Permite reducir la cantidad de calor que debe retirarse del sistema al actuar como una medida de refresco de la corriente.

- Suaviza los efectos que la reducción en el número de moles produce en el sistema con lo cual éste puede considerarse despreciable.
- Aumenta la eficacia de la reacción.

La alimentación, tras ser precalentada, se introduce a la temperatura de 125 °C y a una presión en torno a 30 bar. Las condiciones de salida del sistema se seleccionan de forma que la conversión del benceno se completa casi en su totalidad<sup>11</sup>.

Trabajando hasta una temperatura de 425 K, a una presión de en torno a 29<sup>12</sup> bar, en concreto, 29,6 bar y con una relación de alimentación de 9 la conversión que se alcanza en el sistema es prácticamente del 100%. Por tanto éstas serán las condiciones de operación seleccionadas para la salida de la unidad de reacción (véase selección de las condiciones de operación en el Anexo 4 del presente Proyecto Fin de Carrera).

La refrigeración de dicho sistema se realizará con agua proveniente del sistema de calderas que se introduce en contracorriente a una temperatura de 303 K y abandona el equipo como vapor de agua a 393 K.

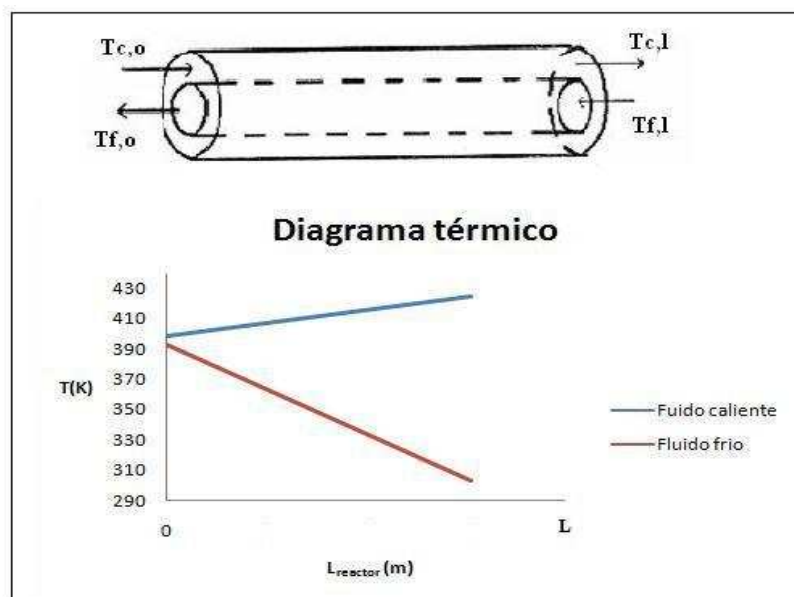


Figura A.6.1: Diagrama térmico de las corrientes

<sup>11</sup>) Es necesario convertir todo el benceno puesto que la separación del sistema ciclohexano –benceno presenta un azeótropo para la composición del 99,7%. Esta está por debajo de la pureza exigida en el mercado para el ciclohexano, y una destilación azeotrópica resulta poco aconsejable.

<sup>12</sup>) Para una presión de entrada de 30,5 bar, ésta es la presión que corresponde a la salida tras considerar las pérdidas de carga sufridas por el equipo



La figura anterior recoge el diagrama térmico del reactor para las condiciones de operación descritas.

No se debe olvidar, que a su vez, una menor temperatura de trabajo reduce la velocidad de avance de la reacción química. Por lo que en esta unidad la velocidad de reacción será inferior con respecto a la registrada en el primero de los reactores.

## **6.2.- Determinación de las dimensiones del sistema**

De manera análoga a lo sucedido con la primera unidad de reacción, el diseño del segundo reactor presenta muchas pautas establecidas para la configuración de los intercambiadores de calor presentes en la línea de producción que es objeto de este Proyecto Fin de Carrera. Como se ha indicado en el apartado anterior del actual Anexo, la corriente de proceso se introduce a 125 °C con un exceso de la relación de alimentación de 9. Esta corriente estará sometida en el interior del equipo a una presión comprendida entre los 30,5 bar a la entrada y los 29,6 bar a la salida abandonándolo convertida, casi en su totalidad, a una temperatura de 151,9 °C.

Las expresiones que van a permitir determinar la longitud del lecho catalítico están recogidas en los **Apartado 6.1.1** y **6.1.2** del presente Anexo. Para su resolución conjunta será necesario acudir al método numérico de las diferencias finitas de Euler.

### **6.2.1.- Determinación de la longitud del reactor**

Antes de resolver las expresiones del balance de materia y energía, deben hallarse cada una de las variables que intervienen en las respectivas relaciones:

$$dW = \frac{F_{BO}}{(1 - \varepsilon_L)} \cdot \frac{dx_B}{(-r_B)^I} \quad [A. 6.3]$$

$$\frac{dT}{dz} = \frac{(1 - \varepsilon_L) \cdot (-r_B)^I \cdot \rho_B \cdot (-\Delta H)_r}{(\rho \cdot u_z \cdot C_p)} \quad [A. 6.4]$$

▪ *Determinación de la entalpía de reacción*

El método seguido para la determinación de la entalpía de reacción se desarrolla en el **Apartado 5.2.1** del Anexo precedente. Para esta unidad de reacción, sólo se requiere recurrir a dichas relaciones teniendo en cuenta que ahora el valor de  $\Delta C_p$  del hidrógeno variará ligeramente. Los resultados obtenidos para esta variable calculada según las condiciones en la alimentación se tabulan a continuación:

Tabla A.6.1:  
Condiciones del hidrógeno en la alimentación  
(Carrero–Mantilla, J., Llano Restrepo, M., 2004)

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
P	29,6 bar
T	398 K
Tc	33,2 K
Pc	13,2 bar
Tr	12
Pr	2,25
$\Delta C_p$	$5,0256 \text{ kJ}\cdot\text{kmol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$

Conocido el valor de este parámetro, se tiene que:

$$\begin{aligned}
 \Delta H(T) = & \int_{T_1}^{298} (-7,273 + 7,71 \cdot 10^{-1} \cdot T + 1,65 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 - 1,9 \cdot 10^{-6} \cdot T^3) dT + 5,75 \\
 & \cdot 10^4 \cdot (1 - T_r)^{(0,45238+0,0534 \cdot T_r)} + \int_{T_1}^{298} 3 \cdot (28,84 + 7,65 \cdot 10^{-5} \cdot T + 3,29 \\
 & \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 8,7 \cdot 10^{-10} \cdot T^3 + 5,0256) dT + (-123300 - 82800) \\
 & + \int_{298}^{T_1} (-75,2417 + 1,2 \cdot T + 1,38 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 4,494 \cdot 10^4 \\
 & \cdot (1 - T_r)^{(0,3957)} \quad [A. 6.5]
 \end{aligned}$$

Desarrollando las integrales para cada uno de los términos, desarrollando los límites de integración y agrupando términos se obtiene la relación:

$$\begin{aligned} \Delta H(T)_r = & -169,11 \cdot T + 0,428 \cdot \frac{T^2}{2} - 1,522 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{T^3}{3} + 1,9026 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{T^4}{4} - 165064,45 \\ & + 5,75 \cdot 10^4 \cdot (1 - T_r)^{(0,45238+0,0534 \cdot T_R)} + 4,494 \cdot 10^4 \\ & \cdot (1 - T_r)^{(0,3957)} \quad [A. 6.6] \end{aligned}$$

Esta expresión permite calcular la entalpía de la reacción para cualquier temperatura de trabajo.

- *Determinación de la velocidad de reacción*

Al tratarse del mismo sistema de reacción, la expresión para el cálculo de la velocidad de reacción es análoga a la deducida en el **Apartado 5.2.1** del Anexo 5, pero en este caso debe tenerse en cuenta que la relación de alimentación es superior e igual a 9 y la presión a la salida del sistema es de 29,6 bar. De esta forma se tiene:

$$(-r_B)^{II} = \frac{\text{Término 9}}{\text{Término 10}} \quad [A. 6.7]$$

Siendo:

$$\begin{aligned} - \text{Término 9} &= K_2 \cdot K_B \cdot \frac{10^2 \cdot (1-x_B) \cdot (9-3 \cdot x_B)}{(10 \cdot (1-x_B) + (10 \cdot (9-3 \cdot x_B)) + (10 \cdot x_B))} \\ - \text{Término 10} &= \left( \frac{1}{29,6} + K_B \cdot \frac{10 \cdot (1-x_B)}{(10 \cdot (1-x_B) + (10 \cdot (9-3 \cdot x_B)) + (10 \cdot x_B))} \right) \cdot (10 \cdot (10 - 4 \cdot x_B)) \end{aligned}$$

Donde  $K_2$  y  $K_B$  responden a las siguientes relaciones:

$$K_2 = 121,11 \cdot e^{\frac{(-6038,65)}{T}} \quad [A. 6.8]$$

$$K_B = 788 \cdot e^{\frac{(-3019,32)}{T}} \quad [A. 6.9]$$

- *Determinación de la porosidad del lecho*

Para determinar esta propiedad se recurre al mismo procedimiento seguido para la primera unidad de reacción. Los datos necesarios para este cálculo se recogen en la siguiente tabla:

Tabla A.6.2:  
Características del catalizador y los tubos

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
Dp	2,5 mm
L	8 mm
D <sub>i tubo</sub>	26,21 mm

El valor del diámetro interior se calcula con posterioridad una vez determinado el espesor de los tubos y teniendo en cuenta que el diámetro exterior de los mismos es de 3,175 centímetros.

Al tratarse de la misma partícula de catalizador los valores de D<sub>e</sub> y de volumen de la partícula ya han sido hallados con anterioridad de manera que V=39,27 mm<sup>3</sup> y D<sub>e</sub>=4,217 mm (véase **Apartado 5.2.1** del Anexo precedente). La relación entonces entre el diámetro equivalente de la partícula y el diámetro del tubo es igual a 0,1608 metros.

Para este valor recurriendo a la **Figura 4.8** del Anexo 4 y asumiendo una morfología de partícula de cilindros de alúmina se obtiene una porosidad de lecho ε<sub>L</sub> = 0,4.

- *Determinación de la velocidad del flujo a lo largo del lecho*

Según la **Tabla A.16.19** del Anexo16 del presente Proyecto Fin de Carrera, la velocidad recomendada de circulación de una corriente de vapor sobrecalentada en un intervalo de presiones comprendido entre los 101 psig y los 900 psig debe estar entre los 30 y los 80 ft·s<sup>-1</sup> para un diámetro de la conducción inferior a 6 pulgadas.

Teniendo en cuenta que el número de pasos por tubo es igual a la unidad (véase **Apartado 5.2.1** del Anexo 5), el procedimiento seguido para determinar esta velocidad supondrá establecer un número de tubos para el reactor que permita que la velocidad de paso del fluido se encuentre dentro de estos límites aconsejados. La expresión que permite calcular la velocidad presenta la siguiente forma:

$$u_z = \frac{Q_v}{S_{paso} \cdot N_{tubos}^o} \quad [A. 6.10]$$

$$u_z = \frac{Q_v}{(\pi \cdot r_{itubo}^2) \cdot N^{\circ}_{tubos}} \quad [A. 6.11]$$

Donde:

- $u_z$  es la velocidad de paso del fluido en  $m \cdot h^{-1}$ .
- $Q_v$  es el caudal volumétrico de la corriente en  $m^3 \cdot h^{-1}$ .
- $r_{itubo}$  es el diámetro interior del tubo en m.
- $N^{\circ}$  es el número de tubos.

El caudal volumétrico se toma del balance de materia realizado por medio del simulador Hysys versión 3.2 y tiene un valor de  $Q_v = 9584 m^3 \cdot h^{-1}$ . El valor del diámetro interior se ha tabulado con anterioridad y el número de tubos elegido es  $420^{13}$ , de manera que sustituyendo estos parámetros en la **Ecuación A.6.11** el valor de la velocidad será:

$$u_z = \frac{9584 \frac{m^3}{h}}{(\pi \cdot (0,0131^2 m^2)) \cdot 420} = 42.284,46 m/h$$

Para comprobar que se trabaja dentro de los límites establecidos se expresará esta velocidad en  $ft \cdot s^{-1}$ :

$$u_z = 42284,46 m/h = 38,57 ft/s$$

Para un reactor de 420 tubos se obtiene una velocidad dentro de los límites establecidos para el sistema.

A continuación se recogen todos los valores que intervienen en las expresiones del balance de materia y de energía para su posterior resolución:

- $F_{BO} = 102,06 kmol \cdot h^{-1}$
- $\epsilon_L = 0,4$
- $u_z = 42.284,46 m \cdot h^{-1}$
- $\rho = 11,845 kg \cdot m^{-3}$
- $\rho_b = 2.702,7 kg_c \cdot m^{-3}$
- $C_p = 3,218 kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$

---

<sup>13</sup> Este número de tubos se elige de manera que el valor de la velocidad obtenida sea similar a la velocidad de trabajo en el reactor anterior,  $38,35 ft \cdot s^{-1}$ .

Los valores del caudal molar de benceno, de la densidad de la corriente, y de la capacidad calorífica son tomados del balance de materia realizado con el simulador Hysys versión 3.2.

Todos estos valores se sustituyen en las **Expresiones A.6.1 y A.6.2** obteniéndose:

$$\frac{dW}{dx_B} = \frac{102,06}{(1 - 0,45) \cdot (-r_B)^I}$$

$$\frac{dT}{dz} = \frac{(1 - 0,45) \cdot (-r_B)^I \cdot (-\Delta H_r) \cdot 2702,7}{(3,218 \cdot 11,845 \cdot 42284,46)}$$

Determinadas estas expresiones, se recurre a un método numérico para la resolución conjunta de ambos balances, el procedimiento seguido se explica a continuación:

- Partiendo de la temperatura de entrada de la alimentación  $T_0=398\text{K}$ , se calculan las constantes de velocidad  $K_2$  y  $K_B$  a partir de las **Ecuaciones A.6.8 y A.6.9** y la velocidad de reacción a través de la **Ecuación A.6.7** teniendo en cuenta que la conversión inicial del sistema es 0,88. Para este instante de tiempo  $t=0$ , la masa de catalizador del sistema,  $W_0$ , es cero. Para esta misma temperatura se calcula entonces  $(-\Delta H_r)_0$  a través de la **Expresión A.6.6**.
- Con todos estos datos, sustituyendo en la expresión del balance de energía, se calcula  $T_1$  considerando un ancho de paso  $\Delta z=0,2$  m.
- Conocido  $T_1$ , se calcula de nuevo  $K_2$  y  $K_B$  y la velocidad de reacción con un ancho de paso  $\Delta x_B=0,0053$ , y a través del balance de materia se obtiene  $W_1$ .
- A continuación se calcula  $(-\Delta H_r)_1$ , y se sustituyen todos los datos en el balance de energía para poder conocer ahora  $T_2$ .

Este procedimiento se prosigue hasta alcanzar las condiciones de temperatura y conversión fijadas para el sistema, es decir,  $T$  en torno a  $424,9$  K y  $X_B$  próxima a la unidad. Los valores de  $z$  y de  $W$  registrados en estas condiciones definen la longitud y la masa de catalizador del reactor.

Los valores de la velocidad de reacción obtenidos con la **Ecuación A.6.7** están multiplicados por el área de catalizador disponible por kilogramos, de manera que la velocidad esté expresada en  $\text{kmol} \cdot \text{kg}_c^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$ . Este factor de conversión es de  $7000 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}_c^{-1}$ .

Los resultados obtenidos al seguir este procedimiento se tabulan a continuación:

Tabla A.6.3:  
Estudio de las dimensiones de la segunda unidad de reacción

$T_{\text{corriente}}$ (K)	$x_B$	$K_2$ ( $\text{kmol}\cdot\text{h}^{-1}\cdot\text{S}_{\text{cat}}^{-1}$ )	$K_B$ ( $\text{bar}^{-2}$ )	$(-r_B)^I$ ( $\text{kmol}\cdot\text{h}^{-1}\cdot\text{kg}_{\text{cat}}^{-1}$ )	Z (m)	W ( $\text{kg}_c$ )
398,000	0,880	0,0000312	0,400	0,033	0	0,000
399,056	0,885	0,0000325	0,408	0,034	0,2	26,373
400,138	0,890	0,0000338	0,416	0,034	0,4	52,186
401,320	0,896	0,0000353	0,426	0,035	0,6	77,375
402,534	0,901	0,0000370	0,435	0,036	0,8	101,975
403,780	0,906	0,0000387	0,446	0,037	1	126,028
405,058	0,911	0,0000406	0,456	0,038	1,2	149,582
406,365	0,916	0,0000426	0,467	0,038	1,4	172,690
407,701	0,922	0,0000447	0,479	0,039	1,6	195,419
409,062	0,927	0,0000470	0,491	0,039	1,8	217,844
410,446	0,932	0,0000494	0,503	0,040	2	240,058
411,846	0,937	0,0000519	0,516	0,040	2,2	262,175
413,256	0,942	0,0000546	0,529	0,040	2,4	284,335
414,667	0,948	0,0000574	0,542	0,040	2,6	306,721
416,067	0,953	0,0000603	0,556	0,039	2,8	329,572
417,443	0,958	0,0000632	0,569	0,037	3	353,212
418,775	0,963	0,0000662	0,583	0,036	3,2	378,099
420,044	0,968	0,0000691	0,595	0,033	3,4	404,915
421,225	0,974	0,0000720	0,607	0,030	3,6	434,737
422,289	0,979	0,0000746	0,619	0,025	3,8	469,435
423,205	0,984	0,0000770	0,628	0,020	4	512,692
423,941	0,989	0,0000789	0,636	0,015	4,2	573,513
424,465	0,994	0,0000803	0,642	0,008	4,4	685,975
424,74887	0,9996	0,000081	0,645	0,0006	4,6	2213,25

Según los resultados obtenidos se requiere un reactor de 4,6 metros de longitud y una masa de catalizador de 2213,25 kilogramos para alcanzar una conversión de hasta 99,996% con respecto al benceno.

Para la longitud de los tubos del reactor se tomará la medida estándar comercial superior e igual a 16 pies.

### 6.2.2.- Determinación del diámetro del lecho

Para conocer este valor, se recurre al **Apartado 5.2.2** del Anexo anterior, de manera que se puede escribir:

$$D_{carcasa}(mm) = D_o \cdot \left( \frac{N^{\circ} \text{ tubos}}{K_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} + 90 \quad [A. 6.12]$$

Donde para un único paso por la carcasa  $K_1$  tiene un valor de 0,319 y  $n_1$  de 2,142.

Para un diámetro de tubo de 3,175 centímetros, se sustituye ahora en la ecuación y se obtiene el valor del diámetro de la carcasa:

$$D_{carcasa} = 31,75 \text{ mm} \cdot \left( \frac{420}{0,319} \right)^{\frac{1}{2,142}} + 90 \text{ mm} = 997,97 \text{ mm}$$

Al igual que sucede con la longitud de los tubos es necesario elegir un valor estándar comercial para la carcasa, que en este caso es inmediatamente superior al valor obtenido e igual a 40 pulgadas.

A continuación se recoge una tabla resumen incluyendo las principales características del reactor:

Tabla A.6.4:  
Dimensiones del reactor

<b>Características</b>	<b>Valor</b>
$D_{\text{interno tubos}}$	0,02621 m
$D_{\text{externo tubos}}$	0,03175
$L_{\text{tubos}}$	4,6 m
$L_{\text{tubos estándar}}$	4,8768 m
$D_{\text{carcasa}}$	0,9979 m
$D_{\text{carcasa estándar}}$	1 m
Nº tubos	420
W	2213,25 kg

Llegados a este punto, se está en condiciones de comprobar que las suposiciones asumidas en el planteamiento de los balances de materia y de energía según la cual  $\frac{L}{d_p} > 50$  con  $Re_p > 1$ , de manera que se obtiene:

$$\frac{L}{d_p} = \frac{4,8768 \text{ m}}{0,0025 \text{ m}} = 1950,72 > 50$$



$$Re_p = \frac{\rho \cdot d_p \cdot u_z}{\mu} \quad [A. 6.13]$$

Sabiendo que la viscosidad del fluido es de  $1,2025 \cdot 10^{-5}$  Pa·s (véase **Apartado 6.5.1** del presente Anexo) se sustituyen los valores en la **Ecuación A.6.13** y se tiene:

$$Re_p = \frac{11,845 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,0025 m \cdot 11,745 \frac{m}{s}}{1,2025 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 28.922,98 > 1$$

Los resultados obtenidos corroboran la validez de las hipótesis planteadas.

### 6.3.- Diseño mecánico del reactor

Determinadas las dimensiones principales del sistema de reacción, será necesario conocer el espesor de los tubos que contienen el catalizador y por cuyo interior circula el fluido así como del diámetro de la carcasa. Para el cálculo de estas dos magnitudes se deben definir antes el valor de la presión y temperatura de diseño del sistema. Según lo estipulado en el **Apartado 5.3** del Anexo precedente, la presión y temperatura de diseño quedan definidos como:

$$P_D = 1,1 \cdot P_{trabajo} \quad [A. 6.14]$$

$$T_D(^{\circ}C) = T_{m\acute{a}xima} + 20 \quad [A. 6.15]$$

Por tanto para la presión de trabajo superior que se corresponde con la de la entrada y es igual a 30,5 bar y una temperatura máxima registrada de 151,9 °C se tiene:

$$P_D = 1,1 \cdot 30,5 bar \cdot \frac{14,5 psi}{1 bar} = 486,47 psi$$

$$T_D(^{\circ}C) = 151,9^{\circ}C + 20^{\circ}C = 171,9^{\circ}C$$

$$T_D(^{\circ}F) = 1,8 \cdot T(^{\circ}C) + 32 = 1,8 \cdot 171,9^{\circ}C + 32 = 341,42^{\circ}F$$

### 6.3.1.- Determinación del espesor de los tubos

El procedimiento seguido para el cálculo del espesor de los tubos es análogo al desarrollado para la primera unidad de reacción, por lo que la expresión obtenida a partir del Código ASME 31.3 es la siguiente:

$$t = \left( \frac{(P_D \cdot D_o)}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)} + C \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{M}{100} \right)} \right) \quad [A. 6.16]$$

Donde:

- $P_D$  es la presión de diseño en psi.
- $D_o$  representa el diámetro exterior de los tubos en pulgadas.
- $S$  es la tensión máxima admisible para el material expresado en psi.
- $E$  es la eficiencia de soldadura.
- $Y$  es una constante dependiente del material y de la temperatura.
- $C$  es el margen de corrosión expresado en pulgadas.
- $M$  representa la tolerancia de fabricación.

Para un reactor cuyos tubos se construyen de acero inoxidable AISI 316L y siguiendo las mismas premisas que en la primera unidad de reacción (véase **Apartado 5.3.1** del Anexo 5) estos valores se recogen a continuación:

- $D_o = 1,25$  in
- $S = 19300$  psi
- $E = 1$
- $Y = 0,4$
- $C = 0,075$
- $M = 12,5\%$

Los valores de  $S$  y de  $Y$  provienen de tablas del Código ASME, para temperaturas de 400 °F e inferior a 900 °F respectivamente.

Sustituyendo estos valores en la **Expresión A.6.16** se obtiene:

$$t = \left( \frac{(486,47 \text{ psi} \cdot 1,25 \text{ in})}{2 \cdot (19300 \text{ psi} \cdot 0,85 + 486,47 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{12,5}{100} \right)} \right) = 0,103 \text{ in}$$

Determinado este valor para el espesor de los tubos, se recurre al valor comercial inmediatamente superior. En este caso, para un diámetro exterior de 1,25 pulgadas el espesor es de 0,109 pulgadas (véase **Tabla A.16.15** del Anexo 16).

Con este espesor, el diámetro exterior es de:

$$D_i = D_o - 2 \cdot t \quad [A. 16.17]$$

$$D_i = 1,25 \text{ in} - 2 \cdot (0,109) \text{ in} = 1,032 \text{ in} = 0,02621 \text{ m}$$

### 6.3.2.- Determinación del espesor de la carcasa

El procedimiento seguido para el cálculo del espesor de la carcasa sigue las mismas pautas desarrolladas en la primera unidad de reacción para la determinación de este parámetro.

- Espesor mínimo de pared:
  - Por medio del Código ASME VIII-Div.1, se determina entonces el espesor mínimo:

$$t_{min}(mm) = 2,5 + C \quad [A. 6.18]$$

$$t_{min}(mm) = 2,5 \text{ mm} + 1,905 \text{ mm} = 4,405 \text{ mm}$$

- En concreto, para aceros al carbono este espesor presenta la siguiente expresión:

$$t_{min}(mm) = 5 + C \quad [A. 6.19]$$

$$t_{min}(mm) = 5 \text{ mm} + 1,905 \text{ mm} = 6,905 \text{ mm}$$

Por motivos de seguridad, se aconseja tomar el mayor de los valores hallados con lo cual  $t_{min}=6,905 \text{ mm}$ .

Como se ha comentado en el Anexo anterior, para determinar el espesor de la envolvente del reactor será necesario tener en cuenta las tensiones longitudinal y circunferencial así como las debidas a la carga por viento lo cual requiere calcular tres espesores asociados a estas

tensiones despreciando el resto de las fuerzas que actúan sobre esta envolvente. A continuación se presenta una tabla donde aparecen las principales tensiones que actúan sobre el recipiente de presión situado en posición vertical.

Tabla A.6.5:  
Tensiones que actúan sobre el reactor R-02 (Megyesy E.F., 2001)

CARGA	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		TENSIONES LONGITUDINALES	
	TRACCIÓN	COMPRESIÓN	TRACCIÓN	COMPRESIÓN
<b>Peso</b>				X
<b>Viento</b>			X	X
<b>Seísmo</b>			X	X
<b>Presión interior</b>	X		X	
<b>Presión exterior</b>				

Las relaciones para el cálculo de ambos espesores son tomadas del Código ASME VIII-Div.1, y se presentan a continuación.

***Tensiones circunferenciales***

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{(S \cdot E - 0,6 \cdot P)} \quad [A. 6.20]$$

Donde:

- $P_D$  es la presión de diseño para el sistema en psi.
  - R es el radio de la envolvente expresado en pulgadas.
  - S es la tensión máxima admisible para el material en psi.
  - E es la eficiencia de la soldadura.
- Tensión máxima admisible (S)

Para una carcasa que se construye en acero SA-285, el valor de la tensión máxima admisible para el material, S, a una temperatura de 400 °F es de 15700 psi (véase **Tabla A.16.10** del Anexo 16).

- Eficiencia de la soldadura (E)

Para determinar la eficiencia de la junta se recurre a la tabla UW-12 del Código ASMEVIII-Div.1 (véase **Tabla A.16.17** del Anexo16) según la cual para una soldadura a tope hecha con doble cordón de soldadura o por medio de otro método con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado e inspeccionada por zonas, se asume E igual a 0,85.

Conocidos todos estos valores es posible calcular el espesor circunferencial por medio de la **Ecuación A.6.20**:

$$t_{circ} = \frac{486,47 \text{ psi} \cdot 20 \text{ in}}{(15700 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 486,47 \text{ psi})} = 0,745 \text{ in} = 1,89 \text{ cm}$$

### ***Tensiones longitudinales***

Conocidos todos y cada uno de los parámetros sólo se requiere sustituir sus valores en la ecuación para la determinación de este espesor:

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{(2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P_D)} \quad [A. 6.21]$$

$$t_{long} = \frac{486,47 \text{ psi} \cdot 20 \text{ in}}{(2 \cdot 15700 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 486,47 \text{ psi})} = 0,361 \text{ in} = 0,919 \text{ cm}$$

### ***Espesor debido a la carga por viento***

Para la determinación de dicho parámetro debe tenerse en cuenta que la velocidad del viento en el polígono industrial de San Roque, según los datos meteorológicos, tiene un valor medio de 50 km·h<sup>-1</sup>.

En las condiciones más desfavorables el viento puede alcanzar una velocidad de hasta 180 km ·h<sup>-1</sup>. Debido a que el diseño de la línea de proceso se aborda en las condiciones más hostiles, es este último valor el que se considerará para el cálculo de las cargas ejercidas por el viento sobre el equipo.

Para determinar este parámetro, primero es necesario calcular la presión debida a la carga por viento:

$$P_w = q_s \cdot C_e \cdot C_q \quad [A. 6.22]$$

Donde:

- $P_w$  es la presión de diseño del viento en  $lb \cdot ft^{-2}$ .
- $q_s$  es la presión de estancamiento del viento a la altura estándar de 30 pies expresada en  $lb \cdot ft^{-2}$ .
- $C_e$  es el coeficiente referente a la altura combinada.
- $C_q$  es un coeficiente de presión denominado factor de forma.

Los valores de  $q_s$ ,  $C_e$  y  $C_q$  se encuentran tabulados en función de las condiciones climatológicas y de las propiedades del equipo.

Para una velocidad del viento de  $180 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ,  $112,44 \text{ mph}$ ,  $q_s$  tiene un valor de  $32,44 \text{ lb} \cdot \text{ft}^2$  (véase **Tabla A.16.30** del Anexo 16 del presente Proyecto).

Para una configuración de recipiente redonda o elíptica  $C_q$  es igual a  $0,8$  (véase **Tabla A.16.32** del Anexo 16).

El factor  $C_e$  depende del tipo de exposición a la que se encuentra sometida la planta así como la altura total del recipiente. Para grandes plantas petroquímicas la exposición será tipo C.

Según la **Tabla A.16.31** del Anexo 16 del actual Proyecto, para una exposición severa tipo C y una altura total del recipiente de  $20,92$  pies,  $C_e$  tiene un valor de  $1,3$ .

Sustituyendo estos valores en la **Expresión A.6.22** se obtiene:

$$P_w = 32,44 \frac{lb}{ft^2} \cdot 0,8 \cdot 1,3 = 33,73 \text{ lb}/ft^2$$

Determinada la presión debida al viento se calcula el momento debido al viento en la posición analizada:

$$M_T = M - h_T \cdot (V - 0,5 \cdot P_w \cdot D_O \cdot h_T) \quad [A. 6.23]$$

En esta relación:

- $M_T$  es el momento debido a la altura  $h_T$  en ft·lb.
- $M$  es el momento máximo en la base expresado en lb·ft.
- $h_T$  es la distancia desde la base del suelo hasta la terminación de la silleta en ft.
- $V$  es la fuerza cortante total en lb.
- $P_w$  es la presión de diseño debida al viento expresada en lb·ft<sup>-2</sup>.
- $D_o$  es el diámetro exterior del recipiente considerando el espesor del aislante en ft.

$M$  y  $V$  se determinan previamente por medio de las relaciones:

$$V = P_w \cdot D_o \cdot H \quad [A. 6.24]$$

$$M = P_w \cdot D_o \cdot H \cdot h_1 \quad [A. 6.25]$$

$$h_1 = \frac{H}{2} \quad [A. 6.26]$$

Donde  $H$  es la altura total del recipiente en ft y  $h_1$  es el brazo de palanca en ft.

La altura total del sistema,  $H=20,92$  pies, nace de considerar la altura de la silleta, la correspondiente a la cubierta o cuerpo central y la de los cabezales inferior y superior.

Los cabezales elegidos tienen una altura de 0,82 pies cada uno y la silleta de apoyo mide 3,28 pies.

El diámetro exterior, considerando el espesor circunferencial calculado con posterioridad y considerando que el espesor del aislante es de 1,986 in es de  $D_o=3,78$  ft.

La altura  $h_T$  es equivalente a la altura de la silleta con lo cual  $h_T = h_{\text{silleta}} = 3,28$  ft.

Por tanto se obtiene:

$$h_1 = \frac{20,92 \text{ ft}}{2} = 10,46 \text{ ft}$$

$$V = 33,73 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \cdot 3,78 \text{ ft} \cdot 20,92 \text{ ft} = 2,67 \cdot 10^3 \text{ lb}$$

$$M = 33,73 \frac{lb}{ft^2} \cdot 3,78 ft \cdot 20,92 ft \cdot 10,46 ft = 2,78 \cdot 10^4 lb \cdot ft$$

$$\begin{aligned} M_T &= 2,78 \cdot 10^4 lb \cdot ft - 3,28 ft \cdot \left( 2,67 \cdot 10^3 lb - 0,5 \cdot 33,73 \frac{lb}{ft^2} \cdot 3,78 ft \cdot 3,28 ft \right) \\ &= 1,97 \cdot 10^4 lb \cdot ft \end{aligned}$$

Determinados todos estos parámetros se calcula la carga por viento por medio de la relación:

$$t_v = \frac{12 \cdot M_T}{R^2 \cdot S \cdot E \cdot \pi} \quad [A. 6.27]$$

En esta expresión:

- $t_v$  es el espesor debido a la carga por viento en in.
- $M_T$  es el momento máximo en la base en lb·ft.
- $R$  es el radio medio del recipiente considerando el aislante en in.
- $S$  es la tensión máxima admisible del material en psi.
- $E$  es la eficiencia de la soldadura.

Todas estas variables ya se conocen por lo que:

$$t_v = \frac{12 \cdot 1,97 \cdot 10^4 lb \cdot ft}{(22,38 in)^2 \cdot 15700 psi \cdot 0,85 \cdot \pi} = 1,1 \cdot 10^{-2} in$$

La influencia debida a la carga por viento requiere un espesor mínimo de 0,0254 cm.

Con el fin de extremar precauciones, el valor que se toma es el mayor de los tres últimos calculados, es decir,  $t_{circ} = 1,89$  cm.

A este valor a su vez debe sumársele el sobreespesor debido al efecto de la corrosión en el material. Para una vida útil de 15 años y considerando un desgaste de 5 milésimas de pulgada anuales se tiene que el sobreespesor por corrosión es de 0,075 in. De esta forma:

$$t_{carcasa} = t_{circ} + C \quad [A. 6.28]$$

$$t_{carcasa} = 0,745 in + 0,075 in = 0,82 in = 2,08 cm$$



Es necesario comprobar que este valor es superior al espesor mínimo para aceros al carbono, de manera que:

$$t_{min} = 6,905 \text{ mm} < t_{carcasa} = 20,8 \text{ mm}$$

Por último debe elegirse un valor comercial para el espesor de la carcasa ligeramente superior al obtenido. Este espesor, que paliará los efectos de las demás tensiones que actúan sobre la envolvente tiene un valor de 0,85 pulgadas.

### **6.3.3.- Selección del tipo de cabezal**

Como sucede con la primera unidad de reacción, con el fin de favorecer la operación rutinaria y el mantenimiento del reactor, se coloca un cabezal tipo A de canal y cubierta desmontable (véase **Figura 6.2** del **Capítulo 6** de la Memoria Descriptiva del presente Proyecto).

### **6.3.4.- Selección del tipo de fondo**

El tipo de fondo se elegirá buscando favorecer al máximo la operación con el equipo, especialmente la reposición del catalizador que ocupa el interior de los tubos. Dentro de las tres modalidades existentes se opta por el tipo T, cabezal flotante sin contrabrida, que permite extraer el cabezal posterior sin necesidad de desmontar la carcasa envolvente (véase **Figura 6.2** del **Capítulo 6** de la Memoria Descriptiva del presente Proyecto).

## **6.4.- Diseño del sistema de refrigeración**

Al comienzo de este Anexo, se ha determinado el funcionamiento de las corrientes que atraviesan el lecho. Así pues, la corriente a convertir se introduce a la temperatura de 125 °C por el interior de los tubos en sentido descendente, mientras que el refrigerante recorre la carcasa en sentido ascendente introduciéndose como agua líquida a 30 °C y abandonando el sistema como vapor de agua a 120 °C. Con ello, se persigue aprovechar el calor que se produce durante la reacción para vaporizar agua procedente de la red de calderas de la Refinería generándose vapor de baja presión que se vende, posteriormente, a la Refinería para su propio uso. Pese al consumo de agua de alta pureza, la medida adoptada permitirá llevar a

cabo un ahorro energético y económico importante para el funcionamiento diario de la línea de proceso que se proyecta, puesto que a la hora de abordar el presupuesto éste contribuye como un ingreso más.

#### 6.4.1.- Determinación del caudal de refrigeración

De acuerdo con lo estipulado en el **Apartado 4.5.1** del Anexo 4, el caudal de agua de refrigeración que se consume se puede conocer recurriendo a la siguiente relación:

$$Q_m = \frac{((-Q_{CEDIDO})_{REACCIÓN})}{(C_p \cdot \Delta T + \lambda_{VAPORIZACIÓN})} \quad [A. 6.29]$$

Donde:

- $Q_m$  es el caudal másico de agua en  $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$ .
- $C_p$  es la capacidad calorífica del agua expresada en  $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ .
- $\Delta T$  es el incremento de temperaturas que sufre el refrigerante entre la entrada y la salida en K.
- $\lambda_{VAPORIZACIÓN}$  es el calor sensible de vaporización del agua en  $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ .

Antes de calcular este caudal, será necesario conocer el calor de vaporización del agua a la presión atmosférica. Para ello se recurre a la expresión:

$$\lambda_{VAPORIZACIÓN} = C_1 \cdot (1 - T_r)^{(C_2 + C_3 \cdot T_r + C_4 \cdot T_r^2)} \quad [A. 6.30]$$

Todos estos valores están tabulados en el mismo **Apartado** del Anexo 4, y si  $T_r = \frac{T}{T_c}$ , se tiene que:

$$T_r = \frac{(120 + 273) \text{ K}}{(647,13) \text{ K}} = 0,607$$

Sustituyendo estos datos en la **Ecuación A.6.30** se obtiene:

$$\begin{aligned} \lambda_{VAPORIZACIÓN} &= 5,203 \cdot 10^7 \cdot (1 - 0,607)^{(0,3199 - 0,212 \cdot 0,607 + 0,25795 \cdot 0,607^2)} \\ &= 3,98 \cdot 10^7 \text{ J/kmol} \end{aligned}$$

A continuación se expresa el valor de las variables que intervienen en esta expresión:

- $C_{\text{pagua}} = 4,2207 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
- $P_{\text{magua}} = 18,02 \text{ kgmol}$
- $Q_{\text{retirado}} = 1,143\cdot 10^7 \text{ kJ}\cdot\text{h}^{-1}$

Los valores del peso molecular y la capacidad calorífica del agua se han obtenido de bibliografía, está última se toma como una media entre la de entrada y la de salida (véase **Tablas A.16.1** y **A.16.2** del Anexo 16). El valor del calor retirado se ha tomado del balance de energía realizado con el simulador Hysys versión 3.2 (véase Anexo 1).

Con estos valores, el caudal de agua de refrigeración es de:

$$Q_m = \frac{1,143 \cdot 10^7 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}}{\left(4,2207 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (393 - 303) \text{ K} + 3,98 \cdot 10^7 \frac{\text{J}}{\text{kmol}} \cdot \frac{1 \text{ kmol}}{18,02 \text{ kg}} \cdot \frac{1 \text{ kJ}}{1000 \text{ J}}\right)}$$

$$= 4410,11 \text{ kg/h}$$

Sólo quedará determinar la presión con la cual el vapor que sale del sistema se dirige a la red de vapor de baja presión de Refinería. Para ello se recurre a la **Ecuación A.4.44** del **Apartado 4.5.1** del Anexo 4. La cual se escribe a continuación:

$$P_v = e^{(C_1 + \frac{C_2}{T} + C_3 \cdot \ln(T) + C_4 \cdot T^{C_5})} \quad [\text{A. 6.31}]$$

El valor de estas constantes también se encuentra en el mismo **Apartado** del Anexo mencionado. Por lo cual sustituyendo todos los valores se tiene:

$$P_v = e^{\left(73,65 - \frac{7258,2}{393} - 7,3037 \cdot \ln 393 + 4,17 \cdot 10^{-6} \cdot 393^2\right)} = 197345,419 \text{ Pa} = 1,9734 \text{ bar}$$

El agua de refrigeración vaporizada abandonará el reactor a 393 K y 1,97 bar de presión para unirse a la red de vapor de baja presión de Refinería.

## 6.5.- Determinación de las pérdidas de carga

Las pérdidas de carga se determinarán tanto para el fluido que circula por el interior de los tubos como para el agua que atraviesa la carcasa, de manera que la pérdida de carga total nace de considerar el efecto conjunto de ambas.

### 6.5.1.- Pérdida de carga en los tubos

Como ya se ha visto en el **Apartado 5.5.1** del Anexo anterior, la correlación que permite calcular las pérdidas de carga para un reactor multitubular de lecho fijo es una modificación de la ecuación de Ergun considerando despreciable la variación de la densidad con la presión. La alimentación que circula por el interior de los tubos sufre un descenso pequeño en el valor de su densidad con lo cual se acepta dicha modificación de la ecuación para el cálculo de la caída de presión por los tubos. Dicha expresión se recoge a continuación:

$$\frac{P_L}{P_0} = 1 - \alpha_m \cdot \frac{W}{N_t} \quad [A. 6.32]$$

$$\alpha_m = \frac{\beta_m}{P_0} \quad [A. 6.33]$$

$$\beta_m = \frac{G}{(\rho \cdot d_p \cdot A_c \cdot \rho_c \cdot \varepsilon_B^3)} \cdot \left( \frac{150 \cdot (1 - \varepsilon_B) \cdot \mu}{d_p} + 1,75 \cdot G \right) \quad [A. 6.34]$$

Donde las variables implicadas son:

- $P_L$  es la presión del fluido al atravesar el lecho en Pa
- $P_0$  es la presión de entrada del fluido en el lecho en Pa.
- $W$  es la masa de catalizador en kg.
- $N_t$  es el número de tubos presentes en el reactor.
- $G$  es la velocidad másica del fluido en  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ .
- $\rho$  es la densidad del sistema en  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .
- $d_p$  es el diámetro de partícula en m.
- $A_c$  es el área longitudinal del tubo en  $\text{m}^2$ .
- $\rho_c$  es la densidad de la partícula expresada en  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .
- $\varepsilon_B$  representa la porosidad del lecho
- $\mu$  es la viscosidad del fluido en Pa·s.

La determinación de algunas de estas variables no es inmediata con lo cual se resume a continuación el método a emplear para su cálculo.

- *Determinación de la velocidad másica*

La velocidad másica se calcula de acuerdo con la fórmula siguiente:

$$G = \rho \cdot u_z \quad [A. 6.35]$$

El valor de densidad de la corriente es de  $11,845 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$  y la velocidad fijada es igual  $11,74 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  para 420 tubos. Este valor de densidad es tomado de los datos obtenidos con el simulador Hysys versión 3.2, mientras que el valor de la velocidad se determina en el **Apartado 6.2** del presente Anexo.

Sustituyendo todas estas variables:

$$G = 11,845 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 11,74 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 139,127 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$$

- *Determinación del área longitudinal del tubo*

El área longitudinal se calcula según la expresión:

$$A_C = D_{itubos} \cdot \pi \cdot L_{tubos} \quad [A. 6.36]$$

$$A_C = 0,02621 \text{ m} \cdot \pi \cdot 4,8768 \text{ m} = 0,4016 \text{ m}^2$$

- *Determinación de la viscosidad del fluido*

El cálculo de este parámetro es análogo al seguido en el **Apartado 5.5.1** del Anexo anterior, donde esta variable se calcula como una media ponderada de las condiciones entre la entrada y la salida del sistema y la viscosidad de cada compuesto se encuentra recogida en la **Figura A.16.1** del Anexo16 del presente Proyecto Fin de Carrera.

A continuación se expresan los valores necesarios para dicho cálculo:

Tabla A.6.6:  
Parámetros para el cálculo de la viscosidad del sistema

<b>Datos de las corrientes</b>				
<b>Compuesto</b>	<b>Entrada</b>		<b>Salida</b>	
	<b>Composición</b>	<b>μ (Pa·s)</b>	<b>Composición</b>	<b>μ (Pa·s)</b>
<b>Benceno</b>	0,012	0,0000101	0	0,0000106
<b>Tolueno</b>	0,000079	0,0000094	0,000082	0,0000102
<b>Ciclohexano</b>	0,086791	0,0000091	0,10248	0,0000101
<b>Metano</b>	0,272984	0,0000138	0,283178	0,0000141
<b>Hidrógeno</b>	0,628146	0,0000111	0,61426	0,000012

Los datos de composición a la entrada y salida del sistema son tomados del balance de materia realizado por medio del simulador Hysys versión 3.2.

Empleando la siguiente correlación es posible calcular el valor de la viscosidad para la corriente:

$$\mu_m = \frac{\sum_{i=1}^{i=5} x_i \cdot \mu_i|_e + \sum_{i=1}^{i=5} x_i \cdot \mu_i|_s}{2} \quad [A. 6.37]$$

Estos resultados se recogen a continuación:

Tabla 6.7:  
Valores de la viscosidad de la corriente

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
μ <sub>e</sub>	1,165·10 <sup>-5</sup> Pa·s
μ <sub>s</sub>	1,24·10 <sup>-5</sup> Pa·s
μ <sub>m</sub>	1,2025·10 <sup>-5</sup> Pa·s

Una vez calculadas todas estas propiedades, el resto de los parámetros que intervienen en la ecuación son valores constantes ya conocidos que se recogen a continuación:

- d<sub>p</sub> = 0,0025 m
- ρ = 11,845 kg·m<sup>-3</sup>
- ρ<sub>c</sub> = 2.702,7 kg<sub>c</sub>·m<sup>-3</sup>
- ε<sub>B</sub> = 0,4
- P<sub>O</sub> = 3.050.000 Pa
- W = 2.213,24 kg<sub>c</sub>
- N<sub>t</sub> = 420

Sustituyendo estas variables en la **Ecuación A.6.34** se obtiene:

$$\beta_m = \frac{139,127 \frac{kg}{s \cdot m^2}}{(11,845 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,0025 m \cdot 0,4016 m^2 \cdot 2702,7 \frac{kg_c}{m^3} \cdot 0,4^3)} \cdot \left( \frac{(150 \cdot (1 - 0,4) \cdot 1,2025 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s)}{0,0025 m} + 1,75 \cdot 139,127 \frac{kg}{s \cdot m^2} \right)$$

$$= 16468,828 kg/m \cdot kg_c \cdot s^2$$

Sustituyendo ahora en el resto de las expresiones se obtiene:

$$\alpha_m = \frac{16.468,828 \frac{kg}{m \cdot kg_c \cdot s^2}}{3.050.000 \frac{kg}{s^2 \cdot m}} = 0,0054 kg_c^{-1}$$

$$\frac{P_L}{P_o} = 1 - (0,0054 \cdot kg_c^{-1} \cdot \frac{2.213,24 \cdot kg_c}{420}) = 0,971$$

$$P_L = 0,971 \cdot P_o \quad [A. 6.38]$$

$$\Delta P = P_o - P_L \quad [A. 6.39]$$

De esta forma:

$$P_L = 0,971 \cdot 3.050.000 Pa = 2.961.550 Pa$$

$$\Delta P = 3.050.000 - 2.961.550 = 88450 Pa = 0,884 bar$$

Esta pérdida de carga está por debajo de los 2 bar permitidos para este tipo de unidades.

### 6.5.2.- Determinación de la pérdida de carga en la carcasa

Para determinar dicha variable se recurre a la ecuación deducida por Cern:

$$\Delta P = \frac{f_c \cdot G_c^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_c}{\rho \cdot D_e} \quad [A. 6.40]$$

Donde:

- $f_c$  es el coeficiente de fricción en la carcasa.
- $G_c$  es la velocidad másica del fluido en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- $D_c$  es el diámetro de la carcasa en m.
- $N_c$  es el número de placas deflectoras.
- $\rho$  es la densidad del fluido en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ .
- $D_e$  es el diámetro equivalente en m.

El cálculo de los parámetros  $f_c$ ,  $G_c$ ,  $N_c$  y  $D_e$  se indica a continuación.

▪ *Velocidad másica en la carcasa,  $G_c$*

Se determina por medio de:

$$G_c = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot (D_c^2 - N_t \cdot D_o^2) \cdot X} \quad [\text{A. 6.41}]$$

Donde:

- $M$  representa el caudal másico de refrigerante en  $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- $D_c$  es el diámetro interior de la carcasa expresado en m.
- $N_t$  es el número de tubos.
- $D_o$  representa el diámetro exterior del tubo en m.
- $X$  es la relación entre el área del segmento libre de la defletores y la sección de la carcasa. Es adimensional.

A su vez,  $X$  se define como:

$$X = \frac{\text{Pitch}}{D_o} \quad [\text{A. 6.42}]$$

Para un diámetro exterior de los tubos de 1,25 pulgadas y una separación entre los centros de dos tubos adyacentes, pitch, de 1 9/16 pulgadas, el valor de  $X$  será:



$$X = \frac{1 \frac{9}{16} \text{ in}}{1,25 \text{ in}} = 1,25$$

Los valores del pitch y el diámetro de los tubos son tomados de la **Tabla A.16.13** del Anexo 16 para tubos con disposición cuadrada.

Conocidos todos estos valores, para  $G_c$  se tiene:

$$G_c = \frac{4 \cdot 4.410,11 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3.600 \text{ s}}}{\pi \cdot (1^2 \text{ m}^2 - 420 \cdot 0,03175^2 \text{ m}^2) \cdot 1,25} = 2,18 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

▪ *Determinación del factor de fricción de la carcasa*

Se determina por medio de la gráfica de Moody (véase **Figura A.16.4** del Anexo 16 del presente Proyecto) en función del Reynolds y de la viscosidad relativa del material.

Para el cálculo del Reynolds se recurre a la siguiente fórmula:

$$Re = \frac{D_c \cdot G_c}{\mu} \quad [A. 6.43]$$

Donde:

- $G_c$  es la velocidad másica ya calculada con anterioridad expresada en las mismas unidades.
- $D_c$  es el diámetro interior de la carcasa en m.
- $\mu$  es la viscosidad del fluido refrigerante en Pa·s.

La viscosidad se toma como una media entre las condiciones a la entrada y a la salida para el fluido que atraviesa la carcasa<sup>14</sup> y su valor, tomado de bibliografía, es de  $4,351 \cdot 10^{-4}$  Pa·s [Perry et al, 2001].

Sustituyendo todos los términos se tiene:

---

<sup>14</sup> Recordar que estas condiciones son de 30°C y un bar de presión en la entrada y 120°C y 1,97 bar en la salida para el agua de refrigeración

$$Re = \frac{1 \text{ m} \cdot 2,18 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}}{4,351 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2} \cdot \text{s}} = 5.010,34$$

Según la **Figura A.16.5** del Anexo 16, la rugosidad relativa para acero comercial y considerando un diámetro exterior de los tubos de 1,25 pulgada,  $\varepsilon/D_o=0,0014$ . Conocidos el Re y la rugosidad relativa, por medio de la gráfica de Moody (véase **Figura A.16.4** del Anexo 16) se obtiene un valor de  $f_c=0,04$ .

▪ *Determinación del número de deflectoras*

Para conocer el número de deflectoras que se deben usar en el sistema para favorecer la transmisión de calor del fluido que circula por la carcasa se dispone de la expresión:

$$N_c = \frac{L}{P_{def}} \quad [A. 6.44]$$

Donde  $P_{def}$  hace referencia a la separación entre deflectoras y L a la longitud de los tubos.

Para la separación entre placas ( $P_{def}$ ), la norma TEMA establece una separación mínima y máxima que debe existir entre las placas deflectoras.

La separación mínima entre deflectores ( $P_{def \text{ min}}$ ) será el mayor de estos valores:

- 1/5 del diámetro interior de la carcasa (0,2 m).
- 2 in (0,0508 m).

En este caso habrá que optar por el primero de los valores,  $P_{def \text{ min}}= 0,2 \text{ m}$ .

La separación máxima se determina en función del diámetro externo de los tubos y el material en el que están contruidos. En este caso, para tubos de acero inoxidable de un diámetro exterior de una 1,25 pulgadas se tiene que la distancia máxima es de 2,235 metros (véase **Tabla A.2.6** del Anexo 2 del presente Proyecto Fin de Carrera).

Finalmente se considera como espaciamiento entre los deflectores el número entero más próximo (en dm) a la media entre los calculados.

$$P_{def} = \frac{0,2 \text{ m} + 2,235 \text{ m}}{2} = 1,21 \text{ m} = 47,6 \text{ in}$$

Se toma el valor de 1,2 metros para el espaciado entre placas deflectoras.

$$N_c = \frac{4,8768 \text{ m}}{1,2 \text{ m}} = 4$$

En función del espacio disponible se toma un número de placas deflectoras igual a  $N_c=4$ .

Para un diámetro interno de carcasa de 40 pulgadas y un espaciado entre deflectoras de 47,6 pulgadas el espesor de la placa deflectora es de 0,5 pulgadas (véase **Tabla A.2.7** del Anexo 2 del presente Proyecto).

▪ *Determinación del diámetro equivalente para la carcasa*

Para una disposición de tubos cuadrada, la relación que permite calcular este parámetro se recoge a continuación:

$$D_e = \frac{4 \cdot P^2}{\pi \cdot D_o} - D_o \quad [A. 6.45]$$

Donde:

- $D_o$  es el diámetro exterior de los tubos en m.
- $P$  es el pitch en m.

Sustituyendo valores se obtiene:

$$D_e = \frac{4 \cdot \left(1 \frac{9}{16} \text{ in} \cdot \frac{0,0254 \text{ m}}{1 \text{ in}}\right)^2}{(\pi \cdot 0,03175 \text{ m})} - 0,03175 \text{ m} = 0,0314 \text{ m}$$

Con todos estos valores y considerando la densidad del agua líquida a la temperatura media entre la entrada y la salida de la misma al atravesar el sistema de  $995,657 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$  [Perry et al ,2001], se obtiene un valor de pérdida de carga a través de la carcasa de:

$$\Delta P = \frac{0,04 \cdot (2,18 \frac{kg}{s \cdot m^2})^2 \cdot (4 + 1) \cdot 1 m}{(995,657 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,0314 m)} = 0,0305 Pa = 3,05 \cdot 10^{-7} bar$$

Conocidas las pérdidas de carga que experimenta la alimentación en el interior de los tubos y las pérdidas para el refrigerante que circula por la carcasa, la pérdida de carga total del sistema será la suma de ambas, de manera que :

$$\Delta P_{SISTEMA} = \Delta P_{TUBOS} + \Delta P_{CARCASA} \quad [A. 6.46]$$

$$\Delta P_{SISTEMA} = 0,884 bar + 3,05 \cdot 10^{-7} bar = 0,884 bar$$

## 6.6.- Material de aislamiento

El material de aislamiento del reactor se sitúa por el exterior de la carcasa y su espesor se determina en base a la temperatura del sistema. El fluido que circula por el interior de la carcasa es el agua de la red de calderas a una temperatura de 120 °C. Para esta temperatura empleando lana de roca se requiere un espesor de aislante de 50 milímetros que irá provisto de una chapa de aluminio superficial. Este valor del espesor del aislante se toma de la **Tabla A.16.33** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera.

## **ANEXO 7: DISEÑO DEL SISTEMA DE CONDENSACIÓN CD-01**

### **7.1.- Selección del sistema de condensación**

La corriente proveniente del segundo reactor, se someterá a un proceso de condensación con el fin de favorecer la presencia de ambas fases en la corriente, líquida y vapor, y facilitar con ello el proceso de separación posterior.

La condensación de una corriente se realiza por medio del contacto de la misma con un fluido refrigerante. Este fluido puede ser un compuesto o mezcla de compuestos específicamente empleado para ello, agua o incluso aire.

La mayor parte de los condensadores presentan la misma configuración que un equipo de intercambio de calor donde existe un dispositivo diseñado para la circulación del fluido caliente y otro por donde se encuentra el fluido refrigerante. Para algunas aplicaciones se emplean torres de enfriamiento y aquellos equipos que se refrigeran por medio de corrientes de aire reciben el nombre de aereorefrigerantes. Estos últimos están constituidos por una serie de bancos de tubos por cuyo interior circula la corriente a condensar expuestos a una serie de ventiladores que impulsan el aire exterior generando una corriente de aire frío que refrigera el contenido de los tubos.

Estos equipos suponen un ahorro económico relevante en la implantación de sistemas de refrigeración industrial y es por ello por lo que tiene un uso cada vez más amplio en este campo. Generalmente, se disponen varios de estos equipos en serie bajando paulatinamente la temperatura del sistema constituyendo lo que se conoce con el nombre de “paquetes de aéreos”.

Para la refrigeración de la corriente de producto tratada en el presente Proyecto Fin de Carrera, se procederá al diseño de una serie de tres aereorefrigerantes que enfriarán la corriente desde una temperatura de 98,42 °C hasta 40 °C.

### **7.2.- Diseño del sistema de condensación**

Los aereorefrigerantes están constituidos por una serie de tubos aleteados dispuesto en bancos dotados en su parte superior o inferior de ventiladores. El objetivo que se persigue con

este tipo de tubos aleteados es aumentar la superficie de transmisión paliando la menor eficacia en la transmisión de calor del aire con respecto a otros refrigerantes.

El número de aletas que se disponen por metro lineal de tubería depende de las características propias de las mismas, así como el número de tubos que constituyen los bancos depende de las propiedades del fluido que se va a condensar.

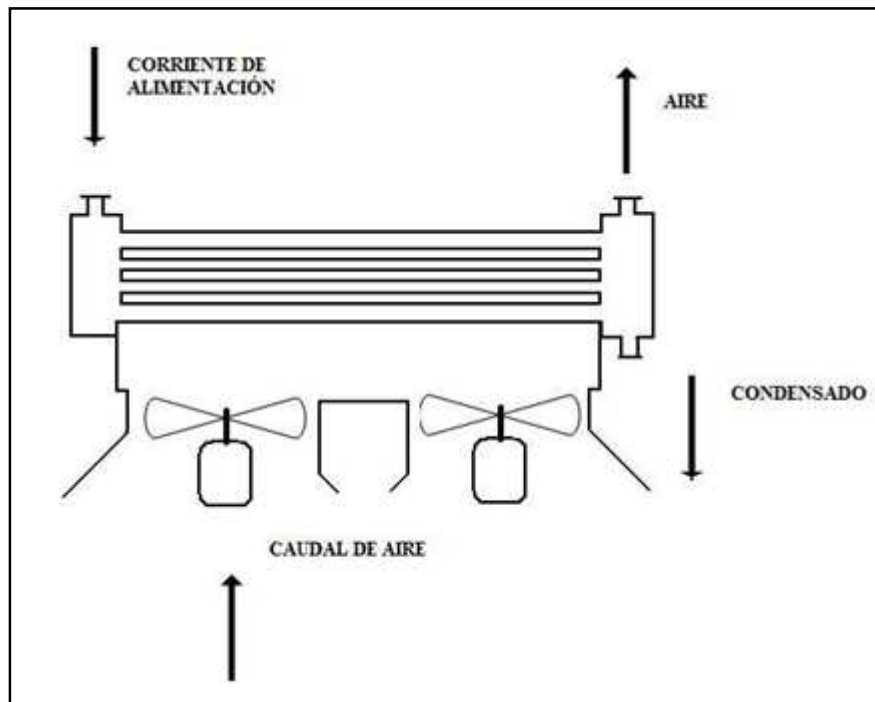


Figura A.7.1: Aereorrefrigerante industrial (Kakac Sadic, 1999)

## **AÉREO 1**

### **7.2.1.- Caracterización de las corrientes**

Tal y como se ha expuesto con anterioridad, el sistema que se va a emplear consta de una serie de tubos dispuestos en bancos por cuyo interior circula la corriente de producto. Esta corriente está exenta de benceno por lo que el material que se emplea para la fabricación de los tubos discrepa con respecto al empleado en los sistemas anteriores. La corriente se introduce en el sistema a la temperatura de 98,42 °C para abandonarlo a una temperatura de 40 °C. Para alcanzar dicha transferencia será necesario recurrir a una disposición en serie de tres unidades de aereorrefrigerantes que constituyen un paquete de aéreos de refrigeración. Cada uno de estos equipos está provisto por varios ventiladores que se encargan de impulsar y mover el aire ambiente generando una corriente de aire frío que condensará parte de la alimentación. El aire presenta una temperatura de 30 °C, impuesta por la climatología del lugar

en el cual se implanta la línea de proceso (véase **Capítulo 4** de la Memoria Descriptiva del presente Proyecto), elevando su temperatura en el proceso unos 40-50 °C.

De acuerdo a esta descripción, la primera unidad de refrigeración recibe la alimentación proveniente del segundo reactor y previamente enfriada a 98,42°C para reducir su temperatura hasta 80 °C. Después, esta corriente se introduce en un segundo aéreo donde se enfriará hasta alcanzar la temperatura de 60 °C. Por último se dirigirá al tercer equipo de refrigeración donde se descende su temperatura hasta 40 °C para, seguidamente dirigirse al separador gas-líquido posterior.

A continuación, se desarrolla el procedimiento de cálculo con el fin de hallar las dimensiones requeridas por el primer aereorefrigerante de la serie.

### **7.2.2.- Determinación de las dimensiones de los tubos**

Las dimensiones de los tubos por los cuales circula la corriente producto se determinan de forma análoga a la seguida en los cambiadores de calor, sólo que en este caso debe tenerse en cuenta la presencia de aletas y la disposición de los mismos formando bancos de tubos.

El primer equipo de refrigeración permitirá reducir la temperatura del sistema desde los 98,42 °C hasta una temperatura de salida de 80 °C. El segundo aereorefrigerante la reducirá hasta 60 °C y por último, se requerirá un tercero para alcanzar los 40 °C de temperatura a la salida.

#### **7.2.2.1.- Caracterización de la superficie aleteada**

Las aletas que se dispondrán por el exterior de los tubos son aletas altas insertas en la superficie por medio de una oquedad practicada en los mismos.

Estas aletas pueden tener una altura de hasta 15 centímetros y es posible disponer entre 200 y 400 unidades por metro lineal de tubo. Esta disposición permite aumentar la superficie de transmisión de calor hasta 20 veces con respecto a la superficie de los tubos lisos. Se emplean fundamentalmente para sistemas de refrigeración con aire y el material de construcción al que se recurre normalmente, si se trabaja por debajo de los 300 °C, es el aluminio. Su rendimiento suele ser del 70% [Mendía Urquiola ,1994].

A continuación se muestra la configuración de este tipo de sistemas y una tabla con las dimensiones principales de las aletas empleadas en el proceso.

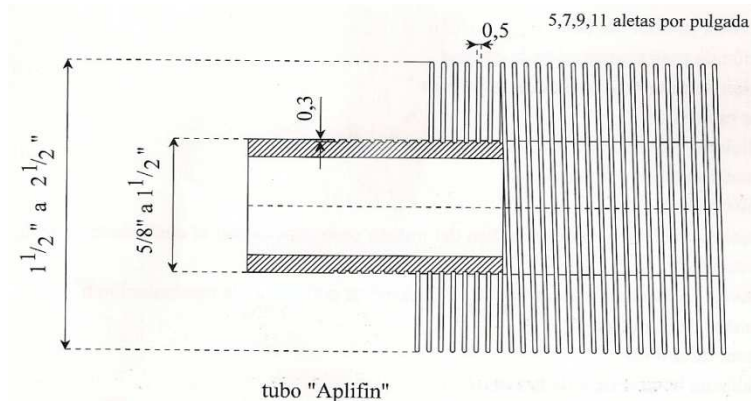


Figura A.7.2: Morfología de las aletas altas del sistema (Mendía Urquiola, 1994)

Tabla A.7.1:  
Dimensiones de las aletas

Dimensión	Valor de la dimensión
anchura, a	1,27 cm
altura	3,94 cm
espesor	1,27 cm
altura cresta <sup>15</sup>	0,26 cm

### 7.2.2.2.- Determinación de la longitud de los tubos

Para determinar esta dimensión, es necesario conocer la superficie disponible para la transmisión de calor a través de los mismos y para ello se recurre a la expresión empleada en el caso de los intercambiadores de calor:

$$Q = U \cdot A_t \cdot \Delta t_m \quad [A.7.1]$$

Donde:

- Q es el calor transmitido en el proceso en  $J \cdot s^{-1}$ .
- U es el coeficiente global de transmisión de calor en  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
- $\Delta t_m$  es la diferencia de temperaturas media logarítmica en K.
- $A_t$  es el área disponible de los tubos para la transmisión de calor, expresada en  $m^2$ .

<sup>15</sup> La cresta hace referencia a la hendidura practicada en el tubo para introducir la aleta



El valor del coeficiente global de transmisión de calor y de la temperatura media logarítmica no es inmediato. A continuación se explica el procedimiento seguido para el cálculo de ambos parámetros. Este procedimiento es análogo al empleado para el cálculo de las dimensiones de los cambiadores de calor presentes en la línea de proceso que se está diseñando.

▪ *Determinación de la diferencia de temperaturas media logarítmica*

Para un contacto en contracorriente de ambos fluidos, la expresión que permite calcular la diferencia de temperaturas media logarítmica presenta la forma:

$$LMTD = \frac{(T_{C,L} - T_{F,L}) - (T_{C,O} - T_{F,O})}{\ln \frac{(T_{C,L} - T_{F,L})}{(T_{C,O} - T_{F,O})}} \quad [A. 7.2]$$

Donde los subíndices C y F hacen referencia al fluido caliente y al fluido frío respectivamente y O y L a las posiciones del fluido en el interior del sistema.

Para el sistema que se trata el fluido caliente se corresponde con la corriente de producto y el aire será entonces el fluido frío. De manera que de acuerdo con el diagrama térmico:

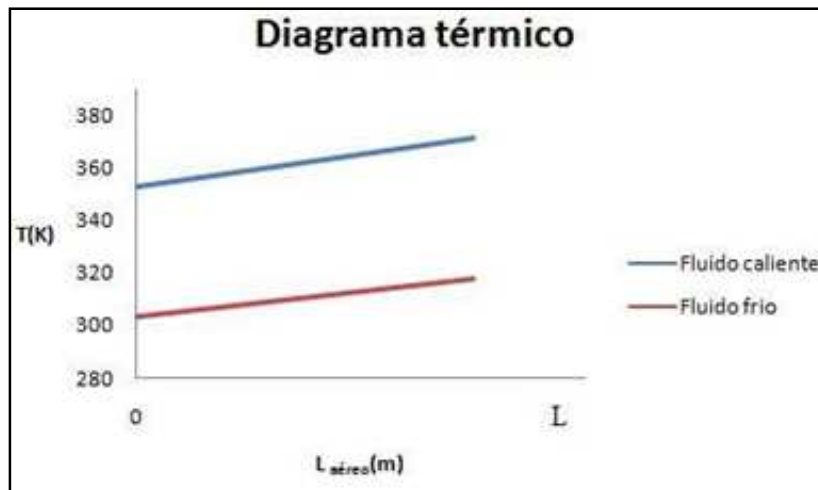


Figura A.7.2: Diagrama térmico del aéreo 1

- $T_{C,L} = 98,42 \text{ }^\circ\text{C}$ , 371,42 K
- $T_{C,O} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ , 353 K
- $T_{F,L} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ , 318 K
- $T_{F,O} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ , 303 K

Sustituyendo estos valores en la **Ecuación A.7.2** se obtiene:

$$LMTD = \frac{(371,42 - 318) - (353 - 303) K}{Ln \frac{(371,42 - 318)}{(353 - 303)}} = 51,69 K$$

Para el tipo de sistema actual  $LMTD = \Delta T_m$ , debido a que el fluido experimenta un único paso por el haz de tubos.

▪ *Determinación del coeficiente global de transmisión de calor, U*

De acuerdo con lo estipulado en el Anexo 2 del presenta Proyecto Fin de Carrera, el coeficiente global de transmisión de calor referido al área exterior de los tubos se define como:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + R_{f,i}'' \frac{D_o}{D_i} + D_o \frac{Ln(r_o/r_i)}{2 \cdot k_m} + R_{f,o}'' + \frac{1}{h_o} \quad [A.7.3]$$

Donde:

- $U_o$  es el coeficiente global de transmisión de calor referido al área exterior de los tubos  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ .
- $h_i$  es el coeficiente de película interno de los tubos expresado en  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ .
- $D_i$  es el diámetro interno de los tubos en m.
- $R_{f,i}''$  es el factor de incrustación interno en  $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$
- $D_o$  es el diámetro exterior de los tubos en m.
- $r_o$  y  $r_i$  son radio exterior y exterior de los tubos respectivamente en m.
- $R_{f,o}''$  es el factor de incrustación externo en  $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$
- $h_o$  es el coeficiente de película externo expresado en  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
- $k_m$  es la conductividad térmica del material en  $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ .

**Coeficiente de película interna de los tubos ( $h_i$ )**

Para determinar este coeficiente se dispone de la relación:

$$Nu_d = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \quad [A.7.4]$$

Donde:

- $Nu_d$  es el número de Nusselt
- $K$  es la conductividad de la corriente en  $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ .

Para determinar el número de Nusselt,  $Nu_d$ , se debe recurrir a correlaciones que dependen del número de Reynolds y de Prandtl para el sistema:

$$Re = \frac{4 \cdot W_m}{\mu \cdot \pi \cdot D_i} \quad [A. 7.5]$$

Donde:

- $W_m$  es el caudal másico de alimentación en  $kg \cdot s^{-1}$ .
- $\mu$  es la viscosidad del sistema medida a la temperatura media entre la entrada y la salida en  $Pa \cdot s$
- $D_i$  es el diámetro interior del sistema expresado en m.

Las propiedades  $\mu$ ,  $K$  y  $Pr$  se hallan como una media ponderada de las propiedades de cada uno de los productos presentes en la alimentación a la temperatura media entre la entrada y la salida  $T_m=90$  °C de manera que:

$$Propiedad = \sum_{i=1}^4 propiedad_i \cdot x_i \quad [A. 7.6]$$

A continuación se tabulan estas propiedades para cada uno de los compuestos que componen la corriente de proceso:

Tabla A.7.2:  
Propiedades del sistema a  $T_m=90$  °C

<b>Propiedad</b>	<b>Unidad</b>	<b>Metano</b>	<b>Hidrógeno</b>	<b>Tolueno</b>	<b>Ciclohexano</b>
Viscosidad	Pa·s	0,0000125	0,0000109	0,00000902	0,00000905
Conductividad	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	0,04135	0,2015	0,117	0,112
Prandtl	-	0,738	0,71	4,8	4,2
Composición	-	0,283007	0,614093	0,000082	0,102818

Conociendo estos valores se obtiene las propiedades para la corriente:

Tabla 7.3:  
Propiedades de la corriente a  $T_m=90\text{ }^\circ\text{C}$

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
$\mu_{\text{sistema}}$	$1,116 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
$K_{\text{sistema}}$	$0,147 \text{ W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$
$Pr_{\text{sistema}}$	1,076

El caudal másico de la alimentación tiene un valor de  $32,72 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Los datos de las propiedades son obtenidos de la bibliografía (véase **Tablas A.16.6, A.16.7 y A.16.8** y **Figura A16.2** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera). El valor del caudal másico se ha obtenido por medio del simulador Hysys versión 3.2.

El valor del número de Prandtl en el caso concreto del ciclohexano debe interpolarse por medio de los valores contenidos en la **Tabla A.16.7** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera.

Sustituyendo todos estos valores en la **Relación A.7.5**, se obtiene:

$$Re = \frac{4 \cdot 32,72 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{(\pi \cdot 0,0193 \text{ m} \cdot 1,116 \cdot 10^{-5} \text{ s} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2})} = 1,93 \cdot 10^8$$

El cálculo del valor del diámetro interior se recoge en el **Apartado 7.2.2.4** del presente Anexo.

Conocido el Reynolds, la relación que permite calcular el Nusselt en régimen turbulento se recoge a continuación:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot (Pr)^n \quad [A.7.7]$$

Donde n toma el valor de 0,4. Sustituyendo estos valores se obtiene:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (1,93 \cdot 10^8)^{4/5} \cdot (1,076)^{0,4} = 1 \cdot 10^5$$

Una vez determinado el Nusselt, es posible conocer el valor del coeficiente de película interno de los tubos a partir de la **Expresión A.7.4**:

$$h_i = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 0,147 \frac{W}{m \cdot K}}{(0,0193 m)} = 7,61 \cdot 10^5 W/K \cdot m^2$$

### **Coefficiente de película externo ( $h_o$ )**

Para la determinación del mismo se debe tener en cuenta que el fluido que circula por el exterior de los tubos es el aire.

El cálculo de esta propiedad es análogo al realizado con anterioridad para hallar el coeficiente de película externo. De manera que:

$$Nu_d = \frac{h_o \cdot D_o}{k} \quad [A. 7.8]$$

$$Re = \frac{4 \cdot W_{aire}}{(\pi \cdot D_o \cdot \mu)} \quad [A. 7.9]$$

Donde:

- $h_o$  es el coeficiente de película externo expresado en  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ .
- $D_o$  es el diámetro exterior de los tubos en m.
- $K$  es la conductividad térmica del aire en  $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ .
- $W_{aire}$  es el caudal másico del aire en  $kg \cdot s^{-1}$
- $\mu$  es la viscosidad del aire en  $Pa \cdot s$

El valor de estos parámetros es el siguiente:

- $D_o = 2,54$  cm
- $K = 2,47 \cdot 10^{-2} W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
- $\mu = 1,88 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s$
- $W_{aire} = 251,35 kg \cdot s^{-1}$
- $Pr = 0,757$
- $C_p = 0,9924 kJ \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$ .

El número de Prandtl para el aire se ha calculado teniendo en cuenta que:

$$Pr = \frac{Cp \cdot \mu}{k} \quad [A.7.10]$$

De manera que:

$$Pr = \frac{0,9924 \frac{kJ}{K \cdot kg} \cdot \frac{1000 J}{1 kJ} \cdot 1,88 \cdot 10^{-5} \frac{kg \cdot s}{m \cdot s^2}}{2,47 \cdot 10^{-2} \frac{W}{K \cdot m}} = 0,757$$

Los valores de K, Cp y  $\mu$  son obtenidos por medio del simulador Hysys versión 3.2. El valor del diámetro exterior está tabulado en el caso de cambiadores con disposición de tubos cuadrada (véase **Tabla A.16.13** del Anexo 16). El cálculo del caudal másico de aire se recoge en el **Apartado 7.5.1** del Anexo actual.

Sustituyendo todos estos valores en la **Relación A.7.9** se obtiene el número de Re.

$$Re = \frac{4 \cdot 251,35 \frac{kg}{s}}{(1,88 \cdot 10^{-5} \frac{kg \cdot s}{m \cdot s^2} \cdot \pi \cdot 0,0254 m)} = 6,69 \cdot 10^8$$

Conocido el valor el número de Reynolds, se hallará el Nusselt:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (6,69 \cdot 10^8)^{4/5} \cdot (0,757)^{0,4} = 2,36 \cdot 10^5$$

Sustituyendo ahora en la **Expresión A.7.8** se tiene:

$$h_o = \frac{2,36 \cdot 10^5 \cdot 2,47 \cdot 10^{-2} \frac{W}{K \cdot m}}{(0,0254 m)} = 2,29 \cdot 10^5 W/m^2 \cdot K$$

Determinados los coeficientes de película interno y externa y sabiendo por medio de la bibliografía [Perry et al, 2001] que el valor de  $K_m$  para acero SA-285 es de  $4,956 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$  y de  $R_{f,i}$  y  $R_{f,o}$  es de 0,0004 y 0,0002  $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$  respectivamente, es posible calcular el coeficiente global de transmisión de calor U acudiendo a la **Expresión A.7.3**:

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_o} &= \left( \frac{0,0254 \text{ m}}{0,0193 \text{ m} \cdot 7,61 \cdot 10^5 \frac{W}{K \cdot m^2}} \right) + 0,0004 \frac{K \cdot m^2}{W} \cdot \frac{0,0254 \text{ m}}{0,0193 \text{ m}} \\ &+ \left( \frac{0,0254 \text{ m} \cdot \ln \left( \frac{0,0127 \text{ m}}{0,00965 \text{ m}} \right)}{2 \cdot 4,956 \frac{W}{m \cdot K}} \right) + 0,0002 \frac{K \cdot m^2}{W} + \frac{1}{2,29 \cdot 10^5 \frac{W}{K \cdot m^2}} \\ &= 0,001435 K \cdot m^2 / W \end{aligned}$$

Por tanto  $U_o = 696,86 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ .

Determinados el valor de  $\Delta t_m$  y  $U_o$ , se está en disposición de hallar el área de transmisión de calor que corresponde a los tubos por medio de la **Ecuación A.7.1**, sabiendo que:

$$Q = 3,74 \cdot 10^3 \text{ kJ/s}$$

Este valor es tomado del balance de energía realizado al sistema por medio del simulador Hysys versión 3.2 (consúltase Anexo 1).

$$A_t = \frac{3,74 \cdot 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot \frac{1.000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}}}{(696,86 \frac{W}{K \cdot m^2} \cdot 51,69 \text{ K})} = 103,83 \text{ m}^2$$

El área que se acaba de calcular corresponde al área disponible para todos los tubos, por lo que es necesario antes de conocer la longitud de los mismos estimar el número de tubos que se requieren en el proceso de manera que se tiene:

$$N_{\text{tubos}} = \frac{W_m}{v \cdot \frac{D_i^2}{4} \cdot \pi \cdot \rho} \quad [\text{A. 7.11}]$$

Donde:

- $N_{\text{tubos}}$  es el número de tubos requerido por el sistema.
- $W_m$  es el caudal másico de la alimentación en  $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ .
- $D_i$  es el diámetro interno en m.
- $v$  es la velocidad de paso del fluido a través de los tubos en  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ .
- $\rho$  es la densidad el fluido en  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .

Como valor de velocidad se toma el recomendado por la bibliografía para vapor que alimenta un sistema de condensación cuyos límites se encuentran ente 15-80 ft·s<sup>-1</sup>. El elegido es de 27 ft·s<sup>-1</sup> (véase **Tabla A.16.21** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera).

La densidad se obtiene por medio del balance de materia realizado con simulador Hysys versión 3.2 (véase Anexo1) y tiene un valor de 13,03 kg·m<sup>-3</sup>.

Conocidos los parámetros que intervienen en la ecuación se obtiene:

$$N_t = \frac{32,72 \frac{kg}{s}}{\left(27 \frac{ft}{s} \cdot \frac{0,3048 m}{1 ft} \cdot \pi \cdot \frac{(0,0193 m)^2}{4} \cdot 13,03 \frac{kg}{m^3}\right)} = 1043$$

Este número de tubos indica que son necesarios como mínimo 1043 tubos para alcanzar el objeto propuesto. El número de tubos definitivo se elige teniendo en cuenta que la velocidad de paso a través de los mismos sea similar a la determinada por medio de la bibliografía.

$$v_t = \frac{W_m}{\left(N_t \cdot \pi \cdot \frac{D_i^2}{4} \cdot \rho\right)} \quad [A. 7.12]$$

Si se eligen 1.050 se obtiene una velocidad de:

$$v_t = \frac{32,72 \frac{kg}{s}}{\left(1.050 \cdot \pi \cdot \frac{(0,0193 m)^2}{4} \cdot 13,03 \frac{kg}{m^3}\right)} = 8,17 m/s$$

Con un número de tubos de 1.050 la velocidad está dentro de los límites recomendados por la bibliografía. Estos 1.050 tubos se dispondrán en 10 filas de 105 tubos.

Conocidos los valores del área disponible para la transmisión de calor a través de los tubos, el número de tubos y el diámetro interior es posible conocer la longitud de los tubos recurriendo a la relación:

$$A_o = \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N_t \quad [A. 7.13]$$

$$L = \frac{103,83 m^2}{(0,0254 m \cdot \pi \cdot 1050)} = 1,239 m$$



Normalmente debe elegirse un valor comercial para la longitud de los tubos inmediatamente superior a la obtenida por lo que la longitud de los tubos será de 6 pies, es decir, 1,8288 metros.

### **7.2.2.3.- Determinación del área de la superficie aleteada**

La expresión para conocer el área de la superficie aleteada se recoge a continuación:

$$A_{aletas} = A_{sistema} - A_o \quad [A. 7.14]$$

Donde:

- $A_{aletas}$  es el área disponible para las aletas en  $m^2$ .
- $A_{sistema}$  es el área total de transmisión de calor expresada en  $m^2$ .
- $A_o$  es el área de los tubos en  $m^2$ .

Para conocer el área total se recurre a la **Expresión A.7.1**, con la salvedad de que en este caso el valor del coeficiente global para la transmisión de calor  $U$  se toma de la bibliografía [Douglas, J.M., 1ª Edición] para sistemas refrigerados por aire siendo  $U=45,6 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ .

$$A_{sistema} = \frac{3,74 \cdot 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot \frac{1.000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}}}{(45,6 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} \cdot 51,69 \text{ K})} = 1.586,72 \text{ m}^2$$

Por tanto:

$$A_{aletas} = (1.586,72 - 103,83) \text{ m}^2 = 1.482,89 \text{ m}^2$$

Conocida el área disponible para la transmisión de calor a través de las aletas es posible calcular el número de aletas por metro lineal de tubería a través del área de una única aleta:

$$N_{aletas}/m = \frac{A_{aletas}}{(N_t \cdot S_{aleta} \cdot L)} \quad [A. 715]$$

Donde:

- $N_{aletas/m}$  es el número de aletas por metro lineal de tubería.
- $N_t$  es el número de tubos.

- $A_{\text{aleta}}$  es la superficie disponible para las aletas en  $m^2$ .
- $S_{\text{aleta}}$  es la superficie de una aleta en  $m^2$ .
- $L$  es la longitud de los tubos.

La superficie de las aletas a su vez se calcula por medio de las ecuaciones:

$$S_{\text{aleta}} = 2 \cdot S_{\text{frontal}} + S_{\text{espesor}} \quad [A. 7.16]$$

$$S_{\text{frontal}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{aleta}}^2 - D_o^2) \quad [A. 7.17]$$

$$S_{\text{espesor}} = \pi \cdot e_a \cdot D_{\text{aleta}} \quad [A. 7.18]$$

Donde:

- $S_{\text{frontal}}$  es la superficie frontal de la aleta en  $m^2$ .
- $S_{\text{espesor}}$  es la superficie lateral de la aleta en  $m^2$ .
- $D_{\text{aleta}}$  es el diámetro de la aleta en m.
- $D_o$  es el diámetro exterior del tubo en m.
- $e_a$  es el espesor de la aleta en m.

Todas estas propiedades se encuentran en la **Tabla A.7.1** del **Apartado 7.2.2.1** del presente Anexo. En este caso el valor del diámetro de la aleta es equivalente a su altura.

$$S_{\text{frontal}} = \frac{\pi}{4} \cdot ((0,03937 \text{ m})^2 - (0,0254 \text{ m})^2) = 0,00071 \text{ m}^2$$

$$S_{\text{espesor}} = \pi \cdot 0,03937 \text{ m} \cdot 0,0127 \text{ m} = 0,00157 \text{ m}^2$$

$$S_{\text{aleta}} = 2 \cdot 0,00071 \text{ m}^2 + 0,00157 \text{ m}^2 = 0,00299 \text{ m}^2$$

Determinada la superficie de transmisión de calor de una aleta es posible calcular el número de aletas por medio de la **Relación A.7.15**:

$$N_{\text{aletas}/m} = \frac{1.482,89 \text{ m}^2}{(1.050 \cdot 0,00299 \text{ m}^2 \cdot 1,8288 \text{ m})} = 258,27 \text{ aletas/m}$$

Se toma un número de aletas entero por lo que se necesitan 259 aletas.

#### **7.2.2.4.- Determinación del espesor de los tubos**

Para calcular el espesor de los tubos se procede de forma análoga a la empleada para calcular este mismo parámetro en el caso de los intercambiadores de calor y de los reactores ya calculados en el presente proyecto Fin de Carrera.

Según el Código ASME B31.3, la expresión que permite calcular el espesor de los tubos se recoge a continuación:

$$t = \left( \left( \frac{P_D \cdot D_o}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)} \right) + C \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{M}{100} \right)} \right) \quad [A. 7.19]$$

Donde:

- t es el espesor de la pared de los tubos en in.
  - $P_D$  es la presión de diseño en psi.
  - $D_o$  es el diámetro exterior de los tubos en in.
  - S es la tensión máxima admisible del material en psi.
  - E es la eficiencia de la soldadura.
  - Y es un factor característico de los tubos que depende de la temperatura de diseño y el material.
  - C es el margen de corrosión en in.
  - M es la tolerancia de fabricación.
- 
- Presión de diseño ( $P_D$ )

Según el Código ASME VIII-Div.1 la presión de diseño será un 10% superior a la de trabajo y la temperatura de diseño surge de aumentar 20 °C la temperatura máxima de trabajo en el equipo, por tanto se obtiene:

$$P_D = 1,1 \cdot 428,62 = 471,48 \text{ psi}$$

Este valor de presión es tomado del balance realizado por medio el simulador Hysys versión 3.2.

- Temperatura de diseño ( $T_D$ )

$$T_D(^{\circ}\text{C}) = 98,42^{\circ}\text{C} + 20^{\circ}\text{C} = 118,42^{\circ}\text{C}$$

$$T_D(^{\circ}\text{F}) = 1,8 \cdot 118,42^{\circ}\text{C} + 32 = 245,146^{\circ}\text{F}$$

- Tensión máxima admisible (S)

El valor de la tensión máxima admisible según el Código ASME B31.3 para acero al carbono SA-285 a una temperatura de 300 °F, inmediatamente superior a la temperatura de diseño, tiene un valor de 15700 psi (véase **Tabla A.16.10** del Anexo16).

- Eficiencia de la soldadura (E)

Según UW-12 del Código ASME VIII-Div1, para una junta a tope realizada por doble cordón de soldadura u otro método similar con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado sobre la superficie interior y exterior de la pieza  $E=1$  (véase **Tabla A.16.17** del Anexo16).

- Factor Y

Teniendo en cuenta que la temperatura de diseño del material no excede los 900 °F y que se trabaja con acero el valor de  $Y = 0,4$  (véase **Tabla A.16.16** del Anexo16).

- Margen de corrosión (C)

Según el Código ASME VIII-Div.1, el margen de corrosión se obtiene como el producto de la vida útil del material por el desgaste que este material sufre anualmente en su espesor debido a la corrosión. Considerando un desgaste anual de 5 milésimas de pulgada y una vida útil del equipo de 17 años (véase **Tabla A.16.18** del Anexo16), se obtienen un valor de  $C=0,085$  pulgadas.

- Tolerancia de fabricación (M)

La tolerancia de fabricación que se adopta es de 12,5%.

Sustituyendo todos estos valores en la relación (A.7.19) se obtiene:

$$t = \left( \frac{471,48 \text{ psi} \cdot 1 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 471,48 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,085 \text{ in} \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{12,5}{100} \right)} \right) = 0,1141 \text{ in}$$

El valor que se escoge para el espesor es el valor estándar inmediatamente superior al calculado y para tubos con un diámetro exterior de 1 pulgada tiene un valor de 0,12 pulgadas, es decir, 11 BWG.

Conocido este valor el diámetro interior se determina teniendo en cuenta que:

$$D_i = D_o - 2 \cdot t \quad [A.7.20]$$

$$D_i = 1 \text{ in} - 2 \cdot 0,12 \text{ in} = 0,76 \text{ in} = 0,0193 \text{ m}$$

### **7.3.- Determinación de las características del banco de tubos**

Tal y como se ha explicado con anterioridad los tubos se agrupan formando bancos sometidos a una corriente de aire impulsada por ventiladores situados en la zona superior del sistema.

Conocida las propiedades de los tubos deben caracterizarse los bancos en los que estos van a situarse. Para ello debe definirse la magnitud conocida como anchura disponible del haz, teniendo en cuenta que estos haces adoptarán forma cuadrada de manera que:

$$A_h = \frac{L}{4} \quad [A.7.21]$$

$A_h$  simboliza la anchura disponible del haz y  $L$  es la longitud de los tubos expresada en m. De esta forma:

$$A_h = \frac{1,8288 \text{ m}}{4} = 0,46 \text{ m}$$

Como ya se ha mencionado con anterioridad, el sistema consta de 10 filas de 105 que se sitúan horizontalmente. Para conocer el número de tubos por ancho del haz se recurre a la siguiente expresión:

$$N_{tubos}/A_h = \left( \frac{A_h - 200}{Pitch} \right) - 0,5 \quad [A. 7.22]$$

Donde:

- $N_{tubos}/A_h$  es el número de tubos por ancho del haz.
- $A_h$  es la anchura del haz en mm.
- Pitch es el espaciado entre los centros de dos tubos adyacentes en mm.

El valor del pitch en estas condiciones será de 2,45 pulgadas, es decir, 6,223 centímetros.

$$N_{tubos}/A_h = \left( \frac{460 \text{ mm} - 200}{2,45 \text{ in} \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ in}}} \right) - 0,5 = 3,68 \frac{\text{tubos}}{A_h}$$

Se toma un número entero de tubos por ancho de haz igual a 5.

Conocido el número de tubos por ancho del haz y el número de tubos por fila es posible determinar el número de haces por medio de la relación:

$$N_{haces} = \frac{N_{tubos}/fila}{N_{tubos}/A_h} \quad [A. 7.23]$$

$$N_{haces} = \frac{105}{5} = 21$$

Se toma un número de haces entero e igual a 21 .Por lo que el número de tubos por haz será:

$$N_{tubos}/haz = \frac{N_{tubos}}{N_{haces}} \quad [A. 7.24]$$

$$N_{tubos}/haz = \frac{1.050}{21} = 50 \frac{\text{tubos}}{\text{haz}}$$

Por tanto, se dispondrá de 21 haces provistos de 50 tubos cada uno.

Una vez determinado el número de haces en los cuales se dispondrán los 1050 tubos del sistema, es necesario dimensionar el haz.

Para calcular la altura y anchura de los haces, se dispone de las siguientes relaciones:

$$A_{haz}(mm) = A_c + 200 \quad [A. 7.25]$$

Donde:

- $A_{haz}$  se corresponde con la anchura del haz de tubos en mm.
- $A_c$  es la altura mínima del cabezal de los tubos en mm.

Para hallar la altura mínima del cabezal se recurre a la siguiente correlación:

$$A_c = (N_{tubos}/A_h - 1) \cdot pitch + D_{aleta} + 200 \quad [A. 7.26]$$

Sustituyendo el valor de los parámetros en la ecuación se obtiene:

$$A_c(mm) = (5 - 1) \cdot 62,23 \text{ mm} + 39,37 \text{ mm} + 200 = 488,29 \text{ mm}$$

Este valor de  $A_c$  es muy cercano al valor de la anchura disponible del haz. La anchura recomendada para el haz requiere sumar a este valor 200 milímetros como margen de seguridad.

$$A_{haz}(mm) = 488,29 \text{ mm} + 200 \text{ mm} = 688,29 \text{ mm}$$

La anchura total de la sección para el sistema de bancos de tubos se determina acudiendo a la expresión:

$$A_s = (A_{haz} + 40) \cdot N_{haces} + 60 \quad [A. 7.27]$$

Sustituyendo valores en la ecuación:

$$A_s = (688,29 + 40) \cdot 21 + 60 = 15.354 \text{ mm} = 15,35 \text{ m}$$

La longitud del haz coincide con la longitud de los tubos.

#### **7.4.- Determinación de las pérdidas de carga a través del banco de tubos**

Las pérdidas de carga a través del banco de tubos se determina de forma análoga a como se calculan las pérdidas de carga de un fluido que circula por los tubos de un cambiador de calor.

Por tanto la relación que permite conocer esta propiedad será:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{\rho \cdot D_i} \quad [A. 7.28]$$

Donde:

- f es el factor de fricción.
- G es la velocidad másica de la alimentación en  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ .
- L es la longitud de los tubos en m.
- $D_i$  es el diámetro interior de los tubos en m.

▪ *Determinación de la velocidad másica*

La velocidad másica debe calcularse de acuerdo con la relación:

$$G = \frac{4 \cdot M \cdot n_t}{(\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t)} \quad [A. 7.29]$$

En esta expresión:

- M es el caudal másico de la alimentación en  $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ .
- $n_t$  es el número de pasos por tubo.
- $D_i$  es el diámetro interior de los tubos en m.
- $N_t$  es el número de tubos.

Admitiendo un único paso por tubo se obtiene:

$$G = \frac{4 \cdot 32,72 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{(\pi \cdot (0,0193 \text{ m})^2 \cdot 1050)} = 106,51 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$



▪ *Determinación de factor de fricción*

El factor de fricción se halla gráficamente a partir del Reynolds y de la rugosidad relativa del material.

La rugosidad de tubos de acero comercial es de 0,00015 y la rugosidad relativa  $\varepsilon/D=0,0002$  (véase **Figura A.16.5** del Anexo16).

El número de Reynolds se define:

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu} \quad [A. 7.30]$$

$$Re = \frac{106,51 \frac{kg}{s \cdot m^2} \cdot 0,0193 m}{1,116 \cdot 10^{-5} \frac{kg \cdot s}{m \cdot s^2}} = 1,84 \cdot 10^5$$

A partir de la gráfica de Moody recogida en el Anexo 16 se obtiene un factor de fricción,  $f=0,0175$ .

Todos los valores de la **Ecuación A.7.28** son conocidos por lo que:

$$\Delta P = \frac{0,0175 \cdot (106,51 \frac{kg}{s \cdot m^2})^2 \cdot 1,8288 m}{(13,03 \frac{kg}{m^3} 0,0193 \cdot m)} = 1443,72 Pa = 0,0144 bar$$

## **7.5.- Caracterización del sistema de impulsión**

La refrigeración del sistema se va a llevar a cabo por medio de grandes caudales de aire movidos e impulsados por ventiladores situados en la parte superior de la sección del aereorrefrigerante. Para este tipo de sistema de refrigeración el aumento de temperatura del aire durante la refrigeración está en torno a los 15-20 °C. Debido a este hecho, el ventilador impulsará aire a 30 °C y lo devolverá a la atmósfera con una temperatura de 45 °C.

Dentro de la gama de ventiladores comerciales, los más importantes son los ventiladores centrífugos y los axiales y estos últimos son los más aconsejados para la impulsión de volúmenes de aire de hasta  $235 m^3 \cdot s^{-1}$  [Greene, Richard, W., 1987]. Por tanto para la impulsión de aire hacia el sistema se emplearán ventiladores axiales.

### 7.5.1.- Determinación del caudal de aire

El caudal de aire total que debe ser impulsado se determina recurriendo a la **Expresión A.7.31**:

$$Q = W_{aire} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad [A.7.31]$$

Donde:

- Q es el calor cedido por la corriente en  $\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- W aire hace referencia al caudal másico de aire en  $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- $C_p$  es la capacidad calorífica del aire medida en  $\text{kJ}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{kg}^{-1}$ .
- $\Delta T$  es el incremento de temperaturas entre la entrada y la salida en K.

Los valores para estas variables se obtienen de los balances de materia y de energía realizados con el simulador Hysys versión 3.2.

- $C_p = 0,9924 \text{ kJ}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{kg}^{-1}$
- $Q = 3,74 \cdot 10^3 \text{ kJ}\cdot\text{s}^{-1}$

Sustituyendo ahora estos valores en la **Expresión A.7.31** se obtiene:

$$W_{aire} = \frac{3,74 \cdot 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{(0,9924 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \cdot (318 - 303)\text{K}} = 251,35 \text{ kg/s}$$

### 7.5.2.- Determinación del diámetro del ventilador

Los ventiladores empleados para los sistemas de refrigeración por aire tienen un diámetro comprendido entre 4 y 18 pies de diámetro [Greene, Richard, W., 1987].

El diámetro del ventilador requerido para el sistema se calcula por medio de la expresión:

$$D_{ventilador} = 0,5 \cdot \sqrt{A_s \cdot L} \quad [A.7.32]$$

En esta ecuación  $A_s$  es la anchura de la sección ya calculada en m y  $L$  es la longitud de los tubos en m.

$$D_{\text{ventilador}} = 0,5 \cdot \sqrt{15,35 \text{ m} \cdot 1,8288 \text{ m}} = 2,64 \text{ m} = 8,66 \text{ ft}$$

Se elegirá un valor para el diámetro estándar e igual a 8,7 pies.

### 7.5.3.- Determinación del número de ventiladores

Para calcular dicho parámetro se recurre a la expresión:

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{A_s \cdot L_h}{S_v} \quad [A. 7.33]$$

Donde:

- $A_s$  es la anchura de la sección de los bancos de tubos en m.
- $L_h$  es la longitud del haz.
- $S_v$  es la superficie ocupada por el ventilador.

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{A_s \cdot L_h}{\left(\pi \cdot \frac{D_{\text{ventilador}}^2}{4}\right)} \quad [A. 7.34]$$

Sustituyendo los valores de las variables en la **Expresión A.7.34** se tiene:

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{15,35 \text{ m} \cdot 1,8288 \text{ m}}{\left(\pi \cdot \frac{(2,6517 \text{ m})^2}{4}\right)} = 5,08$$

Por tanto el sistema requiere 5 ventiladores de 8,7 pies de diámetro.

### 7.5.4.- Determinación de la potencia real de los ventiladores

La potencia requerida por el sistema de ventilación se determina por medio de la expresión:

$$P_{\text{real}} = \frac{P_i}{\eta \cdot E} \quad [A. 7.35]$$

Donde:

- $P_{real}$  simboliza la potencia real requerida por el sistema de impulsión en C.V.
- $P_i$  es la potencia ideal del sistema en C.V.
- $\eta$  es el rendimiento mecánico del equipo.
- $E$  es el rendimiento de los impulsores.

La potencia ideal, además se calcula como:

$$P_i = 0,04 \cdot S_f \quad [A. 7.36]$$

$S_f$  simboliza la superficie frontal del sistema en  $ft^2$ .

$$S_f = A_s \cdot L_h \quad [A. 7.37]$$

Sustituyendo estas variables se obtiene:

$$S_f = 15,35 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0,3048 \text{ m}} \cdot 1,8288 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0,3048 \text{ m}} = 302,165 \text{ ft}^2$$

$$P_i = 0,04 \cdot 302,165 \text{ ft} = 12,08 \text{ C.V.} \cdot \frac{736 \text{ W}}{1 \text{ C.V.}} = 8.890,88 \text{ W}$$

El rendimiento mecánico máximo,  $\eta$ , de los ventiladores axiales está comprendido entre 75-80% y el rendimiento de los impulsores es de un 95% [Greene, Richard., W., 1987].

$$P_{real} = \frac{12,08 \text{ C.V.}}{(0,95 \cdot 0,78)} = 16,3 \text{ C.V.} \cdot \frac{736 \text{ W}}{1 \text{ C.V.}} = 11.998,5 \text{ W}$$

Por tanto la potencia requerida por cada ventilador será:

$$P_{ventilador} = \frac{P_{real}}{N_v} \quad [A. 7.38]$$

$$P_{ventilador} = \frac{11.998,5 \text{ W}}{5} = 2.399,7 \text{ W}$$

A continuación se tabulan a modo resumen las características del primer aéreo de la serie:

Tabla A.7.4:  
Propiedades del aéreo 1

<b>Dimensión</b>	<b>Valor de la dimensión</b>
$D_{o \text{ tubos}}$	2,54 cm
$e_{\text{tubos}}$	0,3048 cm
$D_{i \text{ tubos}}$	1,93 cm
Pitch	6,223 cm
$N_{\text{tubos}}$	1050
$L_{\text{tubos}}$	1,8288 m
$N_{\text{tubos/fila}}$	105
$S_{\text{aletas}}$	0,00299 m <sup>2</sup>
$N_{\text{aletas/tubo}}$	259
$N_{\text{tubos por ancho de haz}}$	5
$N_{\text{haces}}$	21
$N_{\text{tubos/haz}}$	50
Anchura del haz	0,688 m
Anchura de sección	15,35 m
$L_{\text{haz}}$	1,8288 m
$D_{\text{ventilador}}$	2,65 m
$N_{\text{ventiladores}}$	5
$P_{\text{ventiladores}}$	2,4 kW

Determinadas las propiedades del primer aereorrefrigerante de la serie se repite el mismo procedimiento de cálculo con el segundo con el fin de hallar las dimensiones del mismo.

## **AÉREO 2**

### **7.2.1.- Caracterización de las corrientes**

Tal y como se ha mencionado con anterioridad la misión de este segundo equipo de refrigeración será recibir la corriente proveniente del primero a 80 °C y reducir su temperatura hasta 60 °C. Para ello la corriente de alimentación atravesará los tubos dispuestos en bancos mientras que el aire exterior movido por los ventiladores actuará de fluido refrigerante. Esta corriente, a su vez, se dirigirá hacia el tercer y último aéreo para introducirse en el separador gas-líquido a la temperatura de 40 °C. En dicho proceso, el aire de refrigeración a 30 °C se devolverá al medio a la temperatura de 47 °C.

### **7.2.2.- Determinación de las dimensiones de los tubos**

Se procede de forma análoga a la descrita para la determinación de las dimensiones del primer equipo de refrigeración.

#### **7.2.2.1.- Caracterización de la superficie aleteada**

Las aletas empleadas en la superficie de los tubos son idénticas a las empleadas con el primer aereorrefrigerante. El número de aletas por metro lineal de tubo puede variar al depender, además de la propia naturaleza de la aleta, de la superficie disponible para la transferencia de calor.

#### **7.2.2.2.- Determinación de la longitud de los tubos**

La expresión empleada para ello se recoge a continuación:

$$Q = U \cdot A_t \cdot \Delta t_m \quad [A. 7.39]$$

Donde el valor de estas variables y su significado ya ha sido definido.

Como sucede con el equipo anterior, es necesario hallar el valor de  $\Delta t_m$  y del coeficiente global de transmisión de calor.

- *Determinación de la diferencia de temperaturas media logarítmica*

Para calcular este parámetro se recurre a la relación ya conocida:

$$LMTD = \frac{(T_{C,L} - T_{F,L}) - (T_{C,O} - T_{F,O})}{\ln \frac{(T_{C,L} - T_{F,L})}{(T_{C,O} - T_{F,O})}} \quad [A. 7.40]$$

Donde los subíndices C y F hacen referencia a la fluido frío y al caliente respectivamente y O y L a las posiciones a lo largo de los tubos. Por medio del diagrama térmico se obtiene:

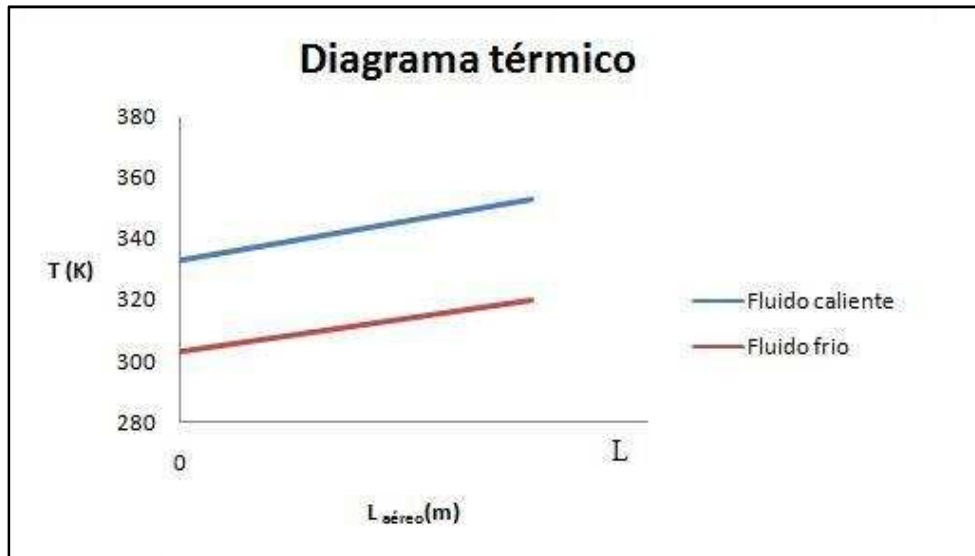


Figura A.7.3: Diagrama térmico del aéreo 2

- $T_{C,L}=80\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 353 K
- $T_{C,O}=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 333 K
- $T_{F,L}=47\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 320 K
- $T_{F,O}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 303 K

Sustituyendo estos valores en la **Ecuación A.7.40** se obtiene:

$$LMTD = \frac{(353 - 320) - (333 - 303)K}{\ln \frac{(353 - 320)}{(333 - 303)}} = 31,476\text{ K}$$

Para el tipo de sistema actual  $LMTD=\Delta t_m$ , debido a que el fluido experimenta un único paso por el haz de tubos.

- *Determinación del coeficiente global de transmisión de calor, U*

El coeficiente global de transmisión de calor referido al área exterior de los tubos se define como:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + R_i'' \frac{D_o}{D_i} + D_o \frac{\ln(r_o/r_i)}{2 \cdot k_m} + R_o'' + \frac{1}{h_o} \quad [A.7.41]$$

Donde estas variables ya se han definido anteriormente.

**Coefficiente de película interna de los tubos ( $h_i$ )**

Para determinar este coeficiente se dispone de la relación:

$$Nu_d = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \quad [A. 7.42]$$

El número de Nusselt depende del Reynolds con lo cual:

$$Re = \frac{4 \cdot W_m}{\mu \cdot \pi \cdot D_i} \quad [A. 7.43]$$

Las propiedades  $\mu$ ,  $K$  y  $Pr$  se hallan como una media ponderada de las propiedades de cada uno de los productos presentes en la alimentación a la temperatura media entre la entrada y la salida  $T_m=70$  °C de manera que:

$$Propiedad = \sum_{i=1}^4 propiedad_i \cdot x_i \quad [A. 7.44]$$

A continuación se tabulan estas propiedades para cada uno de los compuestos que componen la corriente de proceso:

Tabla A.7.5:  
Propiedades del sistema a  $T_m=70$  °C

<b>Propiedad</b>	<b>Unidad</b>	<b>Metano</b>	<b>Hidrógeno</b>	<b>Tolueno</b>	<b>Ciclohexano</b>
Viscosidad	Pa·s	0,0000117	0,0000098	0,000355	0,0003
Conductividad	W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	0,04036	0,1987	0,122	0,114
Prandtl	-	0,7381	0,71	5,3	7,6
Composición	-	0,283007	0,614093	0,000082	0,102818

Los valores de viscosidad tolueno y del ciclohexano se toman de la bibliografía asumiendo que su comportamiento es de líquido.

A continuación se tabula el valor de estas propiedades para la corriente.



Tabla 7.6:  
Propiedades de la corriente a  $T_m=70\text{ }^\circ\text{C}$

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
$\mu_{\text{sistema}}$	$4,02 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
$K_{\text{sistema}}$	$0,146 \text{ W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$
$Pr_{\text{sistema}}$	1,43

El caudal másico de la alimentación tiene un valor de  $32,72 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Los datos de las propiedades son de bibliografía (véase **Tablas A.16.6, A16.7 y A.16.8 y Figura A.16.2** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera), el valor del caudal másico se ha obtenido por medio del simulador Hysys versión 3.2.

En el caso del ciclohexano es necesario extrapolar el valor de la viscosidad del compuesto por medio de la **Tabla A.16.7** para la temperatura considerada.

Sustituyendo todos estos valores en la **Relación A.7.43**, se obtiene:

$$Re = \frac{4 \cdot 32,72 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{(\pi \cdot 0,0193 \text{ m} \cdot 4,02 \cdot 10^{-5} \text{ s} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2})} = 5,36 \cdot 10^7$$

El cálculo del valor del diámetro interior se recoge en el **Apartado 7.2.2.4** de correspondiente al segundo aéreo del presente Anexo.

La relación que permite calcular el Nusselt en régimen turbulento se recoge a continuación:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot (Pr)^n \quad [A.7.45]$$

Donde n toma el valor de 0,4. Sustituyendo estos valores se obtiene:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (5,36 \cdot 10^7)^{4/5} \cdot (1,43)^{0,4} = 4,04 \cdot 10^4$$

Una vez determinado el Nusselt, es posible conocer el valor del coeficiente de película interno de los tubos a partir de la **Expresión A.7.45**:

$$h_i = \frac{4,04 \cdot 10^4 \cdot 0,146 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}}{(0,0193 \text{ m})} = 3,056 \cdot 10^5 \text{ W/K} \cdot \text{m}^2$$

### Coefficiente de película externo ( $h_o$ )

Esta propiedad se determina por medio de la relación:

$$Nu_d = \frac{h_o \cdot D_o}{k} \quad [A.7.46]$$

$$Re = \frac{4 \cdot W_{aire}}{(\pi \cdot D_o \cdot \mu)} \quad [A.7.47]$$

El valor de estos parámetros es el siguiente:

- $D_o = 2,54 \text{ cm}$
- $K = 2,47 \cdot 10^{-2} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- $\mu = 1,88 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
- $W_{aire} = 196,098 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- $Pr = 0,757$
- $C_p = 0,9924 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$ .

El número de Prandtl para el aire se ha calculado teniendo en cuenta que:

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad [A.7.48]$$

$$Pr = \frac{0,9924 \frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{kg}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}} \cdot 1,88 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}}{2,47 \cdot 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}}} = 0,757$$

Los valores de  $K$ ,  $C_p$ ,  $\mu$  son los mismos que en el caso del primer aéreo calculado. El valor del diámetro exterior está tabulado en el caso de cambiadores con disposición de tubos cuadrada (véase **Tabla A.16.13** del Anexo 16). El cálculo del caudal másico de aire se recoge en el **Apartado 7.5.1** correspondiente al segundo aereorrefrigerante del Anexo actual.

Sustituyendo todos estos valores en la **Relación A.7.47** se obtiene el número de Re:

$$Re = \frac{4 \cdot 196,098 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{(1,88 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m} \cdot \text{s}^2} \cdot \pi \cdot 0,0254 \text{ m})} = 5,22 \cdot 10^8$$

$$Nu_d = 0,023 \cdot (5,22 \cdot 10^8)^{4/5} \cdot (0,757)^{0,4} = 1,94 \cdot 10^5$$

Sustituyendo ahora en la **Expresión A.7.46** se tiene:

$$h_o = \frac{1,94 \cdot 10^5 \cdot 2,47 \cdot 10^{-2} \frac{W}{K \cdot m}}{(0,0254 m)} = 1,88 \cdot 10^5 W/K \cdot m^2$$

Determinados los coeficientes de película interno y externa y sabiendo por medio de la bibliografía [Perry et al, 2001] que el valor de Km para acero SA-285 es de  $4,956 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$  y que los coeficientes  $R_{f,i}$  y  $R_{f,o}$  conservan su valor, es posible calcular el coeficiente global de transmisión de calor U acudiendo a la **Expresión A.7.41**:

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_o} &= \left( \frac{0,0254 m}{0,0193 m \cdot 3,056 \cdot 10^5 \frac{W}{K \cdot m^2}} \right) + 0,0004 \frac{K \cdot m^2}{W} \cdot \frac{0,0254 m}{0,0193 m} \\ &+ \left( \frac{0,0254 m \cdot \ln \left( \frac{0,0127 m}{0,00965 m} \right)}{2 \cdot 4,956 \frac{W}{m \cdot K}} \right) + 0,0002 \frac{K \cdot m^2}{W} + \frac{1}{1,88 \cdot 10^5 \frac{W}{K \cdot m^2}} \\ &= 0,00144 W/m^2 \cdot K \end{aligned}$$

Por tanto  $U_o = 694,44 W \cdot K^{-1} \cdot m^{-2}$ .

Sabiendo por medio del balance de energía realizado con el simulador Hysys versión 3.2. que  $Q = 3,31 \cdot 10^3 kJ \cdot s^{-1}$ , se tiene:

$$A_t = \frac{3,31 \cdot 10^3 \frac{kJ}{s} \cdot \frac{1000 J}{1 kJ}}{\left( 694,44 \frac{W}{K \cdot m^2} \cdot 31,476 K \right)} = 151,43 m^2$$

El área que se acaba de calcular corresponde al área disponible para todos los tubos, por lo que es necesario antes de conocer la longitud de los mismos estimar el número de tubos que se requieren en el proceso de manera que se tiene:

$$N_{tubos} = \frac{Wm}{v \cdot \frac{D_i^2}{4} \cdot \pi \cdot \rho} \quad [A. 7.49]$$

Donde las unidades de estas variables ya han sido definidas con anterioridad.

Como valor de velocidad se toma el recomendado por la bibliografía para vapor que alimenta un sistema de condensación cuyos límites se encuentran ente 15-80 ft·s<sup>-1</sup>. El elegido es de 27 ft·s<sup>-1</sup> (véase **Tabla A.16.21** del Anexo 16 del presenta Proyecto).

La densidad se obtiene por medio del balance de materia realizado con simulador Hysys versión 3.2 (véase Anexo1) y tiene un valor de 13,89 kg·m<sup>-3</sup>.

Por tanto:

$$N_t = \frac{32,72 \frac{kg}{s}}{\left(27 \frac{ft}{s} \cdot \frac{0,3048 m}{1 ft} \cdot \pi \cdot \frac{(0,0193 m)^2}{4} \cdot 13,89 \frac{kg}{m^3}\right)} = 978,4$$

Este número de tubos indica que son necesarios como mínimo 979 tubos para alcanzar el objeto propuesto. El número de tubos definitivo se elige teniendo en cuenta que la velocidad de paso a través de los mismos sea similar a la determinada por medio de la bibliografía.

$$v_t = \frac{W_m}{\left(N_t \cdot \pi \cdot \frac{D_i^2}{4} \cdot \rho\right)} \quad [A. 7.50]$$

Si se eligen 990 se obtiene una velocidad de:

$$v_t = \frac{32,72 \frac{kg}{s}}{\left(990 \cdot \pi \cdot \frac{(0,0193 m)^2}{4} \cdot 13,89 \frac{kg}{m^3}\right)} = 8,13 m/s$$

Con un número de tubos de 990 la velocidad es similar a la recomendada por la bibliografía. Estos 990 tubos se dispondrán en 9 filas de 110 tubos.

Conocidos los valores del área disponible para la transmisión de calor a través de los tubos, el número de tubos y el diámetro interior es posible conocer la longitud de los tubos recurriendo a la relación:

$$A_o = \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N_t \quad [A. 7.51]$$

$$L = \frac{151,43 \text{ m}^2}{(0,0254 \text{ m} \cdot \pi \cdot 990)} = 1,916 \text{ m}$$

Normalmente debe elegirse un valor comercial para la longitud de los tubos inmediatamente superior a la obtenida por lo que la longitud de los tubos será de 8 pies, es decir, 2,4384 metros.

### 7.2.2.3.- Determinación del área de la superficie aleteada

La expresión para conocer el área de la superficie aleteada se recoge a continuación:

$$A_{aletas} = A_{sistema} - A_o \quad [A. 7.52]$$

Donde todas estas unidades se expresan en  $m^2$ .

Para conocer el área total se recurre a la **Expresión A.7.39**, con la salvedad de que en este caso el valor del coeficiente global para la transmisión de calor U se toma de la bibliografía [Douglas, J.M., 1ªEdición] para sistemas refrigerados por aire siendo  $U = 45,6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ .

$$A_{sistema} = \frac{3,31 \cdot 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}}}{(45,6 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} \cdot 31,476 \text{ K})} = 2304,82 \text{ m}^2$$

Por tanto:

$$A_{aletas} = (2304,82 - 151,43) \text{ m}^2 = 2.153,39 \text{ m}^2$$

Conocida el área disponible para la transmisión de calor a través de las aletas es posible calcular el número de aletas por metro lineal de tubería a través del área de una única aleta:

$$N_{aletas}/m = \frac{A_{aletas}}{(N_t \cdot S_{aleta} \cdot L)} \quad [A. 7.53]$$

Todas estas variables ya se han definido con anterioridad.

La superficie de las aletas a su vez se calcula por medio de la ecuación:

$$S_{aleta} = 2 \cdot S_{frontal} + S_{espesor} \quad [A.7.54]$$

$$S_{frontal} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{aleta}^2 - D_o^2) \quad [A.7.55]$$

$$S_{espesor} = \pi \cdot e_a \cdot D_{aleta} \quad [A.7.56]$$

Todas estas propiedades se encuentran en la **Tabla A.7.1** del **Apartado 7.2.2.1** del presente Anexo. En este caso el valor del diámetro de la aleta es equivalente a su altura.

$$S_{frontal} = \frac{\pi}{4} \cdot ((0,03937 \text{ m})^2 - (0,0254 \text{ m})^2) = 0,00071 \text{ m}^2$$

$$S_{espesor} = \pi \cdot 0,03937 \text{ m} \cdot 0,0127 \text{ m} = 0,00157 \text{ m}^2$$

$$S_{aleta} = 2 \cdot 0,00071 \text{ m}^2 + 0,00157 \text{ m}^2 = 0,00299 \text{ m}^2$$

Determinada la superficie de transmisión de calor de una aleta es posible calcular el número de aletas por medio de la Relación **A.7.53**.

$$N_{aletas}/m = \frac{2.153,39 \text{ m}^2}{(990 \cdot 0,00299 \text{ m}^2 \cdot 2,4384 \text{ m})} = 298,33 \frac{\text{aletas}}{\text{m}}$$

Se toma un número de aletas entero por lo que se necesitan 299 aletas.

#### **7.2.2.4.- Determinación del espesor de los tubos**

Para calcular el espesor de los tubos se procede de forma análoga a la empleada para calcular este mismo parámetro en el caso de los intercambiadores de calor y de los reactores ya calculados en el presente proyecto Fin de Carrera.

Según el Código ASME B31.3, la expresión que permite calcular el espesor de los tubos se recoge a continuación:

$$t = \left( \left( \frac{(P_D \cdot D_o)}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)} \right) + C \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{M}{100} \right)} \right) \quad [A.7.57]$$

Donde todas estas variables ya han sido definidas con anterioridad.

- Presión de diseño ( $P_D$ )

Según el Código ASME VIII-Div.1 la presión de diseño será un 10% superior a la de trabajo y la temperatura de diseño surge de aumentar 20 °C la temperatura máxima de trabajo en el equipo, por tanto se obtiene:

$$P_D = 1,1 \cdot 428,62 \text{ psi} = 471,48 \text{ psi}$$

La presión de trabajo se obtiene por medio del balance realizado con el simulador Hysys versión 3.2 (véase Anexo 1 del presente Proyecto Fin de Carrera).

- Temperatura de diseño ( $T_D$ )

$$T_D(^{\circ}\text{C}) = 80^{\circ}\text{C} + 20^{\circ}\text{C} = 100^{\circ}\text{C}$$

$$T_D(^{\circ}\text{F}) = 1,8 \cdot 100^{\circ}\text{C} + 32 = 212^{\circ}\text{F}$$

- Tensión máxima admisible (S)

El valor de la tensión máxima admisible según el Código ASME B31.3 para acero al carbono SA-285 a una temperatura de 300 °F, inmediatamente superior a la temperatura de diseño, tiene un valor de 15700 psi (véase **Tabla A.16.10** del Anexo16).

- Eficiencia de la soldadura (E)

Según UW-12 del Código ASME VIII-Div1, para una junta a tope realizada por doble cordón de soldadura u otro método similar con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado sobre la superficie interior y exterior de la pieza  $E=1$  (véase **Tabla A.16.17** del Anexo16).

- Factor Y

Teniendo en cuenta que la temperatura de diseño del material no excede los 900 °F y que se trabaja con acero el valor de  $Y = 0,4$  (véase **Tabla A.16.16** del Anexo 16).

- Margen de corrosión (C)

Según el Código ASME VIII-Div.1, el margen de corrosión se obtiene como el producto de la vida útil del material por el desgaste que este material sufre anualmente en su espesor debido a la corrosión. Considerando un desgaste anual de 5 milésimas de pulgada y una vida útil del equipo de 17 años (véase **Tabla A.16.18** del Anexo16 del presente Proyecto), se obtiene un valor de  $C=0,085$  pulgadas.

- Tolerancia de fabricación (M)

La tolerancia de fabricación que se adopta es de 12,5%, al igual que el cálculo de los tubos de los cambiadores de calor.

Sustituyendo todos estos valores en la **Relación A.7.57** se obtiene:

$$t = \left( \frac{471,48 \text{ psi} \cdot 1 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 471,48 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,085 \text{ in} \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{12,5}{100} \right)} \right) = 0,114 \text{ in}$$

El valor que se escoge para el espesor es el valor estándar inmediatamente superior al calculado y para tubos con un diámetro exterior de 1 pulgada tiene un valor de 0,12 pulgadas.

Conocido este valor el diámetro interior se determina teniendo en cuenta que:

$$D_i = D_o - 2 \cdot t \quad [A.7.58]$$

$$D_i = 1 \text{ in} - 2 \cdot 0,12 \text{ in} = 0,76 \text{ in} = 0,0193 \text{ m}$$

### **7.3.- Determinación de las características del banco de tubos**

Al igual que sucede con la primera unidad, los tubos se agrupan formando bancos sometidos a una corriente de aire impulsada por ventiladores situados en la zona superior del sistema.

Conocida las propiedades de los tubos deben caracterizarse los bancos en los que estos van a situarse. Para ello debe definirse la magnitud conocida como anchura disponible del haz teniendo en cuenta estos haces adoptarán forma cuadrada de manera que:



$$A_h = \frac{L}{4} \quad [A. 7.59]$$

$A_h$  simboliza la anchura disponible del haz y  $L$  es la longitud de los tubos expresada en m. De esta forma:

$$A_h = \frac{2,4384 \text{ m}}{4} = 0,6096 \text{ m}$$

Como ya se ha mencionado con anterioridad, el sistema consta de 9 filas de 110 que se sitúan horizontalmente. Para conocer el número de tubos por ancho del haz se recurre a la siguiente expresión:

$$N_{tubos}/A_h = \left( \frac{A_h - 200}{Pitch} \right) - 0,5 \quad [A. 7.60]$$

El valor del pitch en las condiciones que se planten será de 2,45 pulgadas.

$$N_{tubos}/A_h = \left( \frac{609,6 \text{ mm} - 200}{2,45 \text{ in} \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ in}}} \right) - 0,5 = 6,08 \frac{tubos}{A_h}$$

El número de tubos por ancho del haz que se asume es de 6. Conocido el número de tubos por ancho del haz y el número de tubos por fila es posible determinar el número de haces por medio de la relación:

$$N_{haces} = \frac{N_{tubos}/fila}{N_{tubos}/A_h} \quad [A. 7.61]$$

$$N_{haces} = \frac{110}{6} = 18,33$$

Se toma un número de haces entero e igual a 18, con lo que se tiene 18 haces con 6 tubos por ancho del haz. Por lo que el número de tubos por haz será:

$$N_{tubos}/haz = \frac{N_{tubos}}{N_{haces}} \quad [A. 7.62]$$

$$N_{tubos}/haz = \frac{990}{18} = 55 \frac{tubos}{haz}$$

Por tanto se obtienen 18 haces con 55 tubos cada uno.

Una vez determinado el número de haces en los cuales se dispondrán los 990 tubos del sistema, es necesario dimensionar el haz.

Para calcular la altura y anchura de los haces, se dispone de las siguientes relaciones:

$$A_{haz}(mm) = A_c + 200 \quad [A. 7.63]$$

Donde todas estas dimensiones se toman en milímetros.

Para hallar la altura mínima del cabezal se recurre a la siguiente correlación:

$$A_c = (N_{tubos}/A_h - 1) \cdot pitch + D_{aleta} + 200 \quad [A. 7.64]$$

Sustituyendo el valor de los parámetros en la ecuación se obtiene:

$$A_c(mm) = (6 - 1) \cdot 62,23 \text{ mm} + 39,37 \text{ mm} + 200 = 550,52 \text{ mm}$$

Este valor de  $A_c$  es muy cercano al valor de la anchura disponible del haz. La anchura recomendada para el haz requiere sumar a este valor 200 milímetros como margen de seguridad.

$$A_{haz}(mm) = 550,52 \text{ mm} + 200 \text{ mm} = 750,52 \text{ mm}$$

La anchura total de la sección para el sistema de banco de tubos se determina acudiendo a la expresión:

$$A_s = (A_{haz} + 40) \cdot N_{haces} + 60 \quad [A. 7.65]$$

Sustituyendo valores en la ecuación:

$$A_s = (750,52 + 40) \cdot 18 + 60 = 14289,36 \text{ mm} = 14,28 \text{ m}$$

La longitud del haz coincide con la longitud de los tubos.

### 7.4.- Determinación de las pérdidas de carga a través del banco de tubos

Las pérdidas de carga a través del banco de tubos se determina de forma análoga a como se calculan las pérdidas de carga de un fluido que circula por los tubos de un cambiador de calor.

Por tanto la relación que permite conocer esta propiedad será:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{\rho \cdot D_i} \quad [A. 7.66]$$

- *Determinación de la velocidad másica*

La velocidad másica debe calcularse de acuerdo con la relación:

$$G = \frac{4 \cdot M \cdot n_t}{(\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t)} \quad [A. 7.67]$$

Admitiendo un único paso por tubo se obtiene:

$$G = \frac{4 \cdot 32,72 \frac{kg}{s}}{(\pi \cdot (0,0193 m)^2 \cdot 990)} = 112,97 kg/s \cdot m^2$$

- *Determinación de factor de fricción*

El factor de fricción se halla gráficamente a partir del Reynolds y de la rugosidad relativa del material.

La rugosidad de tubos de acero comercial es de 0,00015 y la rugosidad relativa  $\varepsilon/D_i=0,0002$  (véase **Figura A.16.5** del Anexo 16).

El número de Reynolds se define:

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu} \quad [A. 7.68]$$

$$Re = \frac{112,97 \frac{kg}{s \cdot m^2} \cdot 0,0193 m}{4,02 \cdot 10^{-5} \frac{kg \cdot s}{m \cdot s^2}} = 5,42 \cdot 10^4$$

A partir de la gráfica de Moody recogida en el Anexo 16 se obtiene un factor de fricción,  $f=0,0215$ .

Todos los valores de la **Ecuación A.7.66** son conocidos por lo que:

$$\Delta P = \frac{0,0215 \cdot (112,97 \frac{kg}{s \cdot m^2})^2 \cdot 2,4384 m}{(13,89 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,0193 m)} = 2495,8 Pa = 0,0249 bar$$

## 7.5.- Caracterización del sistema de impulsión

La refrigeración del sistema se va a llevar a cabo por medio de grandes caudales de aire movidos e impulsados por ventiladores situados en la parte superior de la sección del aereorrefrigerante. Para este tipo de sistema de refrigeración el aumento de temperatura del aire durante la refrigeración está en torno a los 15-20 °C. Debido a este hecho, el ventilador impulsará aire a 30 °C y lo devolverá a la atmósfera con una temperatura de 47 °C.

Tal y como en el caso anterior también se van a emplear ventiladores axiales.

### 7.5.1.- Determinación del caudal de aire

El caudal de aire total que debe ser impulsado se determina recurriendo a la expresión:

$$Q = W_{aire} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad [A.7.69]$$

Los valores para estas variables se obtienen de los balances de materia y de energía realizados con el simulador Hysys versión 3.2.

- $C_p = 0,9924 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$
- $Q = 3,31 \cdot 10^3 \text{ kJ} \cdot \text{s}^{-1}$

Sustituyendo ahora estos valores en la **Expresión A.7.69** se obtiene:

$$W_{aire} = \frac{3,31 \cdot 10^3 \frac{kJ}{s}}{(0,9924 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (320 - 303) K)} = 196,19 \text{ kg/s}$$

### 7.5.2.- Determinación del diámetro del ventilador

El diámetro del ventilador requerido para el sistema se calcula por medio de la expresión:

$$D_{\text{ventilador}} = 0,5 \cdot \sqrt{A_s \cdot L} \quad [A.7.70]$$

En esta ecuación  $A_s$  es la anchura de la sección ya calculada en m y  $L$  es la longitud de los tubos en metros.

$$D_{\text{ventilador}} = 0,5 \cdot \sqrt{14,28 \text{ m} \cdot 2,4384 \text{ m}} = 2,95 \text{ m} = 9,67 \text{ ft}$$

El valor del diámetro que se elige es inmediatamente superior e igual a 9,8 pies.

### 7.5.3.- Determinación del número de ventiladores

Para calcular dicho parámetro se recurre a la expresión:

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{A_s \cdot L_h}{S_v} \quad [A.7.71]$$

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{A_s \cdot L_h}{\left(\pi \cdot \frac{D_{\text{ventilador}}^2}{4}\right)}$$

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{14,28 \text{ m} \cdot 2,4384 \text{ m}}{\left(\pi \cdot \frac{(2,987 \text{ m})^2}{4}\right)} = 4,97$$

Por tanto el sistema requiere 5 ventiladores de 9,8 pies de diámetro.

### 7.5.4.- Determinación de la potencia real de los ventiladores

La potencia requerida por el sistema de ventilación se determina por medio de la expresión:

$$P_{\text{real}} = \frac{P_i}{\eta \cdot E} \quad [A.7.72]$$

La potencia ideal, además se calcula como:

$$P_i = 0,04 \cdot S_f \quad [A. 7.73]$$

$S_f$  simboliza la superficie frontal del sistema en  $ft^2$ .

$$S_f = A_s \cdot L_h \quad [A. 7.74]$$

Sustituyendo estas variables se obtiene:

$$S_f = 14,28 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0,3048 \text{ m}} \cdot 2,4384 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0,3048 \text{ m}} = 374,803 \text{ ft}^2$$

$$P_i = 0,04 \cdot 374,803 = 15 \text{ C.V.} \cdot \frac{736 \text{ W}}{1 \text{ C.V.}} = 11.040 \text{ W}$$

El rendimiento máximo y la potencia de los impulsores que se consideran serán análogos a la de la primera unidad.

$$P_{real} = \frac{15 \text{ C.V.}}{(0,95 \cdot 0,78)} = 20,24 \text{ C.V.} \cdot \frac{736 \text{ W}}{1 \text{ C.V.}} = 14.898,8 \text{ W}$$

Por tanto la potencia requerida por cada ventilador será:

$$P_{ventilador} = \frac{P_{real}}{N_v} \quad [A. 7.75]$$

$$P_{ventilador} = \frac{14.898,8 \text{ W}}{5} = 2.979,75 \text{ W}$$

A continuación se recoge una tabla resumen con las principales características del segundo equipo de refrigeración.

Tabla A.7.7:  
Propiedades del aéreo 2

<b>Dimensión</b>	<b>Valor</b>
$D_{o \text{ tubos}}$	2,54 cm
$e_{\text{tubos}}$	0,3048 cm
$D_{i \text{ tubos}}$	1,93 cm
Pitch	6,223 cm
$N_{\text{tubos}}$	990
$L_{\text{tubos}}$	2,4384 m
$N_{\text{tubos/fila}}$	110
$S_{\text{aletas}}$	0,00299 m <sup>2</sup>
$N_{\text{aletas/tubo}}$	299
$N_{\text{tubos por ancho de haz}}$	6
$N_{\text{haces}}$	18
$N_{\text{tubos/haz}}$	55
Anchura del haz	0,750 m
Anchura de sección	14,28 m
$L_{\text{haz}}$	2,4384 m
$D_{\text{ventilador}}$	2,987 m
$N_{\text{ventiladores}}$	5
$P_{\text{ventiladores}}$	2,98 kW

Determinadas las propiedades del primer y segundo aéreo de la serie para el cálculo de las dimensiones y propiedades del tercero y último de los equipos se procede de forma análoga.

## **AÉREO 3**

### **7.2.1.- Caracterización de las corrientes**

La misión del tercer equipo de refrigeración será recibir la corriente proveniente del segundo a 60 °C y reducir su temperatura hasta 40 °C. Para ello la corriente de alimentación atravesará los tubos dispuestos en bancos mientras que el aire exterior movido por los ventiladores actuará de fluido refrigerante. Esta corriente, a su vez, se dirigirá hacia el separador gas-líquido a la temperatura de 40 °C. En dicho proceso, el aire de refrigeración a 30 °C se devolverá al medio a la temperatura de 47 °C.

### **7.2.2.-Determinación de las dimensiones de los tubos**

Se procede de forma análoga a la descrita para la determinación de las dimensiones del primer y segundo equipo de refrigeración.

#### **7.2.2.1.- Caracterización de la superficie aleteada**

Las aletas empleadas en la superficie de los tubos son idénticas a las empleadas en los otros dos equipos precedentes. El número de aletas por metro lineal de tubo puede variar al depender, además de la propia naturaleza de la aleta, de la superficie disponible para la transferencia de calor.

#### **7.2.2.2.- Determinación de la longitud de los tubos**

Se determina por medio de la expresión ya recogida:

$$Q = U \cdot A_t \cdot \Delta t_m \quad [A.7.76]$$

Donde las variables presentan las mismas unidades que se expresaron con anterioridad.

Como sucede con el equipo anterior, es necesario hallar el valor de  $\Delta t_m$  y del coeficiente global de transmisión de calor.

- *Determinación de la diferencia de temperaturas media logarítmica*

Para calcular este parámetro se recurre a la relación ya conocida:

$$LMTD = \frac{(T_{C,L} - T_{F,L}) - (T_{C,O} - T_{F,O})}{\ln \frac{(T_{C,L} - T_{F,L})}{(T_{C,O} - T_{F,O})}} \quad [A.7.77]$$

Donde los subíndices C y F hacen referencia al fluido frío y al caliente respectivamente y O y L a las posiciones a lo largo de los tubos. Por medio del diagrama térmico:



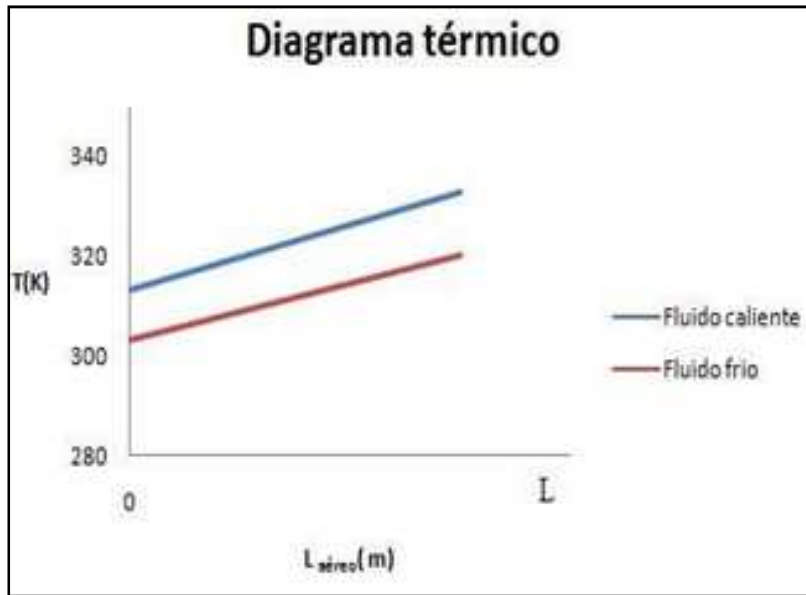


Figura A.7.4: Diagrama térmico del aéreo CD-03

- $T_{C,L}=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 333 K
- $T_{C,O}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 313 K
- $T_{F,L}=47\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 320 K
- $T_{F,O}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 303 K

Sustituyendo estos valores en la **Ecuación A.7.77** se obtiene:

$$LMTD = \frac{(333 - 320) - (313 - 303)K}{\ln \frac{(333 - 320)}{(313 - 303)}} = 11,434\text{ K}$$

Para el tipo de sistema actual  $LMTD=\Delta t_m$ , debido a que el fluido experimenta un único paso por el haz de tubos.

- *Determinación del coeficiente global de transmisión de calor, U*

El coeficiente global de transmisión de calor referido al área exterior de los tubos se define como:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + R_i'' \frac{D_o}{D_i} + D_o \frac{\ln(r_o/r_i)}{2 \cdot k_m} + R_o'' + \frac{1}{h_o} \quad [A.7.78]$$

Las unidades de estos parámetros son idénticas a las recogidas con anterioridad para la misma ecuación.

**Coefficiente de película interna de los tubos ( $h_i$ )**

Para determinar este coeficiente se dispone de la relación:

$$Nu_d = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \quad [A. 7.79]$$

El número de Nusselt depende del Reynolds con lo cual:

$$Re = \frac{4 \cdot W_m}{\mu \cdot \pi \cdot D_i} \quad [A. 7.80]$$

Las propiedades  $\mu$ ,  $K$  y  $Pr$  se hallan como una media ponderada de las propiedades de cada uno de los productos presentes en la alimentación a la temperatura media entre la entrada y la salida  $T_m=50$  °C de manera que:

$$Propiedad = \sum_{i=1}^4 propiedad_i \cdot x_i \quad [A. 7.81]$$

A continuación se tabulan estas propiedades para cada uno de los compuestos que componen la corriente de proceso:

Tabla A.7.8:  
Propiedades del sistema a  $T_m=50$  °C

<b>Propiedad</b>	<b>Unidad</b>	<b>Metano</b>	<b>Hidrógeno</b>	<b>Tolueno</b>	<b>Ciclohexano</b>
Viscosidad	Pa·s	0,0000103	0,0000096	0,00065	0,00056
Conductividad	W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	0,0375	0,19097	0,126	0,117
Prandtl	-	0,7385	0,71	5,9	11
Composición	-	0,283007	0,614093	0,000082	0,102818

A continuación se recogen estas propiedades para el sistema.

Tabla A.7.9:  
Propiedades de la corriente a Tm=50°C

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
$\mu_{\text{sistema}}$	$6,64 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
$K_{\text{sistema}}$	$0,14085 \text{ W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$
$Pr_{\text{sistema}}$	1,77

El caudal másico de la alimentación tiene un valor de  $32,72 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Los valores de viscosidad del tolueno y del ciclohexano se toman de la bibliografía asumiendo que su comportamiento es de líquido (véase **Figura A.16.2** del Anexo 16).

Los datos del resto de las propiedades son tomados de las **Tablas A.16.6, A.16.7 y A.16.8** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera. El valor del caudal másico se ha obtenido por medio del simulador Hysys versión 3.2.

Conocidos todos estos datos se obtiene:

$$Re = \frac{4 \cdot 32,72 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{(\pi \cdot 0,0193 \text{ m} \cdot 6,64 \cdot 10^{-5} \text{ s} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2})} = 3,25 \cdot 10^7$$

El cálculo del valor del diámetro interior se recoge en el **Apartado 7.2.2.4** correspondiente al tercer aéreo del presente Anexo.

La relación que permite calcular el Nusselt en régimen turbulento se recoge a continuación:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot (Pr)^n \quad [A.7.82]$$

Donde n toma el valor de 0,4. Sustituyendo estos valores se obtiene:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (3,25 \cdot 10^7)^{4/5} \cdot (1,77)^{0,4} = 2,95 \cdot 10^4$$

$$h_i = \frac{2,95 \cdot 10^4 \cdot 0,14085 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}}{(0,0193 \text{ m})} = 2,15 \cdot 10^5 \text{ W/K} \cdot \text{m}^2$$

### Coefficiente de película externo ( $h_o$ )

Esta propiedad se determina por medio de la relación:

$$Nu_d = \frac{h_o \cdot D_o}{k} \quad [A. 7.83]$$

$$Re = \frac{4 \cdot W_{aire}}{(\pi \cdot D_o \cdot \mu)} \quad [A. 7.84]$$

Las unidades para estas variables son idénticas a las ya especificadas para los dos equipos calculados con anterioridad.

El valor de estos parámetros es el siguiente:

- $D_o = 2,54 \text{ cm}$
- $K = 2,47 \cdot 10^{-2} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- $\mu = 1,88 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
- $W_{aire} = 163 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- $Pr = 0,757$
- $C_p = 0,9924 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$

El número de Prandtl para el aire se ha calculado teniendo en cuenta que:

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad [A. 7.85]$$

$$Pr = \frac{0,9924 \frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{kg}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}} \cdot 1,88 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}}{2,47 \cdot 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}}} = 0,757$$

Los valores de  $K$ ,  $C_p$   $\mu$  son los mismos que en el caso de los dos aéreos anteriores. El valor del diámetro exterior está tabulado en el caso de cambiadores con disposición de tubos cuadrada (véase **Tabla A.16.13** del Anexo 16). El cálculo el caudal másico de aire se recoge en el **Apartado 7.5.1** correspondiente al tercer aereorrefrigerante del Anexo actual.

Sustituyendo todos estos valores en la **Relación A.7.84** se obtiene el número de Reynolds:

$$Re = \frac{4 \cdot 163 \frac{kg}{s}}{(1,88 \cdot 10^{-5} \frac{kg \cdot s}{m \cdot s^2} \cdot \pi \cdot 0,0254 m)} = 4,34 \cdot 10^8$$

$$Nu_d = 0,023 \cdot (4,34 \cdot 10^8)^{4/5} \cdot (0,757)^{0,4} = 1,67 \cdot 10^5$$

$$h_o = \frac{1,67 \cdot 10^5 \cdot 2,47 \cdot 10^{-2} \frac{W}{K \cdot m}}{(0,0254 m)} = 1,626 \cdot 10^5 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

Determinados los coeficientes de película interna y externa y sabiendo por medio de la bibliografía [Perry et al, 2001] que el valor de Km para acero SA-285 a 176 °F es de 5,0097 W·m<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup> y que los coeficientes R<sub>f,i</sub>” y R<sub>f,o</sub>” conservan su valor, se halla el coeficiente global de transmisión de calor U :

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_o} &= \left( \frac{0,0254 m}{0,0193 m \cdot 2,15 \cdot 10^5 \frac{W}{K \cdot m^2}} \right) + 0,0004 \frac{K \cdot m^2}{W} \cdot \frac{0,0254 m}{0,0193 m} \\ &+ \left( \frac{0,0254 m \cdot \ln \left( \frac{0,0127 m}{0,00965 m} \right)}{2 \cdot 5,0097 \frac{W}{m \cdot K}} \right) + 0,0002 \frac{K \cdot m^2}{W} + \frac{1}{1,626 \cdot 10^5 \frac{W}{K \cdot m^2}} \\ &= 0,00144 K \cdot m^2/W \end{aligned}$$

Por tanto U<sub>o</sub>=694,44 W·K<sup>-1</sup>·m<sup>-2</sup>.

Sabiendo por medio el balance de energía realizado con el simulador Hysys versión 3.2. que Q=2,75·10<sup>3</sup> kJ·s<sup>-1</sup>:

$$A_t = \frac{2,75 \cdot 10^3 \frac{kJ}{s} \cdot \frac{1000 J}{1 kJ}}{(694,44 \frac{W}{K \cdot m^2} \cdot 11,45 K)} = 345,85 m^2$$

El área que se acaba de calcular corresponde al área disponible para todos los tubos, por lo que es necesario antes de conocer la longitud de los mismos estimar el número de tubos que se requieren en el proceso de manera que se tiene:

$$N_{tubos} = \frac{W_m}{v \cdot \frac{D_i^2}{4} \cdot \pi \cdot \rho} \quad [A. 7.86]$$

Como valor de velocidad se toma el recomendado por la bibliografía para vapor que alimenta un sistema de condensación cuyos límites se encuentran ente 15-80 ft·s<sup>-1</sup>. El elegido es de 27 ft·s<sup>-1</sup> (véase **Tabla A.16.21** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera).

La densidad se obtiene por medio del balance de materia realizado con simulador Hysys versión 3.2 (véase Anexo 1) y tiene un valor de 14,79 kg·m<sup>-3</sup>.

Por tanto:

$$N_t = \frac{32,72 \frac{kg}{s}}{\left(27 \frac{ft}{s} \cdot \frac{0,3048 m}{1 ft} \cdot \pi \cdot \frac{(0,0193 m)^2}{4} \cdot 14,79 \frac{kg}{m^3}\right)} = 918,88$$

Este número de tubos indica que son necesarios como mínimo 919 tubos para alcanzar el objeto propuesto. El número de tubos definitivo se elige teniendo en cuenta que la velocidad de paso a través de los mismos sea similar a la determinada por medio de la bibliografía.

$$v_t = \frac{W_m}{(N_t \cdot \pi \cdot \frac{D_i^2}{4} \cdot \rho)} \quad [A. 7.87]$$

Si se eligen 960 tubos se obtiene una velocidad de:

$$v_t = \frac{32,72 \frac{kg}{s}}{(960 \cdot \pi \cdot \frac{(0,0193 m)^2}{4} \cdot 14,79 \frac{kg}{m^3})} = 7,87 m/s$$

Con un número de tubos de 960 la velocidad es similar a la recomendada por la bibliografía. Estos 960 tubos se dispondrán en 8 filas de 120 tubos.

Conocidos los valores del área disponible para la transmisión de calor a través de los tubos, el número de tubos y el diámetro interior es posible conocer la longitud de los tubos recurriendo a la relación:

$$A_o = \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N_t \quad (A. 7.88)$$

$$L = \frac{345,85 \text{ m}^2}{(0,0254 \text{ m} \cdot \pi \cdot 960)} = 4,51 \text{ m}$$

Normalmente debe elegirse un valor comercial para la longitud de los tubos inmediatamente superior a la obtenida por lo que la longitud de los tubos será de 16 pies, es decir, 4,8768 metros.

### 7.2.2.3.- Determinación del área de la superficie aleteada

La expresión para conocer el área de la superficie aleteada se recoge a continuación:

$$A_{aletas} = A_{sistema} - A_o \quad [A. 7.89]$$

Para conocer el área total se recurre a la **Expresión A.7.76**, con la salvedad de que en este caso el valor del coeficiente global para la transmisión de calor  $U$  se toma de la bibliografía [Douglas, J.M., 1ª Edición] para sistemas refrigerados por aire siendo  $U=45,6 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ .

$$A_{sistema} = \frac{2,75 \cdot 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}}}{(45,6 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} \cdot 11,45 \text{ K})} = 5.267 \text{ m}^2$$

Por tanto:

$$A_{aletas} = (5267 - 345,85) \text{ m}^2 = 4921,15 \text{ m}^2$$

Conocida el área disponible para la transmisión de calor a través de las aletas es posible calcular el número de aletas por metro lineal de tubería a través del área de una única aleta:

$$N_{aletas}/m = \frac{A_{aletas}}{(N_t \cdot S_{aleta} \cdot L)} \quad [A. 7.90]$$

La superficie de las aletas a su vez se calcula por medio de la ecuaciones:

$$S_{aleta} = 2 \cdot S_{frontal} + S_{espesor} \quad [A. 7.91]$$

$$S_{\text{frontal}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{aleta}}^2 - D_o^2) \quad [\text{A. 7.92}]$$

$$S_{\text{espesor}} = \pi \cdot e_a \cdot D_{\text{aleta}} \quad [\text{A. 7.93}]$$

Donde las unidades de todos estos parámetros son idénticas a las determinadas con anterioridad.

Todas estas propiedades se encuentran en la **Tabla A.7.1** del **Apartado 7.2.2.1** del presente Anexo. En este caso el valor del diámetro de la aleta es equivalente a su altura.

$$S_{\text{frontal}} = \frac{\pi}{4} \cdot ((0,03937 \text{ m})^2 - (0,0254 \text{ m})^2) = 0,00071 \text{ m}^2$$

$$S_{\text{espesor}} = \pi \cdot 0,03937 \text{ m} \cdot 0,0127 \text{ m} = 0,00157 \text{ m}^2$$

$$S_{\text{aleta}} = 2 \cdot 0,00071 \text{ m}^2 + 0,00157 \text{ m}^2 = 0,00299 \text{ m}^2$$

Por tanto:

$$N_{\text{aletas}/m} = \frac{4921,15 \text{ m}^2}{(960 \cdot 0,00299 \text{ m}^2 \cdot 4,8768 \text{ m})} = 351,55 \text{ aletas/m}$$

Se toma un número de aletas entero por lo que se necesitan 352 aletas.

#### **7.2.2.4.- Determinación del espesor de los tubos**

Según el Código ASME B31.3, la expresión que permite calcular el espesor de los tubos se recoge a continuación:

$$t = \left( \left( \frac{(P_D \cdot D_o)}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)} \right) + C \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{M}{100} \right)} \right) \quad [\text{A. 7.94}]$$

Donde todas estas variables ya se han definido con anterioridad.



- Presión de diseño ( $P_D$ )

Según el Código ASME VIII-Div.1 la presión de diseño será un 10% superior a la de trabajo y la temperatura de diseño surge de aumentar 20 °C la temperatura máxima de trabajo en el equipo, por tanto se obtiene:

$$P_D = 1,1 \cdot 428,61 \text{ psi} = 471,48 \text{ psi}$$

La presión de trabajo que se va a considerar es la inicial, al sufrir ésta una escasa variación a lo largo de los dos equipos instalados con anterioridad.

- Temperatura de diseño ( $T_D$ )

$$T_D(^{\circ}\text{C}) = 60 + 20 = 80^{\circ}\text{C}$$

$$T_D(^{\circ}\text{F}) = 1,8 \cdot 80^{\circ}\text{C} + 32 = 176^{\circ}\text{F}$$

- Tensión máxima admisible (S)

El valor de la tensión máxima admisible según el Código ASME B31.3 para acero SA-285 a una temperatura de 200 °F, inmediatamente superior a la temperatura de diseño, tiene un valor de 15700 psi (véase **Tabla A.16.10** del Anexo 16).

- Eficiencia de la soldadura (E)

Según UW-12 del Código ASME VIII-Div.1, para una junta a tope realizada por doble cordón de soldadura u otro método similar con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado sobre la superficie interior y exterior de la pieza  $E=1$  (véase **Tabla A.16.17** del Anexo 16 del Presente Proyecto Fin de Carrera).

- Factor Y

Teniendo en cuenta que la temperatura de diseño del material no excede los 900 °F y que se trabaja con acero el valor de  $Y = 0,4$  (véase **Tabla A.16.16** del Anexo 16).

- Margen de corrosión (C)

Según el Código ASME VIII-Div.1, el margen de corrosión se obtiene como el producto de la vida útil del material por el desgaste que este material sufre anualmente en su espesor debido a la corrosión. Considerando un desgaste anual de 5 milésimas de pulgada y una vida útil del equipo de 17 años (véase **Tabla A.16.18** del Anexo 16), se obtiene un valor de  $C=0,085$  pulgadas.

- Tolerancia de fabricación (M)

La tolerancia de fabricación que se adopta es de 12,5%. Este valor es análogo al considerado en el diseño de los tubos de los cambiadores de calor que intervienen en el proceso que se aborda.

Sustituyendo todos estos valores se obtiene:

$$t = \left( \frac{471,48 \text{ psi} \cdot 1 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 471,48 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,085 \text{ in} \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{12,5}{100} \right)} \right) = 0,114 \text{ in}$$

El valor que se escoge para el espesor es el valor estándar inmediatamente superior al calculado y para tubos con un diámetro exterior de 1 pulgada tiene un valor de 0,12 pulgadas.

Conocido este valor el diámetro interior se determina teniendo en cuenta que:

$$D_i = D_o - 2 \cdot t \quad [A. 7.95]$$

$$D_i = 1 \text{ in} - 2 \cdot 0,120 \text{ in} = 0,76 \text{ in} = 0,0193 \text{ m}$$

### **7.3.- Determinación de las características del banco de tubos**

Al igual que sucede con las dos primeras unidades, los tubos se agrupan formando bancos sometidos a una corriente de aire impulsada por ventiladores situados en la zona superior del sistema.

Conocida las propiedades de los tubos deben caracterizarse los bancos en los que estos van a situarse. Para ello debe definirse la magnitud conocida como anchura disponible del haz, teniendo en cuenta que estos haces adoptarán forma cuadrada de manera que:

$$A_h = \frac{L}{4} \quad [A. 7.96]$$

$A_h$  simboliza la anchura disponible del haz y  $L$  es la longitud de los tubos expresada en metros. De esta forma:

$$A_h = \frac{4,8768m}{4} = 1,2192 m$$

Como ya se ha mencionado con anterioridad, el sistema consta de 8 filas de 116 tubos que se sitúan horizontalmente. Para conocer el número de tubos por ancho del haz se recurre a la siguiente expresión:

$$N_{tubos}/A_h = \left( \frac{A_h - 200}{Pitch} \right) - 0,5 \quad [A. 7.97]$$

El valor del pitch para estas condiciones es de 2,45 pulgadas.

$$N_{tubos}/A_h = \left( \frac{1219,2 mm - 200}{2,45 in \cdot \frac{25,4 mm}{1 in}} \right) - 0,5 = 15,87 \frac{tubos}{A_h}$$

Se elige un número entero e igual a 15 tubos por ancho del haz.

Conocido el número de tubos por ancho del haz y el número de tubos por fila es posible determinar el número de haces por medio de la relación:

$$N_{haces} = \frac{N_{tubos}/fila}{N_{tubos}/A_h} \quad [A. 7.98]$$

$$N_{haces} = \frac{120}{15} = 8$$

Con lo que se tiene 8 haces con 15 tubos por ancho del haz. Por lo que el número de tubos por haz será:

$$N_{tubos} / haz = \frac{N_{tubos}}{N_{haces}} \quad [A. 7.99]$$

$$N_{tubos} / haz = \frac{960}{8} = 120 \frac{tubos}{haz}$$

Por tanto se obtienen 8 haces con 120 tubos cada uno.

Una vez determinado el número de haces en los cuales se dispondrán los 928 tubos del sistema, es necesario dimensionar el haz.

Para calcular la altura y anchura de los haces, se dispone de las siguientes relaciones:

$$A_{haz}(mm) = A_c + 200 \quad [A. 7.100]$$

Para hallar la altura mínima del cabezal se recurre a la siguiente correlación:

$$A_c = (N_{tubos} / A_h - 1) \cdot pitch + D_{aleta} + 200 \quad [A. 7.101]$$

Sustituyendo el valor de los parámetros en la ecuación se obtiene:

$$A_c(mm) = (15 - 1) \cdot 62,23 \text{ mm} + 39,37 \text{ mm} + 200 \text{ mm} = 1111,2 \text{ mm}$$

Este valor de  $A_c$  es muy cercano al valor de la anchura disponible del haz. La anchura recomendada para el haz requiere sumar a este valor 200 milímetros como margen de seguridad.

$$A_{haz}(mm) = 1111,2 + 200 = 1311,2 \text{ mm}$$

La anchura total de la sección para el sistema de banco de tubos se determina acudiendo a la expresión:

$$A_s = (A_{haz} + 40) \cdot N_{haces} + 60 \quad [A. 7.102]$$

Sustituyendo valores en la ecuación:

$$A_s = (1311,2 + 40) \cdot 8 + 60 = 10869,6 \text{ mm} = 10,87 \text{ m}$$

La longitud del haz coincide con la longitud de los tubos.

## 7.4.- Determinación de las pérdidas de carga a través del banco de tubos

La relación que permite conocer esta propiedad es la siguiente:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{\rho \cdot D_i} \quad [A. 7.103]$$

Donde todas estas variables ya son conocidas.

- *Determinación de la velocidad másica*

La velocidad másica debe calcularse de acuerdo con la relación:

$$G = \frac{4 \cdot M \cdot n_t}{(\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t)} \quad [A. 7.104]$$

Admitiendo un único paso por tubo se obtiene:

$$G = \frac{4 \cdot 32,72 \frac{kg}{s}}{(\pi \cdot (0,0193 m)^2 \cdot 928)} = 120,52 \frac{kg}{s \cdot m^2}$$

- *Determinación de factor de fricción*

El factor de fricción se halla gráficamente a partir del Reynolds y de la rugosidad relativa del material.

La rugosidad de tubos de acero comercial es de 0,00015 y la rugosidad relativa  $\varepsilon/D_i=0,0002$  (véase **Figura A.16.5** del Anexo 16).

El número de Reynolds se define:

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu} \quad [A. 7.105]$$

$$Re = \frac{120,52 \frac{kg}{s \cdot m^2} \cdot 0,0193 m}{6,64 \cdot 10^{-5} \frac{kg \cdot s}{m \cdot s^2}} = 3,5 \cdot 10^4$$

A partir de la gráfica de Moody recogida en el Anexo 16 se obtiene un factor de fricción,  $f=0,024$ .

Todos los valores de la **Ecuación A.7.103** son conocidos por lo que:

$$\Delta P = \frac{0,024 \cdot (120,52 \frac{kg}{s \cdot m^2})^2 \cdot 4,8768 m}{(14,79 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,0193 m)} = 5955,78 Pa = 0,059 bar$$

## 7.5.- Caracterización del sistema de impulsión

La refrigeración del sistema se va a llevar a cabo por medio de grandes caudales de aire movidos e impulsados por ventiladores situados en la parte superior de la sección del aereorrefrigerante. Para este tipo de sistema de refrigeración el aumento de temperatura del aire durante la refrigeración está en torno a los 15-20 °C. Debido a este hecho, el ventilador impulsará aire a 30 °C y lo devolverá a la atmósfera con una temperatura de 47 °C.

Tal y como en el caso anterior también se van a emplear ventiladores axiales.

### 7.5.1.- Determinación del caudal de aire

El caudal de aire total que debe ser impulsado se determina recurriendo a la expresión:

$$Q = W_{aire} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad [A. 7.106]$$

Los valores para estas variables se obtienen de los balances de materia y de energía realizados con el simulador Hysys versión 3.2.

- $C_p = 0,9924 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$
- $Q = 2,75 \cdot 10^3 \text{ kJ} \cdot \text{s}^{-1}$

Sustituyendo ahora estos valores se obtiene:

$$W_{aire} = \frac{2,75 \cdot 10^3 \frac{kJ}{s}}{(0,9924 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (320 - 303)K)} = 163 \text{ kg/s}$$

### 7.5.2.- Determinación del diámetro del ventilador

El diámetro del ventilador requerido para el sistema se calcula por medio de la expresión:

$$D_{\text{ventilador}} = 0,5 \cdot \sqrt{A_s \cdot L} \quad [A. 7.107]$$

En esta ecuación  $A_s$  es la anchura de la sección ya calculada en m y  $L$  es la longitud de los tubos en metros.

$$D_{\text{ventilador}} = 0,5 \cdot \sqrt{10,87 \text{ m} \cdot 4,8768 \text{ m}} = 3,64 \text{ m} = 11,94 \text{ ft}$$

El valor estándar del diámetro que se elige es inmediatamente superior e igual a 12 pies.

### 7.5.3.- Determinación del número de ventiladores

Para calcular dicho parámetro se recurre a la expresión:

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{A_s \cdot L_h}{S_v} \quad [A. 7.108]$$

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{A_s \cdot L_h}{\left(\pi \cdot \frac{D_{\text{ventilador}}^2}{4}\right)}$$

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{10,87 \text{ m} \cdot 4,8768 \text{ m}}{\left(\pi \cdot \frac{(3,657 \text{ m})^2}{4}\right)} = 5,04$$

Por tanto el sistema requiere 5 ventiladores de 12 pies de diámetro.

### 7.5.4.- Determinación de la potencia real de los ventiladores

La potencia requerida por el sistema de ventilación se determina por medio de la expresión:

$$P_{real} = \frac{P_i}{\eta \cdot E} \quad [A. 7.109]$$

La potencia ideal, además se calcula como:

$$P_i = 0,04 \cdot S_f \quad [A. 7.110]$$

$S_f$  simboliza la superficie frontal del sistema en  $ft^2$ .

$$S_f = A_S \cdot L_h \quad [A. 7.111]$$

Sustituyendo estas variables se obtiene:

$$S_f = 10,87 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0,3048 \text{ m}} \cdot 4,8768 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0,3048 \text{ m}} = 570,6 \text{ ft}^2$$

$$P_i = 0,04 \cdot 570,6 = 22,82 \text{ C.V.} \cdot \frac{736 \text{ W}}{1 \text{ C.V.}} = 16.795,5 \text{ W}$$

El rendimiento máximo y la potencia de los impulsores que se consideran serán análogos a los de la primera unidad.

$$P_{real} = \frac{22,82 \text{ C.V.}}{(0,95 \cdot 0,78)} = 30,8 \text{ C.V.} \cdot \frac{736 \text{ W}}{1 \text{ C.V.}} = 22.668,8 \text{ W}$$

Por tanto la potencia requerida por cada ventilador será:

$$P_{ventilador} = \frac{P_{real}}{N_t} \quad [A. 7.112]$$

$$P_{ventilador} = \frac{22.668,8 \text{ W}}{5} = 4.533,76 \text{ W}$$

A continuación se recoge una tabla resumen con las principales características del segundo equipo de refrigeración:



Tabla A.7.10:  
Propiedades del aéreo 3

<b>Dimensión</b>	<b>Valor</b>
$D_o$ tubos	2,54 cm
$e_{\text{tubos}}$	0,3048 cm
$D_i$ tubos	1,93 cm
Pitch	6,223 cm
$N_{\text{tubos}}$	960
$L_{\text{tubos}}$	4,8768 m
$N_{\text{tubos/fila}}$	120
$S_{\text{aletas}}$	0,00299 m <sup>2</sup>
$N_{\text{aletas/tubo}}$	352
$N_{\text{tubos por ancho de haz}}$	15
$N_{\text{haces}}$	8
$N_{\text{tubos/haz}}$	120
Anchura del haz	1,31 m
Anchura de sección	10,87 m
$L_{\text{haz}}$	4,8768 m
$D_{\text{ventilador}}$	3,657 m
$N_{\text{ventiladores}}$	5
$P_{\text{ventiladores}}$	4,53 kW

## 7.6.- Especificaciones del sistema de aereorrefrigerantes

Cada uno de los tres aéreos diseñados está provisto de los correspondientes tubos que forman el banco, así como por los cabezales. Estos últimos, al igual que en el caso de los intercambiadores de calor, serán desmontables: un cabezal de distribución de tipo A, canal y cabeza desmontable, y otro de retorno tipo, S.

La conexión entre la salida de la corriente de un equipo a otro se lleva a cabo por medio de un tramo de conducción de 0,2 metros de longitud, construida en acero SA-285 y de 20 pulgadas de diámetro exterior, el cual coincide con el diámetro de la tubería que conecta la salida del intercambiador IC-01 con dicho equipo, es decir, la conducción designada bajo el nombre de línea 15 (consúltese Anexo 14 del presente Proyecto Fin de Carrera).

## **ANEXO 8: DISEÑO DEL SEPARADOR SP-01**

### **8.1.- Selección del tipo de separador**

La corriente producto procedente del sistema de reacción, tras ser parcialmente condensada, debe someterse a una separación de fases con el fin de obtener por un lado una corriente formada por los gases incondensables que no han reaccionado y, por el otro, una corriente compuesta mayoritariamente por el producto de interés. Sin embargo, se ha de tener presente que esta separación no será efectiva en su totalidad por lo que en la corriente líquida se encontrará presente una pequeña proporción de gases y viceversa.

El sistema de separación que se proyectará con tal misión es un Separador Gas-Líquido. Dentro de este sector, se pueden distinguir dos diseños fundamentales del equipo, uno correspondiente a los separadores gas-líquido verticales y otro para los que se sitúan en posición horizontal. Los primeros se emplean en sistemas con una relación entre el caudal de vapor y de líquido elevada, y los segundos en los procesos donde esta relación es inferior y en aquellos casos en los que se persigue generar vapor a partir de una determinada corriente de alimentación [Svrcek, W.Y., Monnery, W.D.].

Considerando los caudales volumétricos de vapor y de líquido obtenidos en el **Apartado 8.2.1.1** del presente anexo se obtiene una relación  $\frac{V}{L} = 88,58$ , por lo que se opta por un separador gas-líquido vertical provisto de un eliminador de nieblas. Aunque se describe con más detalle en la Memoria, un eliminador de niebla no es más que un dispositivo a modo de malla metálica que se inserta en la zona superior del separador con el fin de retornar de nuevo las gotas de líquido que puedan condensar con el vapor al recipiente separador.

A continuación se muestra un esquema de la configuración de un separador gas-líquido vertical.

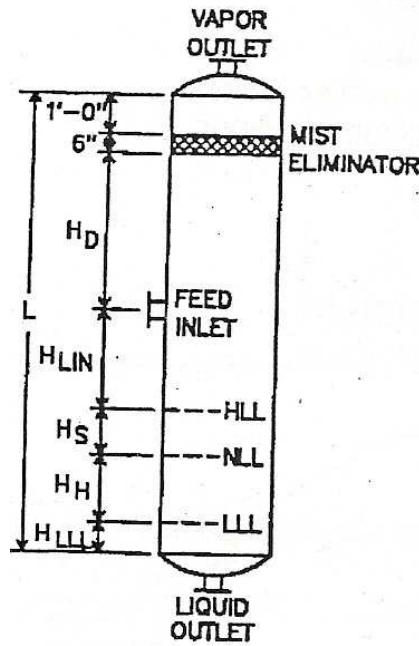


Figura A.8.1: Morfología del Separador Gas-Líquido Vertical  
(Svrcek, W.Y., Monnery, W.D.)

## 8.2.- Diseño del separador vertical

Para abordar el diseño de un separador se deben determinar los caudales de gas y de líquido obtenidos, la velocidad del vapor a lo largo del equipo, las alturas características y los espesores mecánicos del mismo.

### 8.2.1.- Determinación de los caudales volumétricos

A la hora de diseñar el equipo donde se llevará a cabo la separación es imprescindible calcular en primer lugar los caudales de las corrientes que se obtendrán por medio del proceso.

Las expresiones empleadas con tal fin se recogen a continuación:

$$Q_V = \frac{W_V}{(3600 \cdot \rho_V)} \quad [A. 8.1]$$

$$Q_L = \frac{W_L}{(60 \cdot \rho_L)} \quad [A. 8.2]$$

Donde los valores de las variables para estas fórmulas son:

Tabla 8.1:  
Propiedades de las fases

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
Caudal másico de vapor	54510 kg·h <sup>-1</sup>
Caudal másico de líquido	63340 kg·h <sup>-1</sup>
Densidad del vapor	7,332 kg·m <sup>-3</sup>
Densidad del líquido	754,7 kg·m <sup>-3</sup>

Estos datos son tomados del balance de materia realizado al sistema con el simulador Hysys versión 3.2 (véase Anexo 1 del presente Proyecto Fin de Carrera).

Sustituyendo estos datos en sus correspondientes ecuaciones el resultado obtenido es:

$$Q_V = \frac{54510 \frac{kg}{h} \cdot \frac{1 h}{3600 s}}{7,332 \frac{kg}{m^3}} = 2,065 m^3/s$$

$$Q_L = \frac{63340 \frac{kg}{h} \cdot \frac{1 h}{60 min}}{754,7 \frac{kg}{m^3}} = 1,398 m^3/min$$

### 8.2.2.- Determinación de la velocidad de la fase vapor

Para conocer esta velocidad de diseño del sistema se considera como criterio óptimo de cálculo que  $U_V=0,75U_T$ , donde  $U_V$  es la velocidad de vapor al recorrer el equipo y  $U_T$  sirve para denotar la velocidad vertical máxima del ascensión del fluido. La velocidad  $U_T$  se hallará, entonces, a partir de la fórmula de Sauders-Brown:

$$U_T = K \cdot \frac{\sqrt{(\rho_L - \rho_V)}}{\rho_V} \quad [A. 8.3]$$

Donde K es un parámetro característico de la separación cuyo valor para un sistema dotado de eliminador de nieblas que trabaja a presiones comprendidas entre 40 y 5500 psia obedece a la siguiente correlación experimental:

$$K = 0,430 - 0,023 \cdot \ln(P) \quad [A. 8.4]$$

El valor de la presión del sistema se obtiene del balance realizado a la línea de proceso por medio del programa Hysys versión 3.2. y tiene un valor de 375,26 psi, es decir, 25,88 bar.

Conocidos todos los valores de las variables que intervienen en las expresiones anteriores se tiene que:

$$K = 0,430 - 0,023 \cdot \ln(375,26) = 0,293 \text{ m/s}$$

$$U_T = 0,293 \text{ m/s} \cdot \sqrt{\frac{(754,7 - 7,332) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{7,332 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}} = 2,958 \text{ m/s}$$

$$U_V = 0,75 \cdot 2,958 \text{ m/s} = 2,218 \text{ m/s}$$

### 8.2.3.- Determinación de los volúmenes de llenado y de vaciado

Para abordar el cálculo de estos dos parámetros es necesario fijar con anterioridad el tiempo respectivo para el llenado y para el vaciado del sistema. Estos se determinarán según las características del equipo que se alimenta con posterioridad por medio de la **Tabla A.8.2** que aparece a continuación:

En el caso de que el equipo de tratamiento siguiente sea una columna de destilación se tiene que el tiempo de llenado  $T_H$  será de 5 minutos y el de vaciado  $T_S$  igual a 3 minutos. Determinados estos tiempos, es posible conocer los volúmenes buscados como:

$$V_H = T_H \cdot Q_L \quad [A. 8.5]$$

$$V_S = T_S \cdot Q_L \quad [A. 8.6]$$

Sustituyendo todos los valores conocidos en las expresiones anteriores se obtienen los volúmenes  $V_H$  y  $V_S$ :

$$V_H = 5 \text{ min} \cdot 1,398 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} = 6,99 \text{ m}^3$$

$$V_S = 3 \text{ min} \cdot 1,398 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} = 4,194 \text{ m}^3$$

Tabla A.8.2:  
Tiempos de llenado y vaciado de equipos (Svrcek, W.Y., Monnery W.D.)

Services	Holdup Times (NLL-HLL) min	Surge Times (NLL-LLL) min	
A. Unit Feed Drum	10	5	
B. Separators			
1. Feed to colum	5	3	
2. Feed to other drum or tankage			
a) with pump or though exchanger	5	2	
b) without pump	2	1	
3. Feed to fired heater	10	3	
C. reflux or product accumulator			
1. Reflux only	3	2	
2. Reflux and product	3+	2+	
based on reflux (3 min) +appropriate holdup time averhead product (per B-1,2,3)			
D. Column bottoms			
1. Feed to another column	5	2	
2. Feed to other drum or tankage			
a) with pump or though exchanger	5	2	
b) without pump	2	1	
3. Feed to fired boiler	5-8	2-4	
based on reboiler vapor expressed as liquid ( 3 min) + appopriate holdup time for bottom product (perD-1,2)			
E. Compressor suction/interstage scrubber			
3 min betwven HLL (HLA) and HLSD			
10 min from bottom tangent line to HLA			
F. Fuel gas knockout drum			
20 ft slug in the incoming fuel gas line between NLL and and HLSD			
G. Flare knockout drum			
20 to 30 min to HLL			
Personnel	Factor	Instrumentation	Factor
Experienced	1.0	Well instrumented	1.0
Trained	1.2	Standard instrumented	1.2
Inexperienced	1.5	Poorly instrumented	1.5

#### 8.2.4.- Determinación del diámetro interno del equipo

La ecuación que nos permitirá hallar el diámetro interno del separador presenta la siguiente forma:

$$D_{VD} = D_V = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_V}{\pi \cdot U_V}} \quad [A. 8.7]$$

Donde todas las variables que intervienen así como sus unidades son conocidas.

Si se sustituyen estos datos se obtiene:

$$D_V = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,065 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 2,218 \frac{m}{s}}} = 1,088 \text{ m}$$

En el caso de que el separador disponga de un eliminador de nieblas este valor del diámetro se ve incrementado en tres pulgadas necesarias para acomodar el anillo que soporta este elemento más un valor adicional de seis pulgadas más. De manera que:

$$D = 1,088 \text{ m} + 9 \text{ in} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} \cdot \frac{0,3048 \text{ m}}{1 \text{ ft}} = 1,3166 \text{ m}$$

Se tomará un valor estándar para el diámetro de 6 ft, es decir, 1,8288 m.

### **8.2.5.- Determinación de la altura del equipo**

Para conocer la altura total del sistema de separación se debe proceder con anterioridad al cálculo de todas y cada una de las alturas características que la componen y que se ilustran en la **Figura A.8.1** del presente Anexo. Determinadas estas alturas es posible conocer la longitud total del equipo como la suma de estas alturas específicas.

#### **8.2.5.1.- Determinación de las longitudes específicas del separador**

Según ilustra la **Figura A.8.1**, se va proceder al cálculo de seis alturas específicas fundamentales para la determinación de la altura total del separador: altura del nivel bajo de líquido,  $H_{LLL}$ , altura normal de líquido,  $H_H$ , altura de líquido máxima,  $H_S$ , altura central de la columna,  $H_{LIN}$ , altura anterior al eliminador de nieblas,  $H_D$ , y altura del eliminador de nieblas,  $H_{ME}$ .

La altura del nivel bajo de líquido está estipulada según las características y condiciones de trabajo en el sistema. A continuación aparecen tabulados estos valores:

Tabla A.8.3:  
Determinación de  $H_{LLL}$  (Svrcek, W.Y., Monnery W.D.)

Vessel diameter	Vertical LLL		Horizontal LLL
	<300 psia	>300 psia	
≤ 4 ft	15 in	6 in	9 in
6 ft	15 in	6 in	10 in
8 ft	15 in	6 in	11 in
10 ft	6 in	6 in	12 in
12 ft	6 in	6 in	13 in
16 ft	6 in	6 in	15 in

Para el proceso actual el valor adecuado es de  $H_{LLL}=6$  in (0,1524 m).

La determinación de la altura normal de líquido se aborda con la siguiente expresión:

$$H_H = \frac{V_H}{(D_V^2 \cdot \frac{\pi}{4})} \quad [A. 8.8]$$

Por medio de los datos disponibles se obtiene un valor de  $H_H$  de:

$$H_H = \frac{6,99 \text{ m}^3}{(1,088^2 \text{ m}^2 \cdot \frac{\pi}{4})} = 7,52 \text{ m}$$

La altura de líquido máxima, se hallará por medio de la correlación:

$$H_S = \frac{V_S}{(D_V^2 \cdot \frac{\pi}{4})} \quad [A. 8.9]$$

Al sustituir las variables se obtiene:

$$H_S = \frac{4,194 \text{ m}^3}{(1,088^2 \text{ m}^2 \cdot \frac{\pi}{4})} = 4,51 \text{ m}$$

Para el cálculo de la altura central del separador se tendrá en cuenta que éste está provisto de desviadores internos de flujo, con lo cual la expresión a utilizar adquiere la forma:



$$H_{LIN} = 12 + d_N \quad [A. 8.10]$$

Donde  $H_{LIN}$  se encuentra en pulgadas y  $d_N$  debe determinarse con anterioridad considerando que:

$$d_N = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_m}{60 \cdot \pi}} \cdot \sqrt{\rho_m} \quad [A. 8.11]$$

$$Q_m = Q_L + Q_V \quad [A. 8.12]$$

$$\rho_m = \rho_L \cdot \lambda + \rho_V \cdot (1 - \lambda) \quad [A. 8.13]$$

$$\lambda = \frac{Q_L}{(Q_L + Q_V)} \quad [A. 8.14]$$

Si se sustituyen los datos correspondientes en las **Ecuaciones A.8.12, A.8.14, A.8.13 y A.8.11** se obtiene:

$$\begin{aligned} Q_m = Q_L + Q_V &= 1,398 \frac{m^3}{min} \cdot \frac{1 min}{60 s} \cdot \frac{1 ft^3}{(0,3048 m)^3} + 2,065 \frac{m^3}{s} \cdot \frac{1 ft^3}{(0,3048 m)^3} \\ &= 73,74 ft^3/s \end{aligned}$$

$$\lambda = \frac{0,8228 \frac{ft^3}{s}}{(0,8228 + 72,92) \frac{ft^3}{s}} = 0,0111$$

$$\begin{aligned} \rho_m &= 754,7 \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{(0,3048 m)^3}{1 ft^3} \cdot \frac{1 lb}{0,4535 kg} \cdot 0,0111 + 7,332 \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{(0,3048 m)^3}{1 ft^3} \cdot \frac{1 lb}{0,4535 kg} \\ &\cdot (1 - 0,0111) = 0,975 lb/ft^3 \end{aligned}$$

$$d_N = \sqrt{\frac{4 \cdot 73,74 \frac{ft^3}{s}}{\left( \frac{60 \cdot \pi}{\sqrt{0,975 \frac{lb}{ft^3}}} \right)}} = 1,244 ft$$

La expresión anterior está diseñada de manera que las unidades del parámetro calculado se representen en pies.

Si se expresa en pulgadas,  $d_N$  tendrá un valor de 14,928 pulgadas.

Con todos estos resultados, se tiene que:

$$H_{LIN} = 12 + 14,928 = 26,928 \text{ in}$$

Para  $H_{LIN}$  se tomará el valor entero estándar de 27 pulgadas, 0,6858 metros.

El cálculo de la altura anterior al eliminador de nieblas,  $H_D$ , se calcula con la **Ecuación A.8.15**:

$$H_D = 24 + 0,5 \cdot d_N \quad [A.8.15]$$

$$H_D = 24 + 0,5 \cdot 14,928 = 31,464 \text{ in}$$

Se tomará también para este caso un valor entero estándar e igual a 33 pulgadas, lo cual supone una altura de 0,8382 metros.

Por último, sólo queda determinar el parámetro  $H_{ME}$  para aquellos sistemas dotados con un eliminador de nieblas según la correlación:

$$H_{ME} = H_{ELIMINADOR} + 12 \quad [A.8.16]$$

Donde  $H_{ELIMINADOR}$  suele tomar un valor estándar de 6 pulgadas y el valor de 12, expresado en pulgadas, hace referencia a la altura que dista desde la superficie superior del eliminador hasta la costura superior del equipo. De esta forma:

$$H_{ME} = 6 + 12 = 18 \text{ in}$$

El valor estándar de  $H_{ME}$  equivale a 0,457 m.

#### **8.2.5.2.- Determinación de la altura total**

Conocidos todos estos valores es sencillo determinar la altura total del separador si se considera que:

$$H_{TOTAL} = H_{LLL} + H_H + H_S + H_{LIN} + H_D + H_{ME} \quad [A. 8.17]$$

$$H_{TOTAL} = (0,1524 + 7,52 + 4,51 + 0,6858 + 0,8382 + 0,457) m = 14,16 m$$

### **8.3.- Diseño mecánico del equipo**

El diseño mecánico del separador se abordará teniendo en cuenta que el conjunto en sí consta de tres partes fundamentales:

- Fondo superior
- Cuerpo central o cubierta
- Fondo inferior

Existe una gama diversa de fondos tanto inferiores como superiores y su elección depende fundamentalmente del diámetro del recipiente y de la presión de trabajo interna del equipo. Estos fondos pueden carecer de profundidad tratándose simplemente de placas de material planas soldadas al cuerpo principal o presentar profundidad constituyendo un fondo abombado. En el caso de disponer de fondos abombados, la línea de transición entre la figura abombada que constituye el fondo y el cuerpo central denominada línea de tangencia, se encuentra sometida a grandes tensiones axiales constituyendo el punto más débil de todo el recipiente. Por ello, los fondos bombeados se construyen con una parte cilíndrica denominada pestaña o faldilla que favorecen la unión entre el cuerpo central y el fondo.

El cuerpo central o cubierta está constituida por una serie de virolas soldadas unas con otras. La virola se basa en un trozo de tubería o chapa que convenientemente soldada forma un cilindro sin soldaduras circunferenciales.

Para el recipiente tratado en el actual Anexo se procederá al cálculo de las principales dimensiones de la cubierta y fondos así como las faldillas que forman parte de estos últimos.

#### **8.3.1.- Cálculo del espesor de la cubierta**

Antes de calcular dicha dimensión, según el Código ASME VIII-Div.1 se debe determinar el espesor mínimo de la pared de la cubierta de acuerdo con:

$$t_{min}(mm) = 2,5 + C \quad [A. 8.18]$$

Donde:

- $t_{\min}$  es el espesor mínimo para la carcasa en mm.
- $C$  es el espesor debido al margen por corrosión en mm.

El espesor debido al margen por corrosión se determina como el producto de la vida útil considerada para el material y el desgaste anual por corrosión. Para una vida útil del separador de 15 años y desgaste anual por corrosión de 5 milésimas de pulgada se obtiene:

$$C = 15 \cdot 0,005 \text{ in} = 0,075 \text{ in}$$

Por tanto:

$$t_{\min} = 2,5 \text{ mm} + 0,075 \text{ in} \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ in}} = 4,405 \text{ mm}$$

En el caso de trabajar con aceros al carbono:

$$t_{\min}(\text{mm}) = 5 + C \quad [\text{A.8.19}]$$

$$t_{\min} = 5 \text{ mm} + 0,075 \text{ in} = 6,905 \text{ mm}$$

Posteriormente, debe comprobarse que el espesor de la cubierta será superior a este espesor mínimo.

De acuerdo con el Código ASME VIII-Div.1, para determinar el espesor de la cubierta se requiere conocer el tipo de tensiones a las que se ve sometida la carcasa del separador para conocer la influencia de las mismas sobre el espesor. Estas tensiones se tabulan a continuación.

Tabla A.8.4:  
Tensiones que actúan sobre el separador (Megyesy, E.F., 2001)

CARGA	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		TENSIONES LONGITUDINALES	
	TRACCIÓN	COMPRESIÓN	TRACCIÓN	COMPRESIÓN
<b>Peso</b>				X
<b>Viento</b>			X	X
<b>Seísmo</b>			X	X
<b>Presión interior</b>	X		X	
<b>Presión exterior</b>				

De todas estas tensiones las que ejercerán una acción más importante sobre el equipo se corresponden con la tensión circunferencial y longitudinal ejercida por la presión interna y la carga debida al viento. La tensión ejercida por el propio peso del recipiente se considera despreciable, y debido a la baja actividad sísmica del terreno en el que se sitúa la línea de proceso, la tensión debida a la carga sísmica también lo es.

A continuación se calculan los espesores requeridos para soportar cada una de las tensiones consideradas. El diseño comprenderá adoptar el valor mayor que se determine para cada una de estas tensiones.

### ***Tensiones circunferenciales***

Para la determinación del espesor debido a la tensión circunferencial se hace uso de la siguiente expresión:

$$t_{circ} = \frac{(P \cdot R)}{(S \cdot E - 0,6 \cdot P)} \quad [A.8.20]$$

Expresión en la que:

- $t_{circ}$  es el espesor de la pared de la carcasa debido a las tensiones circunferenciales en in.
- P hace referencia a la presión de diseño en psi.
- R es el radio interno de la envolvente en in.
- S es la tensión máxima admisible del material expresado en psi.
- E es la eficiencia de la soldadura.

Estas variables deben ser cuidadosamente elegidas a la hora de abordar el cálculo con el fin de evitar cometer errores al diseñar la estructura mecánica. La presión de diseño se determina a partir de la de trabajo, 375,26 psi, incrementando en un 10% su valor como margen de seguridad ante posibles contratiempos. La temperatura de diseño surge de incrementar en 20 °C la temperatura de trabajo. Si la corriente de entrada proviene de los aereorrefrigerantes a 40 °C, la temperatura de diseño es, entonces, de 60 °C.

- Eficiencia de la soldadura (E)

Según la tabla UW-12 recogida en el Código ASMEVIII-Div.1 (véase **Tabla A.16.17** del Anexo 16), el valor de E que se asume, para una junta a tope realizada con doble cordón de soldadura o mediante otro método con el que se obtenga la misma calidad de material depositado y siendo una junta que se examina por zonas, es de 0,85.

- Tensión máxima admisible (S)

Para determinar la tensión máxima, S, debe recurrirse a valores tabulados, según el tipo de material, en las tablas del Código ASME Sección II.

Por medio de la **Tabla A.16.10** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera, para un acero SA-285, la tensión máxima admisible trabajando a temperaturas de diseño inferiores a 150 °F tiene un valor de 15700 psi.

Considerando estos criterios es posible determinar el espesor de carcasa a través de la **Ecuación A.8.20**:

$$t_{circ} = \frac{(412,78 \text{ psi} \cdot 36 \text{ in})}{(0,85 \cdot 15700 \text{ psi} - 0,6 \cdot 412,78 \text{ psi})} = 1,134 \text{ in} = 2,88 \text{ cm}$$

### ***Tensiones longitudinales***

El espesor debido a las tensiones longitudinales responde a la siguiente relación:

$$t_{lon} = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P} \quad [A. 8.21]$$

Las unidades son las mismas que las empleadas en la ecuación anterior.

Todos los valores son conocidos por lo que:

$$t_{lon} = \frac{412,78 \text{ psi} \cdot 36 \text{ in}}{2 \cdot 15700 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 412,78 \text{ psi}} = 0,553 \text{ in}$$

### ***Esfuerzo debido a la carga por viento***

Para la determinación de dicho parámetro debe tenerse en cuenta que la velocidad del viento en el polígono industrial de San Roque situado en la provincia de Cádiz, según los datos meteorológicos, tiene un valor medio de 50 km·h<sup>-1</sup>.

En las condiciones más desfavorables el viento puede alcanzar una velocidad de hasta 180 km·h<sup>-1</sup>. Debido a que el diseño de la línea de proceso se aborda en las condiciones más hostiles, es este último valor el que se considerará para el cálculo de las cargas ejercidas por el viento sobre el equipo.

En primer lugar, debe determinarse la presión de diseño del viento:

$$P_w = q_s \cdot C_q \cdot C_e \quad [A. 8.22]$$

Donde:

- $P_w$  es la presión de diseño del viento, en lb·ft<sup>-2</sup>.
- $q_s$  es la presión de estancamiento el viento a la altura estándar de 30 pies expresada en lb·ft<sup>-2</sup>.
- $C_q$  es un coeficiente de presión denominado factor de forma.
- $C_e$  es el coeficiente referente a la altura combinada.

Los valores de  $q_s$ ,  $C_q$  y  $C_e$  se encuentran tabulados en función de las condiciones climatológicas y las propias propiedades del equipo

Para una velocidad del viento de 180 km·h<sup>-1</sup>, 112,44 mph,  $q_s$  tiene un valor de 32,44 lb·ft<sup>-2</sup> (véase **Tabla A.16.30** del Anexo 16).

Para una configuración de recipiente redonda o elíptica  $C_q$  es igual a 0,8 (véase **Tabla A.16. 32** del Anexo 16 del presente Proyecto).

El factor  $C_e$  depende del tipo de exposición a la que se encuentra sometida la planta así como la altura total del recipiente. Para grandes plantas petroquímicas la exposición será tipo C.

Según la **Tabla A.16.31** del Anexo 16, para una exposición severa tipo C y una altura total del recipiente de 55 pies  $C_e$  tiene un valor de 1,5.

Sustituyendo todos estos valores en la **Expresión A.8.22** se obtiene:

$$P_w = 32,44 \frac{lb}{ft^2} \cdot 0,8 \cdot 1,5 = 38,93 lb/ft^2$$

Determinada la presión de diseño del viento, es necesario calcular el momento debido al viento en la posición analizada de acuerdo con la relación:

$$M_T = M - h_T \cdot (V - 0,5 \cdot P_w \cdot D_o \cdot h_T) \quad [A. 8.23]$$

En esta relación:

- $M_T$  es el momento debido a la altura  $h_T$  en ft·lb.
- $M$  es el momento máximo en la base expresado en lb·ft.
- $h_T$  es la distancia desde la base del suelo hasta la terminación del faldón en ft.
- $V$  es la fuerza cortante total en lb.
- $P_w$  es la presión de diseño debida al viento expresada en lb·ft<sup>-2</sup>.
- $D_o$  es el diámetro exterior del recipiente considerando al espesor del aislante en ft.

$M$  y  $V$  deben determinarse previamente por medio de las expresiones que se recogen a continuación:

$$M = P_w \cdot D_o \cdot H \cdot h_1 \quad [A. 8.24]$$

$$V = P_w \cdot D_o \cdot H \quad [A. 8.25]$$

$$h_1 = \frac{H}{2} \quad [A. 8.26]$$

Donde  $H$  es la altura total del recipiente en ft y  $h_1$  es el brazo de palanca en ft.

La altura total del sistema,  $H=55$  ft, nace de considerar la altura del faldón, la correspondiente al cuerpo central o carcasa, la de los fondos superior e inferior y la correspondiente a las dos faldillas. La altura del faldón es de 4,921 ft. El cálculo de la altura de los fondos se recoge en los **Apartados 8.3.2** y **8.3.3** del presente Anexo.

El diámetro exterior, considerando el espesor circunferencial calculado con posterioridad y teniendo en cuenta que el equipo no está provisto de aislante es de  $D_o=6,188$  ft.



La altura  $h_T$  es equivalente a la altura del faldón con lo cual  $h_T = h_{\text{faldón}} = 4,921 \text{ ft}$ .

Sustituyendo todos estos datos en las **Ecuaciones A.8.26, A.8.24, A.8.25 y A.8.23** se tiene:

$$h_1 = \frac{55 \text{ ft}}{2} = 27,5 \text{ ft}$$

$$M = 38,93 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \cdot 6,19 \text{ ft} \cdot 55 \text{ ft} \cdot 27,5 \text{ ft} = 3,64 \cdot 10^5 \text{ lb} \cdot \text{ft}$$

$$V = 38,93 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \cdot 6,19 \text{ ft} \cdot 55 \text{ ft} = 1,32 \cdot 10^4 \text{ lb}$$

$$\begin{aligned} M_T &= 3,64 \cdot 10^5 \text{ ft} \cdot \text{lb} - 4,921 \text{ ft} \cdot \left( 1,32 \cdot 10^4 \text{ lb} - 0,5 \cdot 38,93 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \cdot 6,19 \text{ ft} \cdot 4,921 \text{ ft} \right) \\ &= 3 \cdot 10^5 \text{ lb} \cdot \text{ft} \end{aligned}$$

Determinados todos estos parámetros es posible calcular el espesor debido a la carga por viento gracias a la expresión:

$$t_v = \frac{12 \cdot M_T}{R^2 \cdot \pi \cdot S \cdot E} \quad [\text{A. 8.27}]$$

Donde:

- $t_v$  es el espesor debido a la carga por viento en in.
- $M_T$  es el momento máximo en la base en lb·ft.
- $R$  es el radio medio del recipiente considerando el aislante en in.
- $S$  es la tensión máxima admisible del material en psi.
- $E$  es la eficiencia de la soldadura

Todos estos valores ya son conocidos con lo cual:

$$t_v = \frac{12 \cdot 3 \cdot 10^5 \text{ lb} \cdot \text{ft}}{\left( \frac{6,19}{2} \text{ ft} \cdot \frac{12 \text{ in}}{1 \text{ ft}} \right)^2 \cdot \pi \cdot 15700 \text{ psi} \cdot 0,85} = 0,0622 \text{ in}$$

Calculados los espesores debido a cada una de las tres tensiones consideradas, se toma el circunferencial por ser el mayor de todos. A este valor se le añade el espesor debido al desgaste por corrosión,  $C$ . Para una vida útil del material de 15 años y un desgaste por corrosión anual de 5 milésimas de pulgada:

$$C = 15 \cdot 0,005 = 0,075 \text{ in}$$

Por lo que:

$$t_{circ} = 1,134 \text{ in} + 0,075 \text{ in} = 1,209 \text{ in}$$

Por tanto el espesor considerado para la cubierta será de 3,07 centímetros.

Comercialmente se elige uno superior e igual a 1,25 pulgadas, es decir, 3,175 centímetros.

Por último se comprueba que este espesor es mayor al mínimo:

$$t_{cir} = 31,75 \text{ mm} > t_{min} = 6,905 \text{ mm}$$

### **8.3.2.- Determinación del tipo de cúpula**

Existen tres clases de fondos posibles a la hora de diseñar el separador. La clase concreta se selecciona teniendo en cuenta las dimensiones del diámetro del separador y la presión a la que va a estar sometido el equipo. Para el caso que se aborda, se elige la cúpula elíptica adecuada para trabajar en equipos con un diámetro inferior a 15 ft y presiones superiores a 100 psig [Svrcek, W.Y., Monnery, W.D.].

### **8.3.3.- Cálculo de las dimensiones de la cúpula**

Seleccionada el fondo superior a emplear en el diseño del separador, se debe proceder a calcular cuál debe ser el espesor del casco para la misma. Dicho espesor se obtiene por medio de la ecuación recogida a continuación:

$$t = \frac{(P \cdot D)}{(2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P)} + C \quad [A. 8.28]$$

Esta expresión es análoga a la existente para el cálculo del espesor de la cubierta de manera que las unidades y el valor de las variables que intervienen son idénticos. Sustituyendo pues estos datos en la **Ecuación A.8.28** se tiene:

$$t = \frac{(412,78 \text{ psi} \cdot 72 \text{ in})}{(2 \cdot 15700 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,2 \cdot 412,78 \text{ psi})} + 0,075 \text{ in} = 1,192 \text{ in}$$

Por lo que el fondo superior tendrá un espesor igual a 3,0272 cm.

Conocido el valor del espesor del fondo superior es posible calcular el de la faldilla teniendo en cuenta que su forma cilíndrica le confiere las mismas propiedades que a la cubierta a la hora de calcular el espesor.

Comprobada la escasa influencia de las cargas por viento en el diseño mecánico del sistema, el espesor de la faldilla se determinará teniendo en cuenta sólo las tensiones circunferenciales y longitudinales producidas por la tensión interna del recipiente.

### ***Tensiones circunferenciales***

Se determinan por medio de la ya conocida expresión:

$$t_{circ} = \frac{(P \cdot R)}{(S \cdot E - 0,6 \cdot P)} \quad [A.8.29]$$

Los valores que intervienen en la ecuación son los mismos que los empleados en el cálculo de la cubierta por lo que:

$$t_{cir} = \frac{(412,78 \text{ psi} \cdot 36 \text{ in})}{(15700 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 412,78 \text{ psi})} = 1,134 \text{ in}$$

### ***Tensiones longitudinales***

Para su cálculo se recurre a la expresión:

$$t_{lon} = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P} \quad [A.8.30]$$

Sustituyendo las variables se obtiene:

$$t_{lon} = \frac{412,78 \text{ psi} \cdot 36 \text{ in}}{(2 \cdot 15700 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 412,78 \text{ psi})} = 0,553 \text{ in}$$

Conocidos los espesores requeridos para cada una de estas tensiones, se elige el correspondiente al circunferencial por razones de seguridad en el diseño. Por último, se considera la aportación debida al efecto de la corrosión de manera que:

$$t = 1,134 \text{ in} + 0,075 \text{ in} = 1,209 \text{ in}$$

Se elige un valor comercial superior e igual a 1,25 pulgadas

La altura de la faldilla será la mayor de estos tres valores:

$$h = 0,3 \cdot \sqrt[2]{D_e} \cdot e_f \quad [A. 8.31]$$

$$h \geq 3 \cdot e_f \quad [A. 8.32]$$

$$h \geq 25 \text{ mm} \quad [A. 8.33]$$

Siendo:

$$D_e = D_i + 2 \cdot t_{circ} \quad [A. 8.34]$$

Donde:

- h es la altura de la faldilla en milímetros.
- $D_e$  es el diámetro exterior de la faldilla en mm.
- $e_f$  es el espesor de la faldilla en mm.
- $D_i$  es el diámetro interior de la cúpula en mm.
- $t_{circ}$  es el espesor de la faldilla debido a las tensiones circunferenciales.

Sustituyendo las variables en las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$D_e = 1828,8 \text{ mm} + 2 \cdot 31,75 \text{ mm} = 1892,3 \text{ mm}$$

$$h = 0,3 \cdot \sqrt{1892,3 \text{ mm} \cdot 31,75 \text{ mm}} = 73,53 \text{ mm}$$

$$h \geq 3 \cdot 31,75 \text{ mm} = 95,25 \text{ mm}$$

$$h \geq 25 \text{ mm}$$

Por tanto la altura de la faldilla es de 95,25 mm.

Conocidos tanto los espesores de la cúpula como de la faldilla, se determinarán las dimensiones características para la cúpula seleccionada: altura, área y volumen.

Para ello se hace uso de las siguientes relaciones:

$$h = \frac{D_i}{4} \quad [A. 8.35]$$

$$S = 1,08 \cdot D_o^2 \quad [A. 8.36]$$

$$V = 0,13075 \cdot D_i^3 \quad [A. 8.37]$$

$$D_o = D_i + 2 \cdot t_{cubierta} \quad [A. 8.38]$$

Donde:

- h es la altura de la cúpula expresada en metros.
- $D_i$  es el diámetro interior de la cúpula en m.
- S es la superficie de la cúpula en  $m^2$ .
- V es el volumen de la cúpula en  $m^3$ .
- $D_o$  es el diámetro exterior de la de la cúpula en m.
- $t_{cubierta}$  es el espesor de la cubierta en m.

Los valores que intervienen en las relaciones anteriores ya son conocidos con lo que:

$$D_o = 1,8288 \text{ m} + 2 \cdot 0,030272 \text{ m} = 1,8893 \text{ m}$$

$$h = \frac{1,8288 \text{ m}}{4} = 0,4572 \text{ m}$$

$$S = 1,08 \cdot (1,8893 \text{ m})^2 = 3,85 \text{ m}^2$$

$$V = 0,13075 \cdot (1,8288 \text{ m})^3 = 0,799 \text{ m}^3$$

### 8.3.4.- Cálculo de las dimensiones del fondo inferior

Debido a que las condiciones de presión a las que estará sometido el fondo inferior son análogas a las del superior, se opta por el diseño de un fondo elíptico.

De forma análoga al cálculo desarrollado en el caso del fondo superior, la presión de diseño se considera un 10% superior a la de trabajo por tanto  $P_{\text{diseño}}=412,78$  psi.

Considerando los mismos valores ya especificados para las variables que intervienen en la ecuación se obtiene:

$$t = \frac{(P \cdot D)}{(2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P)} + C \quad [A. 8.39]$$

Esta expresión es análoga a la existente para el cálculo del espesor de la cubierta de manera que las unidades y el valor de las variables que intervienen son idénticos. Sustituyendo pues estos datos en la **Ecuación A.8.39** se tiene:

$$t = \frac{(412,78 \text{ psi} \cdot 72 \text{ in})}{(2 \cdot 15700 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,2 \cdot 412,78 \text{ psi})} + 0,075 \text{ in} = 1,192 \text{ in}$$

Por lo que el fondo inferior tendrá un espesor igual a 3,027 centímetros.

Conocido el valor del espesor del fondo inferior es posible calcular el de la faldilla teniendo en cuenta que su forma cilíndrica le confiere las mismas propiedades que a la cubierta a la hora de calcular el espesor.

#### ***Tensiones circunferenciales***

Se determinan por medio de la ya conocida expresión:

$$t_{\text{circ}} = \frac{(P \cdot R)}{(S \cdot E - 0,6 \cdot P)} \quad [A. 8.40]$$

Los valores que intervienen en la ecuación son los mismos que los empleados en el cálculo de la cubierta por lo que:

$$t_{cir} = \frac{(412,78 \text{ psi} \cdot 36 \text{ in})}{(15700 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 412,78 \text{ psi})} = 1,134 \text{ in}$$

### ***Tensiones longitudinales***

Para su cálculo se recurre a la expresión:

$$t_{lon} = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P} \quad [A. 8.41]$$

Sustituyendo las variables se obtiene:

$$t_{lon} = \frac{412,78 \text{ psi} \cdot 36 \text{ in}}{(2 \cdot 15700 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 412,78 \text{ psi})} = 0,553 \text{ in}$$

Conocidos los espesores requeridos para cada una de estas tensiones, se elige el correspondiente al circunferencial por razones de seguridad en el diseño. Por último, se considera la aportación debida al efecto de la corrosión de manera que:

$$t = 1,134 \text{ in} + 0,075 \text{ in} = 1,209 \text{ in}$$

Se elige un valor comercial superior e igual a 1,25 pulgadas.

La altura de la faldilla será la mayor de estos tres valores:

$$h = 0,3 \cdot \sqrt[2]{(D_e \cdot e_f)} \quad [A. 8.42]$$

$$h \geq 3 \cdot e_f \quad [A. 8.43]$$

$$h \geq 25 \text{ mm} \quad [A. 8.44]$$

$$D_e = D_i + 2 \cdot t_{circ} \quad [A. 8.45]$$

Sustituyendo las variables en las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$D_e = 1828,8 \text{ mm} + 2 \cdot 31,75 \text{ mm} = 1892,3 \text{ mm}$$

$$h = 0,3 \cdot \sqrt{1892,3 \text{ mm} \cdot 31,75 \text{ mm}} = 73,53 \text{ mm}$$

$$h \geq 3 \cdot 31,75 \text{ mm} = 95,25 \text{ mm}$$

$$h \geq 25 \text{ mm}$$

Por tanto la altura de la faldilla es de 95,25 mm.

Conocidos tanto los espesores de la cúpula como de la faldilla, se determinarán las dimensiones características para la cúpula seleccionada: altura, área y volumen.

Para ello se hace uso de las siguientes relaciones:

$$h = \frac{D_i}{4} \quad [A. 8.46]$$

$$S = 1,08 \cdot D_o^2 \quad [A. 8.47]$$

$$V = 0,13075 \cdot D_i^3 \quad [A. 8.48]$$

$$D_o = D_i + 2 \cdot t_{cubierta} \quad [A. 8.49]$$

Los valores que intervienen en las relaciones anteriores ya son conocidos con lo que:

$$D_o = 1,8288 \text{ m} + 2 \cdot 0,03027 \text{ m} = 1,8893 \text{ m}$$

$$h = \frac{1,8288 \text{ m}}{4} = 0,4572 \text{ m}$$

$$S = 1,08 \cdot (1,8893 \text{ m})^2 = 3,85 \text{ m}^2$$

$$V = 0,13075 \cdot (1,8288 \text{ m})^3 = 0,799 \text{ m}^3$$



### 8.3.5.- Dimensiones definitivas

Al llevar a cabo el diseño de las tres componentes del separador, se han obtenido tres valores distintos del espesor requerido por la pared para soportar las tensiones a las que se halla sometido. Debido a este hecho, es posible optar por una de estas tres alternativas al diseñar el equipo:

- Construir todo el separador con el mismo espesor de pared, que correspondería con el mayor de los tres obtenidos.
- Construir el separador con el menor de los espesores obtenidos y disponer de anillos de tensión en la zona que requieren un espesor mayor.
- Construir cada región del separador con el espesor calculado para cada una de ellas y emplear las soldaduras adecuadas para cada una de las uniones.

Por razones económicas y de seguridad, se opta por diseñar el separador con el espesor mayor que se corresponde con el de la cubierta, es decir, 31,75 centímetros.

Para este nuevo espesor, es necesario recalcular las dimensiones características de la cúpula y del fondo inferior que serán análogas, por lo tanto aplicando las **Ecuaciones A.8.49, A.8.46, A.8.47 y A.8.48** se tiene:

$$D_o = 1,8923 \text{ m}$$

$$h = \frac{1,8288 \text{ m}}{4} = 0,4572 \text{ m}$$

$$S = 1,08 \cdot (1,8923 \text{ m})^2 = 3,86 \text{ m}^2$$

$$V = 0,13075 \cdot (1,8288 \text{ m})^3 = 0,799 \text{ m}^3$$

A continuación, se tabulan las dimensiones definitivas de cada una de las partes que componen el separador:

Tabla A.8.5:  
Diseño mecánico del Separador

<b>Dimensión</b>	<b>Valor</b>
Espesor de la cubierta	0,03175 m
D interno cubierta	1,8288 m
D exterior cubierta	1,892 m
Espesor de la cúpula	0,03175 m
Altura de la cúpula	0,4572 m
Área de la cúpula	3,86 m <sup>2</sup>
Volumen de la cúpula	0,799 m <sup>3</sup>
D exterior de la cúpula	1,892 m
Espesor del fond	0,03175 m
Altura del fondo	0,4572 m
D exterior del fondo	1,892 m
Área del fondo	3,86 m <sup>2</sup>
Volumen del fondo	0,799 m <sup>3</sup>

## **ANEXO 9: DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR IC-03**

### **9.1.- Introducción**

En este Anexo a la Memoria se exponen los cálculos relacionados con el diseño del intercambiador IC-03. Destacar que se sigue la misma metodología que en el resto de intercambiadores.

### **9.2.- Caracterización de la corriente de entrada**

Antes de proceder a la separación del ciclohexano del resto de los componentes (metano, hidrógeno y tolueno) en la columna de rectificación, se lleva a cabo un intercambio de calor de esta corriente para elevarle su temperatura y optimizar así la separación del compuesto deseado. La corriente aumenta su temperatura desde 45,1 °C a 130 °C.

Las propiedades que se listan a continuación se han tomado del simulador Hysys. La viscosidad se ha determinado mediante la **Figura A.16.1** del Anexo 16.

Las propiedades físicas que caracterizan el fluido frío son:

- Viscosidad media de la corriente:  $1,64 \cdot 10^{-4}$  Pa·s
- Densidad media de la corriente:  $75,045 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Temperatura de entrada: 318,09 K
- Temperatura de salida: 403 K
- Temperatura media: 360,55 K

En cuanto al fluido calefactor presenta las propiedades siguientes:

- Viscosidad media de la corriente:  $1,50 \cdot 10^{-5}$  Pa·s
- Densidad media de la corriente:  $595,9 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Temperatura de entrada: 510,09 K
- Temperatura de salida: 414,1 K
- Temperatura media: 462,65 K

### **9.3.- Selección del tipo de intercambiador**

Como se indica en la Memoria Descriptiva, se elige un intercambiador del tipo coraza y tubos por ser el más utilizado en la industria. Por el intercambiador pasará una corriente a través de los tubos y otra corriente por la carcasa, incorporando placas deflectoras para inducir una mayor transferencia de calor.

### **9.4.- Asignación de flujos**

Según los criterios expuestos en el **Apartado 9.4.1.1** de la Memoria Descriptiva, la corriente de colas de la columna de destilación circulará por el lado de la carcasa, y corresponde al fluido caliente, mientras que el fluido frío será la corriente procedente de la zona de reacción y circulará por los tubos, ya que presenta mayor presión que la corriente caliente.

### **9.5.- Calor intercambiado**

El calor intercambiado entre el fluido que circula por los tubos y el fluido que pasa por la carcasa, se toma del simulador y tiene un valor de:

$$Q = 5.091.052,91 \text{ J/s}$$

### **9.6.- Diagrama térmico**

En la siguiente figura se puede observar la variación de temperatura que experimentan los fluidos, tanto en el interior como en exterior de los tubos.

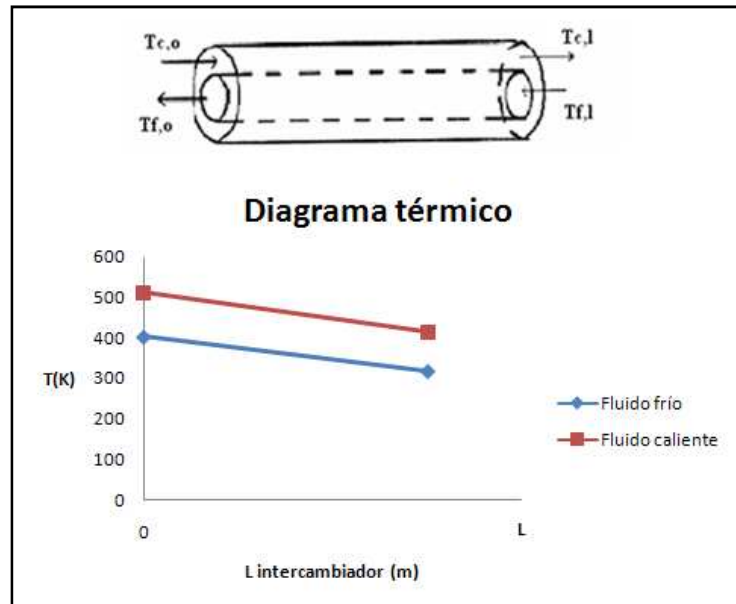


Figura A.9.1: Diagrama térmico del intercambiador de calor

### 9.7.- Características de los tubos, tipo de intercambiador, material de diseño

- Se diseña un intercambiador de calor de coraza y tubos, con un paso por carcasa.
- Se eligen tubos de diámetro exterior 0,75 pulgadas y diámetro interno de 0,532 pulgadas.
- Configuración triangular a 0,938 pulgadas.
- Acero al carbono SA-285.

### 9.8.- Diferencia de temperatura media logarítmica

Se calcula la temperatura media logarítmica con la siguiente ecuación:

$$LMTD = \frac{(T_{C,L} - T_{F,L}) - (T_{C,O} - T_{F,O})}{\ln \frac{(T_{C,L} - T_{F,L})}{(T_{C,O} - T_{F,O})}} \quad [A. 9.1]$$

Sustituyendo los valores de temperatura de las corrientes:

$$LMTD = \frac{(414,1 - 318,09) - (510,09 - 403)}{\ln \frac{(414,1 - 318,09)}{(510,09 - 403)}} = 101,99K$$

Para determinar el factor de corrección gráficamente, se estimarán a priori los parámetros P y R, mediante las ecuaciones:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Sabiendo que T y t representan las temperaturas del lado de la carcasa y de lado del tubo, respectivamente, y que los subíndices 1 y 2 se refieren a la entrada y la salida de cada corriente, sustituyendo los valores conocidos, se tiene:

$$P = \frac{403 - 318,09}{510,9 - 318,09} = 0,44$$

$$R = \frac{510,9 - 414,4}{403 - 318,09} = 1,14$$

Ayudándonos de la **Figura A.2.3** del Anexo 2, se tiene que el factor de corrección es  $f=0,91$ .

Y por tanto la diferencia de temperatura media logarítmica es:

$$\Delta T_m = 0,91 \cdot 101,99 K = 92,82 K$$

## 9.9.- Coeficiente global de intercambio de calor

Como en los demás intercambiadores, se determina el coeficiente global de intercambio de calor a partir de la expresión:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + R_{f,i}'' \frac{D_o}{D_i} + \frac{D_o \cdot \ln(r_o/r_i)}{2 \cdot k_m} + R_{f,o}'' + \frac{1}{h_o} \quad [A. 9.2]$$

Se halla este coeficiente basado en el área exterior.

**Coefficiente de película interna ( $h_i$ )**

Se calcula este coeficiente a partir de la ecuación del Nu:

$$Nu_d = \frac{h \cdot D_i}{k} \quad [A.9.3]$$

Despejando de la ecuación anterior se obtiene:

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{D_i} \quad [A.9.4]$$

En la tabla siguiente se muestran los datos necesarios para hallar este coeficiente individual. Los valores de las propiedades se toman a la temperatura media de la corriente de entrada y salida ( $T_m=360,55$  K). La composición de la corriente se obtiene del simulador Hysys. La viscosidad de cada compuesto se ha obtenido mediante la **Figura A.16.1** del Anexo 16. En cuanto al Prandtl y la conductividad térmica de cada componente se han tomado de las **Tablas A.16.6, A.16.7 y A.16.8** del Anexo 16.

Tabla A.9.1:  
Propiedades de los compuestos del fluido que circula por los tubos

<b>Propiedades</b>	<b>Unidades</b>	<b>Tolueno</b>	<b>Ciclohexano</b>	<b>Metano</b>	<b>Hidrogeno</b>
Composición	-	0,000372	0,4378	0,1829	0,3789
Pr	-	4,8736	4,6173	0,7378	0,71
K	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	0,1175	0,1105	0,04284	0,2056
$\mu$	Pa·s	$3,02 \cdot 10^{-4}$	$3,61 \cdot 10^{-4}$	$1,30 \cdot 10^{-5}$	$1,02 \cdot 10^{-5}$

Las propiedades se tabulan a continuación

Tabla A.9.2:  
Propiedades de la corriente que circula por los tubos

<b>Propiedades</b>	<b>Valores</b>
$T_m$	360,545 K
Pr	2,43
k	$0,134 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
$\mu$	$1,64 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s$
$W_m$	$19,5 kg \cdot s^{-1}$
$D_i$	0,0135 m

Se determina el valor del Re:

$$Re = \frac{4 \cdot W_m}{\mu \cdot \pi \cdot D_i} \quad [A. 9.5]$$

$$Re = \frac{4 \cdot 19,5 \frac{kg}{s}}{1,64 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s \cdot \pi \cdot 0,0135 m} = 1,12 \cdot 10^7$$

Con el valor de Re se estima el Nu:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot Pr^n \quad [A. 9.6]$$

$$Nu_d = 0,023 \cdot (1,12 \cdot 10^7)^{4/5} \cdot 2,43^{0,4} = 1,43 \cdot 10^4$$

Por último, el coeficiente individual de película interna es:

$$h_i = \frac{1,43 \cdot 10^4 \cdot 0,134 \frac{W}{m \cdot K}}{0,0135 m} = 1,42 \cdot 10^5 W/m^2 \cdot K$$

### Factor de incrustación interno ( $R_{f,i}$ ) y externo ( $R_{f,o}$ )

Estos dos factores suelen tomar valores de  $0,0004 m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$  y  $0,0002 m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$  respectivamente [Mendía Urquiola, 1994].

### Coefficiente de película externa ( $h_o$ )

Se calcula de la misma manera que el coeficiente de película interna. En la siguiente tabla se adjuntan los datos necesarios para determinar este coeficiente. La viscosidad de cada compuesto se ha obtenido mediante la **Figura A.16.1** del Anexo 16. En cuanto al Prandtl y la conductividad térmica de cada componente se han tomado de las **Tablas A.16.6, A.16.7 y A.16.8** del Anexo 16. La composición de la corriente se obtiene del simulador Hysys.



Tabla A.9.3:  
Propiedades de los compuestos del fluido que circula por la carcasa

<b>Propiedades</b>	<b>Unidades</b>	<b>Tolueno</b>	<b>Ciclohexano</b>	<b>Metano</b>
Composición	-	0,000862	0,999122	0,000016
Pr	-	3,804	1,01	0,736
K	W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	0,0871	0,0901	0,0601
μ	Pa·s	4,59·10 <sup>-5</sup>	1,50·10 <sup>-5</sup>	1,60·10 <sup>-5</sup>

A continuación se muestra el resultado correspondiente a la media ponderada de cada una de las propiedades recogidas en la tabla anterior para la corriente que circula por la carcasa.

Tabla A.9.4:  
Propiedades de la corriente que circula por la carcasa

Propiedades	Valores
T <sub>m</sub>	462,65 K
Pr	1,007
k	0,0901 W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
μ	1,50·10 <sup>-5</sup> Pa·s <sup>-1</sup>
W <sub>m</sub>	17,5 kg·s <sup>-1</sup>
D <sub>o</sub>	0,0191 m

Conocidas estos parámetros se está en disposición para determinar el coeficiente individual de calor por el lado de la carcasa.

$$Re = \frac{4 \cdot 17,5 \frac{kg}{s}}{1,50 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s \cdot \pi \cdot 0,0191 m} = 7,77 \cdot 10^7$$

$$Nu_d = 0,023 \cdot (7,77 \cdot 10^7)^{4/5} \cdot 1,007^{0,4} = 4,74 \cdot 10^4$$

$$h_o = \frac{4,74 \cdot 10^4 \cdot 0,0901 \frac{W}{m \cdot K}}{0,0191 m} = 2,24 \cdot 10^5 W/m^2 \cdot K$$

### Conductividad térmica del material ( $k_m$ )

De la misma manera que para el intercambiador IC-01, la conductividad térmica para acero al carbono SA-285 se obtiene de bibliografía [Perry et al., 2001] e interpolando para la temperatura máxima de las corrientes  $T=510,09$  K se obtiene un valor de:

$$k_m = 5,73 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

Con todos estos parámetros se obtiene un valor del coeficiente global de:

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_o} = & \frac{0,0191 \text{ m}}{1,42 \cdot 10^5 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} \cdot 0,0135 \text{ m}} + 0,0004 \cdot \frac{0,01091 \text{ m}}{0,0135 \text{ m}} + \frac{0,0191 \cdot \text{Ln}\left(\frac{0,009525}{0,00676}\right)}{2 \cdot 5,73 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}}} \\ & + 0,0002 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}} + \frac{1}{2,24 \cdot 10^5 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2}} = 1,03 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \end{aligned}$$

$$U_o = 970,87 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

### 9.10.- Área necesaria

Se calcula el área de intercambio de calor requerida para elevar la temperatura de la corriente de entrada en la columna de destilación.

$$A_{necesaria} = \frac{Q}{U_o \cdot \Delta T_m} \quad [A. 9.7]$$

$$A_{necesaria} = \frac{5.091.052,91 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{970,87 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 92,82 \text{ K}} = 56,74 \text{ m}^2$$

### 9.11.- Cálculo Número de Tubos

El número de tubos se halla en función de la velocidad de circulación de la corriente por el interior de los tubos.

$$N_{tubos} = \frac{m_f}{v \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \cdot \rho} \quad [A. 9.8]$$

Donde:

- v: es la velocidad de paso del fluido (9 m·s<sup>-1</sup>).
- ρ: es la densidad de la corriente fría (75,045 kg·m<sup>-3</sup>).

La velocidad del fluido de nuevo se fija según la **Tabla A.16.19** del Anexo 16. Se considera la corriente como vapor sobrecalentado y la presión del sistema está comprendida entre 101 y 900 psi para un diámetro de conducción de hasta seis pulgadas. Se toma en esta ocasión un valor de 9m·s<sup>-1</sup>, ya que es el valor más adecuado para no obtener una pérdida de carga excesiva en el intercambiador.

$$N_{tubos} = \frac{19,5 \frac{kg}{s}}{9 \frac{m}{s} \cdot \frac{\pi \cdot (0,0135)^2 m^2}{4} \cdot 75,045 \frac{kg}{m^3}} = 201,7$$

Mirando la **Tabla A.16.14** del Anexo 16, se fija un número de tubos de 342, que corresponde a dos pasos por tubo, un diámetro de carcasa de 0,54 metros y un valor para el pitch de 0,0238 metros (15/16 in).

## 9.12.- Cálculo longitud de los tubos

Del mismo modo que para el intercambiador IC-01, se determina la longitud de los tubos en función del diámetro de los tubos y del área de intercambio necesario para calentar la corriente que circula por los tubos.

$$A_o = \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N_t \quad [A. 9.9]$$

$$L = \frac{A_o}{\pi \cdot D_o \cdot N_t} \quad [A. 9.10]$$

$$L = \frac{56,74 m^2}{\pi \cdot 0,0191 m \cdot 342} = 2,76 m = 9,05 ft$$

Teniendo en cuenta una longitud normalizada, se toma un valor inmediatamente superior al necesario. Según esto, los tubos tendrán una longitud de 3,05 metros, es decir, 10 pies.

### **9.13.- Tamaño de la carcasa**

Considerando un paso por carcasa y 342 tubos, según especifica la **Tabla A.16.14** del Anexo 16, la carcasa tendrá un diámetro de 0,54 metros.

### **9.14.- Deflectores**

Para determinar el número de deflectores que irán provistos en la carcasa se utiliza la expresión.

$$N_c = \frac{l}{P_{def}} \quad [A. 9.11]$$

Para el cálculo del espaciamiento entre los deflectores, se calcula la media entre la separación mínima y máxima, considerándose el número entero más próximo (en dm).

La separación mínima entre deflectores ( $P_{def\ mín}$ ) será el mayor de estos valores:

- 1/5 del diámetro interior de la carcasa (0,108 m).
- 2 in (0,0508 m).

Se tomará el primero de los valores, esto es  $P_{(def\ mín)}=0,108$  m.

Para la separación máxima, está limitada por los valores que presenta la **Tabla A.2.6**. En función del diámetro exterior de la carcasa y el material de los tubos, el espaciamiento máximo entre placas es de 60 in (1,524 m).

Se considera como espaciamiento entre los deflectores el número entero más próximo (en dm) a la media entre los calculados.

$$P_{def} = \frac{0,108\ m + 1,524\ m}{2} = 0,8\ m = 31\ in$$

Por tanto el número de deflectores es:

$$N_c = 3,74$$

La unidad más cercana, y por tanto, el número de deflectores del intercambiador serán cuatro.

$$N_c = 4$$

El espesor para un diámetro de carcasa de 0,54 metros y un espaciamiento entre deflectores de 0,8 metros, es de 6,4 milímetros (1/4 in), según se puede observar en la **Tabla A.2.7** del Anexo 2.

Por último, con respecto al diámetro de la placa deflectora será ligeramente inferior al de la carcasa, esto es 0,54 metros, y posee un segmento libre igual al 25% del diámetro interior de la carcasa.

## **9.15.- Diseño mecánico**

### **9.15.1.- Espesor de los tubos**

De acuerdo con el Código ASME B31.3, el espesor de los tubos se calcula mediante la siguiente expresión:

$$t = \left( \frac{P_D \cdot D_o}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)} + C \right) \cdot \frac{1}{1 - (M/100)} \quad [A.9.12]$$

- Presión de diseño ( $P_D$ )

$$P_{oper} = 506,92 \text{ psi}$$

$$P_D = 1,1 \cdot P_{oper} = 1,1 \cdot 506,92 \text{ psi} = 557,61 \text{ psi}$$

- Diámetro exterior ( $D_o$ )

El diámetro exterior de los tubos del intercambiador es 0,75 pulgadas (véase **Tabla 16.14** del Anexo 16).

- Tensión máxima admisible (S)

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME B31.3, para tuberías de acero al carbono SA-285 sometidas a una temperatura de hasta 300 °F (temperatura inmediatamente superior a la temperatura máxima del fluido que circula por los tubos, 266 °F) la tensión máxima admisible tiene un valor de  $S=15700$  psi (véase **Tabla A.16.10** del Anexo 16).

- Eficiencia de la soldadura (E)

Según la tabla UW-12 del Código ASME VIII-Div.1, para una junta a tope de doble cordón de soldadura o mediante otro método con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado sobre la superficie exterior e interior de la pieza, el valor para la eficiencia de junta se considera igual a la unidad.

- Factor Y

Al igual que para el intercambiador IC-01, este factor toma un valor de 0,4 según la **Tabla A.16.16** del Anexo 16, teniendo en cuenta que la temperatura de diseño no excede los 900 °F y que los tubos están contruidos en acero al carbono SA-285,  $Y=0,4$ .

- Margen de corrosión (C)

Un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año es satisfactorio para recipiente y tuberías. Para el intercambiador de calor se considera un valor moderado para la vida de operación, principalmente por razones de seguridad, así que se asume un periodo de 15 años. Por lo tanto:

$$C = 15 \text{ años} \cdot 0,005 \text{ in/año} = 0,075 \text{ in} = 0,1905 \text{ cm}$$

- Tolerancia de fabricación (M)

La tolerancia en el espesor de pared es de -12,5%.

Sustituyendo todos los valores de las variables explicadas en la **Ecuación A.9.12**:

$$t = \left( \frac{557,61 \text{ psi} \cdot 0,75 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 557,61 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{12,5}{100}\right)} = 0,101 \text{ in}$$

El espesor normalizado será de 0,109 in (12BWG), valor inmediatamente superior al calculado.

### 9.15.2.- Espesor de la carcasa

Antes de comenzar el cálculo de la carcasa de este intercambiador de calor se indicará los valores de los parámetros básicos para el cálculo del espesor de la carcasa.

- Espesor mínimo de pared:

- Exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}(mm) = 2,5 + C$$

$$t_{min} = 2,5 \text{ mm} + 1,905 \text{ mm} = 4,405 \text{ mm} = 0,4405 \text{ cm} = 0,173 \text{ in}$$

- Según la fórmula para aceros al carbono:

$$t_{min}(mm) = 5 + C = 5 \text{ mm} + 1,905 \text{ mm} = 6,905 \text{ mm}$$

$$t_{min} = 6,905 \text{ mm} = 0,0069 \text{ m} = 0,271 \text{ in}$$

Se elige de momento el de mayor valor (0,271 in). Se comprobará luego que el espesor mínimo de pared por norma es menor que el espesor obtenido mediante las fórmulas correspondientes.

- Presión de diseño ( $P_D$ )

Se tomará como presión de diseño la mayor de dos valores:

- Una presión de diseño de 30 psi (2,1 kg/cm<sup>2</sup>).
- Un 10% más de la presión de operación.

$$P_{oper} = 318,71 \text{ psi}$$

$$P_D = 1,1 \cdot P_{oper} = 1,1 \cdot 318,71 \text{ psi} = 350,58 \text{ psi}$$

Por tanto la presión de diseño será 350,58 psi.

- Temperatura de diseño ( $T_D$ )

$$T(^{\circ}\text{C}) = T_{m\acute{a}x.operaci\acute{o}n} + 20$$

En el caso del intercambiador de calor, la temperatura máxima de operación en el interior del equipo es 237,9 °C, luego:

$$T(^{\circ}\text{C}) = 237,9 \text{ }^{\circ}\text{C} + 20 \text{ }^{\circ}\text{C} = 257,9 \text{ }^{\circ}\text{C} = 496,22 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

- Tensión máxima admisible (S)

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME, para carcasas de acero al carbono SA-285 sometidas a una temperatura de hasta 500 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño), se tiene que  $S = 15700 \text{ psi}$  (Tabla **A.16.10** del Anexo 16).

- Eficiencia de la soldadura  $\epsilon$

El valor para la eficiencia de junta se considera, según la tabla UW-12 del código ASME VIII– Div.1, para una junta a tope con doble cordón de soldadura o mediante otro método con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado, y siendo una junta examinada por zonas, con un valor de  $E = 0,85$ .

Para el cálculo del espesor se requiere saber el tipo de tensiones a que está sometido el recipiente. Para ello se muestra a continuación una tabla con las tensiones posibles que pueden afectar al intercambiador.



Tabla A.9.5:  
Tensiones que influyen en el equipo (Megyesy E.F., 2001)

<b>CARGA</b>	<b>TENSIONES CIRCUNFERENCIALES</b>		<b>TENSIONES LONGITUDINALES</b>	
	<b>TRACCIÓN</b>	<b>COMPRESIÓN</b>	<b>TRACCIÓN</b>	<b>COMPRESIÓN</b>
<b>Peso</b>				X
<b>Viento</b>			X	X
<b>Seísmo</b>			X	X
<b>Presión interna</b>	X		X	
<b>Presión exterior</b>				

Dado que la tensión debida a viento y seísmo es despreciable frente a la ejercida por la presión interior, se considera tan solo la presión interior para realizar el cálculo de espesor.

A pesar de este cálculo, posteriormente se seleccionan los espesores comercialmente, tomando entonces un margen de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo.

Se halla el espesor necesario para soportar los dos tipos de tensiones a los que está sometido el recipiente (tensión circunferencial y longitudinal), y se toma el mayor de los dos valores obtenidos.

- $P_D = 350,58 \text{ psi}$
- $D_C = 21,25 \text{ in}$
- $S = 15700 \text{ psi}$
- $E = 0,85$
- $C = 0,075 \text{ in}$

***Tensiones circunferenciales***

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_D} \quad [A.9.13]$$

$$t_{circ} = \frac{350,58 \text{ psi} \cdot 10,625 \text{ in}}{15700 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 350,58 \text{ psi}} = 0,28 \text{ in}$$

### Tensiones longitudinales

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P_D} \quad [A. 9.14]$$

$$t_{long} = \frac{350,58 \text{ psi} \cdot 10,625 \text{ in}}{2 \cdot 15700 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 350,58 \text{ psi}} = 0,12 \text{ in}$$

El mayor espesor es el requerido para soportar las tensiones circunferenciales. A este espesor, se añade el desgaste por corrosión.

$$t_{carcasa} = 0,28 \text{ in} + 0,075 \text{ in} = 0,355 \text{ in}$$

$$t_{carcasa} = 0,355 \text{ in} = 0,9 \text{ cm}$$

Por último comprueba el espesor mínimo.

$$t_{obtenido} = 0,9 \text{ cm} = 0,355 \text{ in} > t_{min} = 0,6905 \text{ cm} = 0,271 \text{ in}$$

Por tanto, como este espesor obtenido es mayor que el espesor mínimo establecido para aceros al carbono, el espesor mínimo para la carcasa será el calculado, es decir, 0,355 in.

Comercialmente se tomará el inmediatamente superior.

$$t_{carcasa} = 0,36 \text{ in} = 0,00914 \text{ m} = 0,914 \text{ cm}$$

## 9.16.- Cálculo Pérdidas de Carga

### 9.16.1.- Pérdida de carga en el interior de los tubos

Se calcula la pérdida de carga por el interior de los tubos a partir de la ecuación de Fanning.

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{D_i \cdot \rho} \quad [A. 9.15]$$

En la tabla siguiente se muestran los datos necesarios para determinar la pérdida de carga en el interior de los tubos.

Tabla A.9.6:  
Parámetros para la determinación de la pérdida de carga

<b>Propiedades</b>	<b>Valores</b>
nt (paso por los tubos)	2
l (longitud de los tubos)	3,05 m
Nt (número de tubos)	342
M (caudal másico)	19,5 kg·s <sup>-1</sup>
d <sub>i</sub>	0,0135 m
μ	1,64·10 <sup>-4</sup> Pa·s
ρ	75,045 kg·m <sup>-3</sup>

Se calcula a continuación la velocidad másica:

$$G = \frac{4 \cdot M \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \quad [A.9.16]$$

$$G = \frac{4 \cdot 19,5 \frac{kg}{s} \cdot 2}{\pi \cdot 0,0135^2 m^2 \cdot 342} = 796,75 \text{ kg/m}^2 \cdot s$$

A partir de la velocidad másica, se determina el valor del Re para poder hallar el factor de fricción. Para aceros comerciales se obtiene una rugosidad relativa ε/d=0,0003 (véase **Tabla A.16.5** del Anexo 16).

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu}$$

$$Re = \frac{0,0135 m \cdot 796,75 \frac{kg}{m^2 \cdot s}}{1,64 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s} = 63.410,5$$

Con la gráfica de Moody (**Tabla A.16.4** del Anexo 16) se obtiene un valor del coeficiente de fricción f=0,02.

Sustituyendo en la ecuación de pérdida de carga (**Ecuación A.9.15**):

$$\Delta P_t = \frac{0,02 \cdot 796,75^2 \frac{kg^2}{m^4 \cdot s^2} \cdot 3,05 m}{0,0135 m \cdot 75,045 \frac{kg}{m^3}} = 38.222,44 kg/m \cdot s^2$$

Y convertido en bares:

$$\Delta P_t = 0,382 bar$$

### 9.16.2.- Pérdida de carga en la carcasa

A través del método de CERN se calcula la pérdida de carga en el lado de la carcasa.

$$\Delta P_c = \frac{f_c \cdot G_c^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_c}{\rho \cdot D_e} \quad [A. 9.17]$$

Se calcula la velocidad másica:

$$G_c = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot (D_c^2 - N_t \cdot D_o^2) \cdot X} \quad [A. 9.18]$$

El término M es el caudal másico del fluido que circula por la carcasa, correspondiente a  $17,5 kg \cdot s^{-1}$ .

El término asignado a X se refiere al cociente del área del segmento libre de la deflector a sección de la carcasa, es decir, el cociente entre el Pitch y el diámetro exterior de los tubos.

$$X = \frac{15/16 in}{0,75 in} = 1,25$$

Sabiendo que el diámetro de la carcasa es 0,54 metros y el número de tubos que comprende es 342, sustituyendo en la **Ecuación A.9.18**:

$$G_c = \frac{4 \cdot 17,5 \frac{kg}{s}}{\pi \cdot (0,54^2 m^2 - 342 \cdot 0,0191^2 m^2) \cdot 1,25} = 106,84 kg/s \cdot m^2$$

- *Determinación de  $f_c$*

Si la viscosidad del fluido que circula por la carcasa es  $1,50 \cdot 10^{-5}$  Pa·s, el Re adquiere un valor de:

$$Re = \frac{D_c \cdot G_c}{\mu}$$

$$Re = \frac{0,54 \text{ m} \cdot 106,84 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}}{1,50 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 3,82 \cdot 10^6$$

Para una rugosidad relativa  $\varepsilon/d=0,0002$ , el factor de fricción toma un valor de  $f_c=0,014$ .

El número de deflectores calculado en el **Apartado 9.15**, es de 4 deflectores.

- *Determinación de diámetro equivalente*

Se determina recurriendo a la siguiente expresión:

$$D_e = 4 \cdot \left\{ \frac{(4 \cdot P_t^2/3) - (\pi \cdot D_o^2/8)}{\pi \cdot D_o/2} \right\} \quad [\text{A. 9.19}]$$

$$D_e = 4 \cdot \left\{ \frac{(4 \cdot 0,0238^2/3) - (\pi \cdot 0,0191^2/8)}{\pi \cdot 0,0191/2} \right\} = 0,082 \text{ m}$$

La densidad de la corriente caliente es de  $595,9 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ . Este dato se ha tomado del simulador Hysys versión 3.2.

Sustituyendo en la ecuación de pérdida de carga en la carcasa (**Ecuación A.9.17**) se obtiene:

$$\Delta P_c = \frac{0,014 \cdot 106,84^2 \frac{\text{kg}^2}{\text{s}^2 \cdot \text{m}^4} \cdot (4 + 1) \cdot 0,54 \text{ m}}{595,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,082 \text{ m}} = 8,83 \text{ kg/m} \cdot \text{s}^2$$

$$\Delta P_c = 8,83 \cdot 10^{-5} \text{ bar}$$

Sumando por último las dos pérdidas de carga calculadas para el exterior e interior de los tubos se obtiene la pérdida total de presión por el equipo de intercambio de calor:

$$\Delta P_{total} = 0,382 + 8,83 \cdot 10^{-5} = 0,382 \text{ bar}$$

### **9.17.- Material de aislamiento**

Para el aislamiento del intercambiador IC-03, como en el resto de equipos se usará lana de roca. Se aísla la carcasa externa del intercambiador y se recubrirá el aislante con una chapa de aluminio. En la Tabla **A.16.33** del Anexo 16, se muestran los espesores estándar para lana de roca en función del intervalo de temperatura de operación.

Según esto, para una temperatura máxima de operación en la carcasa de hasta 237,9 °C, se obtiene un espesor de lana de roca de 80 milímetros.

## **ANEXO 10: DISEÑO DE LA COLUMNA DE RECTIFICACIÓN**

### **10.1.- Introducción**

En el presente PFC, se dispone a diseñar una columna de rectificación multicomponente de platos perforados, en la cual se procede a la purificación del ciclohexano producido de 44% molar hasta obtener la composición adecuada según especificaciones, esto es, 99,9% de pureza.

Destacar que el diseño de la torre se realiza mediante el simulador Hysys versión 3.2.

### **10.2.- Diseño de la columna**

#### **10.2.1.- Alimentación de la columna**

La alimentación entra a la columna a razón de  $70.340 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ , con una composición en ciclohexano de 44% molar, a una temperatura de  $130 \text{ }^\circ\text{C}$  y una presión de 23,5 bar, tras ser sometido a una reducción de presión por medio de una válvula reductora situada en la conducción de entrada a la torre.

#### **10.2.2.- Condición de alimentación**

Un aspecto importante a tener en cuenta es la forma en que entra la alimentación a la columna, es lo que se denomina la condición de alimentación.

Los valores que toma este parámetro son los siguientes.

- Líquido saturado:  $\phi = 1$
- Vapor saturado:  $\phi = 0$
- Mezcla líquido–vapor:  $\phi \in (0,1)$
- Líquido subenfriado:  $\phi > 1$
- Vapor subenfriado:  $\phi < 0$

Una forma de conocer la condición de alimentación es utilizando la fracción líquida que entra en el sistema,  $\phi$ .

El simulador empleado en el presente Proyecto, permite conocer la relación entre caudal de líquido y vapor que entra al sistema, por tanto este dato se tomará del simulador Hysys, adquiriendo el valor de:

$$\phi = 0,3$$

Por tanto, la alimentación a la columna es una mezcla líquido-vapor.

### **10.2.3.- Determinación del número de etapas mínimas, de la relación de reflujo y del número de etapas en equilibrio**

El método FUG es el más utilizado y se trata de una secuencia de cálculo propuesta por Fenske, Underwood y Gilliland para el cálculo del número de platos teóricos mínimos, la relación de reflujo mínima y el cálculo de la relación de reflujo y número de platos teóricos, respectivamente. Este método es un método de grupo aproximado basado en hallar el número de etapas en una sección de una columna directamente del conocimiento de las composiciones en los extremos de la sección.

#### **10.2.3.1.- Número mínimo de etapas. Ecuación de Fenske**

Para una separación dada de dos componentes clave de una separación multicomponente, es posible deducir una expresión exacta para el número mínimo de etapas de equilibrio que se necesitan, lo que corresponde a la condición de reflujo total en la que no entra alimentación ni se genera destilado ni residuo.

Fenske propone la siguiente expresión para determinar el número mínimo de etapas.

$$N_{min} = \frac{\log \left( \frac{x_{D(LK)}}{x_{D(HK)}} \cdot \frac{x_{W(HK)}}{x_{W(LK)}} \right)}{\log \alpha_m} \quad [A. 10.1]$$

Donde  $\alpha_m$  es la media geométrica entre las volatilidades relativas de cabeza y cola.

$$\alpha_m = \sqrt{(\alpha_{(LK)/(HK)})_D (\alpha_{(LK)/(HK)})_W} \quad [A. 10.2]$$

Siendo:



- $x_{D(LK)}$ : la composición en el destilado del componente clave ligero.
- $x_{D(HK)}$ : la composición en el destilado del componente clave pesado.
- $x_{W(LK)}$ : la composición en colas del componente clave ligero.
- $x_{W(HK)}$ : la composición en colas del componente clave pesado.
- $(\alpha_{(LK)/(HK)})_D$ : la volatilidad relativa de cabeza.
- $(\alpha_{(LK)/(HK)})_W$ : la volatilidad relativa de cola.

A continuación se explica el significado de componente clave ligero y clave pesado. Se define un componente clave como aquel que aparece en una cantidad apreciable en ambos productos, mientras que los restantes componentes, los no claves, solo aparecen en una de las corrientes de salida. La alimentación de la columna de rectificación en diseño está formada por ciclohexano, tolueno, hidrógeno y metano. Si se estudian los datos de las composiciones de cada uno de los compuestos de entrada en la torre, se observa que sólo el metano y el ciclohexano se reparten en cola y cabeza, esto es, aparecen en una cantidad apreciable en las dos corrientes de salida, mientras que el hidrógeno sólo aparece en cabeza y el tolueno es casi despreciable en la corriente de cabeza. Según esto, el ciclohexano y el metano son los componentes clave, tratándose el ciclohexano del clave pesado, ya que se trata del componente más pesado que aparece en la corriente de cabeza, y en cuanto al metano será el componente clave ligero, por tratarse del componente más ligero que aparece en la corriente de colas.

Se obtienen los datos de composición de cada componente mediante el simulador, de modo que:

- $x_{D(LK)} = 0,322$
- $x_{D(HK)} = 0,0119$
- $x_{W(LK)} = 0,00003$
- $x_{W(HK)} = 0,999$

Se calcula por último la volatilidad relativa de cabeza y cola. En cuanto a la primera de las volatilidades se halla como el cociente de la volatilidad del clave ligero y la volatilidad del clave pesado.

$$\alpha_{(LK)/(HK)_D} = \frac{(K_{LK})_D}{(K_{HK})_D} \quad [A. 10.3]$$

Siendo  $K_{LK,D}$  la volatilidad del componente clave ligero en el destilado, que se determina como el cociente de la composición en la fase vapor ( $y_{LK}$ ) y la composición en fase líquida ( $x_{LK}$ ) en el destilado de dicho componente clave.

$$(K_{LK})_D = \frac{(y_{LK})_D}{(x_{LK})_D} \quad [A. 10.4]$$

De la misma manera la volatilidad del componente clave pesado en el destilado se expresa como:

$$(K_{HK})_D = \frac{(y_{HK})_D}{(x_{HK})_D} \quad [A. 10.5]$$

La volatilidad relativa de cola se calcula de la misma manera, teniendo en cuenta la composición del clave ligero y clave pesado en la fase vapor y líquido en la corriente de cola.

$$\alpha_{(LK)/(HK)_W} = \frac{(K_{LK})_W}{(K_{HK})_W} \quad [A. 10.6]$$

$$(K_{LK})_W = \frac{(y_{LK})_W}{(x_{LK})_W} \quad [A. 10.7]$$

$$(K_{HK})_D = \frac{(y_{HK})_W}{(x_{HK})_W} \quad [A. 10.8]$$

A continuación se inserta una tabla que recoge los valores de composición, volatilidad y volatilidad relativa en el destilado, calculados según las expresiones mostradas anteriormente, **Ecuaciones A.10.3, A.10.4 y A.10.5.**

Tabla A.10.1:  
Datos de composición, volatilidad y volatilidad relativa en el destilado

Componente	Destilado		Volatilidad Componente	Volatilidad Relativa ( $\alpha_{(LK/HK)_D}$ )
	Composición Fase vapor (y)	Composición Fase líquida (x)		
Metano (LK)	0,322	0,022	14,478	706,17
Ciclohexano (HK)	0,020	0,971	0,021	

Se inserta una tabla que recoge los valores de composición, volatilidad y volatilidad relativa en la corriente de colas, calculados según las expresiones mostradas anteriormente.

Tabla A.10.2:  
Datos de composición, volatilidad y volatilidad relativa en colas

Componente	Colas		Volatilidad Componente	Volatilidad Relativa ( $\alpha_{(LK/HK)W}$ )
	Composición Fase vapor (y)	Composición Fase líquida (x)		
Metano (LK)	0,000098	0,000013	7,538	7,538
Ciclohexano (HK)	0,99925	0,99912	1	

Y por tanto, la media geométrica es:

$$\alpha_m = \sqrt{706,17 \cdot 7,538}$$

$$\alpha_m = 72,96$$

Por último se determina el número mínimo de etapas con la ecuación de Fenske.

$$N_{min} = \frac{\log\left(\frac{0,322}{0,012} \cdot \frac{0,999}{0,00003}\right)}{\log 72,96} = 3,19$$

Por lo que el número de platos mínimos requeridos para dicha separación es de 4 platos.

### **10.2.3.2.- Relación de reflujo mínima. Ecuación de Underwood**

Para estimar el reflujo mínimo hay que considerar las zonas invariantes o de contacto en la que el número de platos se hace infinito y no varía la composición de plato a plato. En el caso de los sistemas multicomponentes pueden ocurrir varias situaciones: que tengan un punto de contacto (clase 1) o que tengan dos puntos de contacto (clase 2). Para los de clase 1, todos los componentes de la alimentación se distribuyen entre las corrientes de cabeza y cola. En este caso el punto de alimentación estará localizado en la zona de alimentación. Para los de la clase 2, uno o más de los componentes solamente aparecen en uno de los productos. El sistema en estudio pertenece pues a la clase 2.

Se resuelve la ecuación tomando el clave pesado (ciclohexano) como compuesto de referencia:

$$\sum \frac{(\alpha_{i,ref})_{\infty} \cdot X_{Fi}}{(\alpha_{i,ref})_{\infty}^{-\theta}} = 1 - \phi \quad [A.10.9]$$

Siendo:

- $(\alpha_{i,ref})_{\infty}$ : la volatilidad relativa de cada componente del sistema en la alimentación.
- $x_{Fi}$ : composición de cada componente en la alimentación.
- $\phi$ : condición de alimentación, calculada en el **Apartado 10.2.2**.
- $\theta$ : factor de iteración.

Esta ecuación se resuelve mediante método iterativo, suponiendo un valor inicial de  $\theta$ .

Una vez conocido el valor de  $\theta$ , se calcula la relación de reflujo mínima despejando  $R_{min}$  de la expresión:

$$\sum \frac{(\alpha_{i,ref})_{\infty} \cdot X_{Di}}{(\alpha_{i,ref})_{\infty}^{-\theta}} = 1 + (R_{\infty})_{min} \quad [A.10.10]$$

Para determinar el factor  $\theta$ , se necesitan los siguientes datos:

Tabla A.10.3:  
Parámetros para la determinación del factor iterativo

Componente	Alimentación			Volatilidad Componente	Volatilidad Relativa ( $\alpha_{(i/HK)F}$ )
	Composición total	Composición Fase vapor (y)	Composición Fase líquida (x)		
Hidrógeno	0,379	0,533	0,0116	45,785	207,203
Metano (LK)	0,183	0,252	0,0169	14,902	67,442
Ciclohexano (HK)	0,438	0,214	0,970	0,221	1
Tolueno	0,000372	0,000118	0,000978	0,121	0,546

Sabiendo que la condición de alimentación es  $\phi = 0,30$ , queda la ecuación:

$$\frac{67,442 \cdot 0,183}{67,442 - \theta} + \frac{1 \cdot 0,438}{1 - \theta} + \frac{207,203 \cdot 0,379}{207,203 - \theta} + \frac{0,546 \cdot 0,000372}{0,546 - \theta} = 1 - 0,30$$

Mediante la hoja de cálculo de Excell, aplicando la función SOLVE, se aplica el método iterativo, obteniéndose un factor de iteración de  $\theta = 25,12$ .

A continuación, conocido este parámetro, se determina la relación de reflujo mínima mediante la **Ecuación A.10.10**. Se indica primero la composición de cada componente que conforma el sistema en el destilado.

Tabla A.10.4:  
Composición de cada componente en el destilado

<b>Componente</b>	<b>Composición Destilado</b>
Hidrógeno	0,666
Metano (LK)	0,322
Ciclohexano (HK)	0,012
Tolueno	0,000001

$$\frac{67,442 \cdot 0,322}{67,442 - 25,12} + \frac{1 \cdot 0,012}{1 - 25,12} + \frac{207,203 \cdot 0,666}{207,203 - 25,12} + \frac{0,546 \cdot 0,000001}{0,546 - 25,12} = 1 + R_{min}$$

Despejando:

$$R_{min} = 0,0339$$

Un método para estimar la relación de reflujo real es considerar a partir de criterios económicos, el reflujo óptimo. Para casos intermedios, en el que ni el número de etapas es excesivamente grande, ni tampoco pequeño, se aconseja tomar la relación de reflujo óptima como 1,3 veces la relación de reflujo mínima. Por tanto:

$$R = 1,3 \cdot 0,0339 = 0,044$$

Este parámetro es el reflujo mínimo externo. A partir de esta relación, se determina la relación de reflujo interno.

$$\left(\frac{L}{V}\right)_{min} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{R_{min}}\right)} \quad [A. 10.11]$$

$$\left(\frac{L}{V}\right)_{min} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{0,0339}\right)} = 0,0328$$

Por las razones expuestas anteriormente, para estimar la relación de reflujo interna óptima, se considera que:

$$\left(\frac{L}{V}\right) = 1,3 \left(\frac{L}{V}\right)_{min} \quad [A.10.12]$$

$$\left(\frac{L}{V}\right) = 1,3 \cdot 0,0328 = 0,042$$

Luego la relación de reflujo será 0,042.

### 10.2.3.3.- Número de etapas de equilibrio. Estudios de Gilliland

Para el cálculo del número de etapas de equilibrio, es posible aplicar los estudios de Gilliland, cuyos resultados se muestran en la siguiente figura:

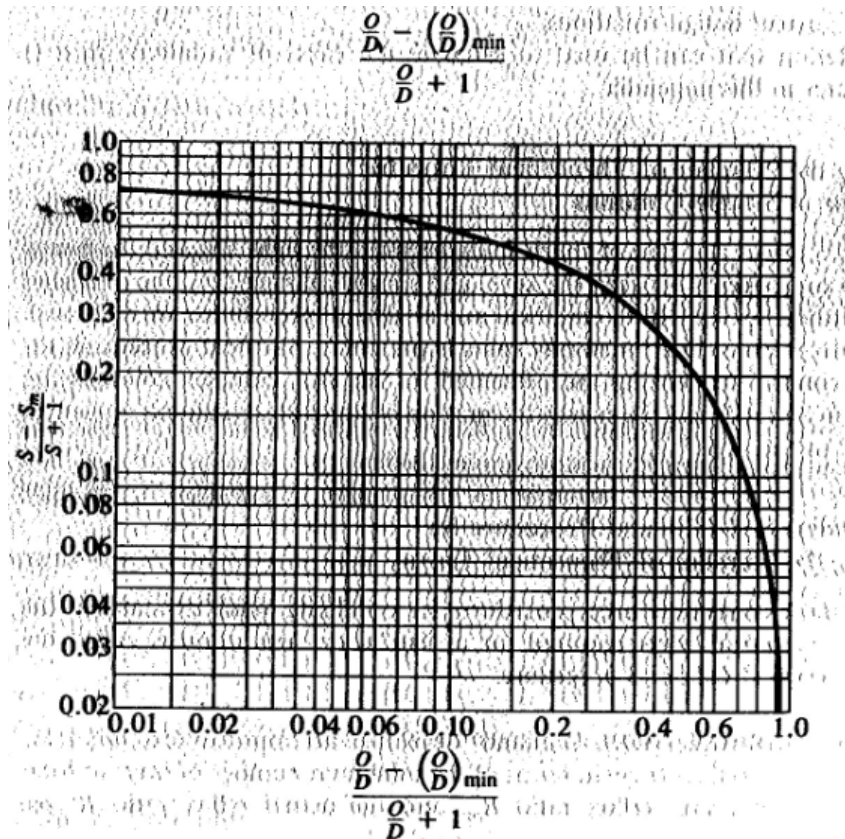


Figura A.10.1: Gráfica de Gilliland (Douglas, J.M., 1988)

Donde el valor de la abscisa, se calcula por medio de la expresión:

$$\frac{R - R_{min}}{R + 1} = \frac{0,044 - 0,0339}{0,044 + 1} = 9,67 \cdot 10^{-3} \approx 0,01$$

Con este valor de la abscisa, en la gráfica de Gilliland se obtien para la ordenada, un valor de 0,7. Por tanto si:

$$\frac{N - N_{min}}{N + 1} = 0,7$$

Donde:

- N: es el número de platos teóricos.
- Nmin: es el número de platos mínimos.

Por tanto, despejando en la ecuación anterior, se obtiene el número de etapas teóricas de equilibrio.

$$N = 15,67$$

Lo que supone un número de etapas de equilibrio teóricas de 16.

#### ***10.2.3.4.- Posición del Plato de alimentación. Ecuación de C.G. Kirkbride***

C.G. Kirkbride desarrolla una ecuación que permite determinar la relación existente entre el número de platos teóricos presentes en la zona de rectificación y el existente en la de agotamiento, la cual permite determinar (de forma aproximada) el plato en el que entra la alimentación.

$$\frac{(NPT)_R}{(NPT) - (NPT)_R} = \left[ \frac{x_{F,HK}}{x_{F,LK}} \cdot \left( \frac{x_{W,LK}}{x_{D,HK}} \right)^2 \cdot \frac{W}{D} \right]^{0,206} \quad [A. 10. 13]$$

Donde:

- $(NPT)_R$ : es el número de platos teóricos de la zona de agotamiento.
- $(NPT)$ : es el número de platos teóricos totales.
- $x_{F,HK}$ : es la composición del clave pesado en la alimentación.

- $x_{F,LK}$ : es la composición del clave ligero en la alimentación.
- $x_{W,LK}$ : es la composición del clave ligero en la corriente de colas.
- $x_{D,HK}$ : es la composición del clave pesado en la corriente de destilado.
- $W$ : es el caudal molar de la corriente de colas, en  $\text{kmol}\cdot\text{h}^{-1}$ .
- $D$ : es el caudal molar de la corriente de destilado, en  $\text{kmol}\cdot\text{h}^{-1}$ .

Todos los datos que intervienen en la ecuación son conocidos, y el valor de los caudales molares se toman del simulador.

$$\frac{(NPT)_R}{16 - (NPT)_R} = \left[ \frac{0,438}{0,183} \cdot \left( \frac{0,00003}{0,0119} \right)^2 \cdot \frac{748,6}{1003} \right]^{0,206} = 0,096$$

Despejando de la ecuación anterior, se determina el número de platos de la zona de rectificación, obteniéndose:

$$(NPT)_R = 1,4$$

Por tanto el número de platos teóricos en la zona de rectificación es 2, lo cual permite conocer el número de platos en la zona de agotamiento a partir del número de platos teóricos. El número de platos de la zona de agotamiento es:

$$(NPT)_A = 14$$

En base a esto la alimentación estará situada en los platos 2 y 3, teniendo en cuenta que la torre se enumera comenzando por la zona de rectificación.

#### **10.2.4.- Diseño de platos**

##### ***10.2.4.1.- Determinación de las partes fundamentales del plato***

Para el cálculo de las partes más significativas de los platos que conforman la columna multicomponente, es necesario conocer una serie de parámetros que nos proporciona directamente el simulador.

Para el vapor:

- $V' = 5,986 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$



- $PM_v=19,04 \text{ kgmol}$
- $\rho_v=19,51 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$
- $Q_{v,v}=0,307 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$

Para el líquido:

- $L'=13,553 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$
- $PM_l=81,07 \text{ kgmol}$
- $\rho_l=649,8 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$
- $Q_{v,l}=0,0209 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$

Destacar que los cálculos que se recogen a continuación se desarrollarán para un plato contenido en la zona de agotamiento, por ser el lugar donde se presentan las condiciones más hostiles de trabajo.

Se obtienen ahora las dimensiones características de la torre. Para ello se va a tener en cuenta una serie de suposiciones que luego se comprueban poder ver de este modo si es correcto o no el diseño de la columna.

Se eligen platos perforados de acero inoxidable. Para ello se tendrá en cuenta una serie de suposiciones para poder, de este modo, comprobar si es correcto o no el diseño de la columna. Para comenzar los cálculos se parte de la suposición de que la torre tendrá un diámetro ( $T=1,2$  metros). Según la tabla siguiente:

Tabla A.10.5:  
Relación diámetro de torre, separación entre platos  
(Harriot P., Mc Cabe L., y Smith J. C., 2006)

Diámetro de la torre, T m	Espaciamiento entre platos, t m
<b>Menos de 1</b>	<b>0,50</b>
1-3	<b>0,60</b>
3-4	<b>0,75</b>
4-8	<b>0,90</b>

El espaciamiento para una torre de 1,2 metros de diámetro es de 0,60 metros.

Las perforaciones de los platos se colocarán en los vértices de un triángulo equilátero a una distancia Pitch ( P' ), donde se debe cumplir la ecuación:

$$\frac{A_o}{A_a} = 0,907 \cdot \left(\frac{d_o}{P'}\right)^2 \quad [A. 10.14]$$

El valor del diámetro de orificio en los platos perforados es de  $d_o=3/16$  in (valor más típico). Este valor corresponde a un diámetro de  $d_o=4,5$  mm. Para este valor y para platos perforados de acero inoxidable se obtiene que la relación entre el espesor del plato y el diámetro de orificio es de  $e/d_o=0,43$  (se estima este valor en función en la **Tabla A.10.6**):

Tabla A.10.6:  
Relación espesor del plato/diámetro de orificio  
(Harriot P., Mc Cabe L., y Smith J.C., 2006)

Diámetro de orificio		Espesor del plato / diámetro de orificio	
mm	in	Acero Inoxidable	Acero al Carbono
3,0	1/8	0,65	
4,5	3/16	0,43	
6,0	1/4	0,32	
9,0	3/8	0,22	0,5
12,0	1/2	0,16	0,38
15,0	5/8	0,17	0,3
18,0	3/4	0,11	0,25

Las perforaciones se colocarán, como se dijo anteriormente, en los vértices de un triángulo equilátero. La distancia de los centros será de 2,5 a 5 veces el diámetro del orificio para que se cumpla la expresión anterior. Entonces:

$$P' = 2,5 \cdot d_o - 5 \cdot d_o \quad [A. 10.15]$$

En este caso se tiene:

$$P' = 11,25 \text{ mm} - 22,5 \text{ mm}$$

Se tomará un valor pequeño de  $P'$  para conseguir mayor número de orificios y menor será así el diámetro de la torre. Tomamos el valor de 12 milímetros. Sustituyendo los valores en la **Ecuación A.10.14** se obtiene:

$$\frac{A_o}{A_a} = 0,907 \cdot \left(\frac{4,5 \text{ mm}}{12 \text{ mm}}\right)^2 = 0,13$$

A continuación se calcula la velocidad de inundación o punto superior.

▪ **Velocidad de inundación**

Se trata de determinar la velocidad máxima permisible para evitar la inundación. Para ello se hace uso de las siguientes expresiones:

$$V_f = C_f \cdot \left( \frac{\rho_L - \rho_V}{\rho_V} \right)^{0,5} \quad [A. 10.16]$$

Siendo  $\rho_v$  y  $\rho_l$  la densidad del vapor y de líquido, respectivamente y  $C_f$  el coeficiente de inundación y depende del tipo de plato. Para platos perforados es posible utilizar la siguiente expresión empírica que depende de la tensión superficial y de dos parámetros  $\alpha$  y  $\beta$ .

$$C_f = \left[ \alpha \cdot \log \frac{1}{(L'/V') \cdot \sqrt{\rho_V/\rho_L}} + \beta \right] \left[ \frac{\sigma}{0,020} \right]^{0,2} \quad [A. 10.17]$$

Para poder obtener  $C_f$  (coeficiente de inundación) se requiere el parámetro de flujo (PF), que se obtiene de la ecuación:

$$PF = \frac{L'}{V'} \sqrt{\rho_V/\rho_L}$$

$$PF = \frac{13,553 \frac{kg}{s}}{5,986 \frac{kg}{s}} \sqrt{19,51 \frac{kg}{m^3} / 649,8 \frac{kg}{m^3}} = 0,39$$

Para los valores de los parámetros  $\alpha$  y  $\beta$ , como la relación que se ha obtenido de  $A_o/A_a$  es mayor a 0,1, las expresiones que se han de utilizar son:

$$\alpha = 0,0744 \cdot t + 0,01173$$

$$\beta = 0,0304 \cdot t + 0,015$$

Siendo  $t$  el espaciado entre platos.

Sustituyendo el valor del espaciado se obtiene:

$$\alpha = 0,0744 \cdot 0,6 + 0,01173 = 0,056 \text{ m}$$

$$\beta = 0,0304 \cdot 0,6 + 0,015 = 0,033 \text{ m}$$

La tensión superficial se toma del simulador y tiene un valor de  $0,01082 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$ .

Sustituyendo en la **Ecuación A.10.17**, se obtiene:

$$C_f = \left[ 0,056 \cdot \log \frac{1}{0,39} + 0,033 \right] \left[ \frac{0,01082}{0,020} \right]^{0,2} = 0,050 \text{ m/s}$$

De la **Ecuación A.10.16** se determina la velocidad a la que se inunda la columna que será:

$$V_f = 0,050 \text{ m/s} \cdot \left( \frac{(649,8 - 19,51) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{19,51 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \right)^{0,5}$$

$$V_f = 0,282 \text{ m/s}$$

La velocidad del vapor a través del área neta, se calculará tomando un valor de 80% la velocidad de inundación que será para el caso de líquidos que no hacen espuma por tanto:

$$V = 0,8 \cdot V_f$$

Por tanto, la velocidad de vapor será:

$$V = 0,8 \cdot 0,282 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 0,226 \text{ m/s}$$

Conocida la velocidad de inundación de la columna, se procede a estimar el valor real del diámetro que ha de tener la columna de rectificación.

▪ **Diámetro de la columna**

Con estos parámetros se determina el diámetro exacto de la torre. El dimensionado de la columna se realiza aplicando el método descrito por Seader y Henley. Según estos autores, es típico que el diámetro de la columna,  $D_T$ , se base en el 80% de la velocidad de inundación,  $V_f$ , calculada anteriormente.

Según la ecuación de continuidad, el flujo molar de vapor está relacionado con la velocidad de inundación por:

$$V = 0,80 \cdot V_F (A_T - A_v) \cdot \frac{\rho_v}{M_v} \quad [A. 10.18]$$

Siendo:

- $V$ : el flujo molar de vapor expresado en  $\text{kmol} \cdot \text{s}^{-1}$
- $U_F$ : la velocidad de inundación en  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
- $A_T$ : el área total de la columna en  $\text{m}^2$
- $A_v$ : el área de los vertederos expresado en  $\text{m}^2$
- $\rho_v$ : la densidad del vapor en  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- $M_v$ : el peso molecular del vapor en  $\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}$

Por tanto, si el área total de la columna se expresa como  $A = \pi \cdot \frac{D_T^2}{4}$ , sustituyendo esta expresión en la ecuación anterior y despejando el diámetro de la columna se obtiene:

$$D_T = \left( \frac{4 \cdot V'}{0,80 \cdot U_F \cdot \pi \cdot \left(1 - \frac{A_v}{A}\right) \cdot \rho_v} \right)^{0,5} \quad [A. 10.19]$$

Siendo:

- $V'$ : el caudal másico del vapor en  $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ .
- $\frac{A_v}{A}$ : la relación área vertedero y área transversal del plato.

La bibliografía indicada para el dimensionado de la columna, sugiere que la relación  $A_v/A$  puede estimarse a partir del parámetro de flujo, PF, mediante:

$$\frac{A_v}{A} \begin{cases} 0,1; \text{PF} \leq 0,1 \\ 0,1 + \frac{(\text{PF} - 0,1)}{9}; 0,1 \leq \text{PF} \leq 1 \\ 0,2; \text{PF} \geq 1 \end{cases}$$

Dado que el parámetro de flujo es  $\text{PF}=0,39$ , queda que la relación área vertedero/área transversal del plato es:

$$\frac{A_v}{A} = 0,1 + \frac{(0,39 - 0,1)}{9} = 0,13$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.10.19**:

$$D_T = \left( \frac{4 \cdot 5,986 \frac{kg}{s}}{0,80 \frac{m}{s} \cdot 0,282 \cdot \pi \cdot (1 - 0,13) \cdot 19,51 \frac{kg}{m^3}} \right)^{0,5}$$

$$D_T = 1,41 \text{ m} = 4,63 \text{ ft}$$

Debido a la necesidad de disponer de un acceso interno en las columnas de platos, generalmente se utiliza una columna de relleno si el diámetro calculado mediante la **Ecuación A.10.19** es inferior a 2,5 ft. Puesto que el diámetro total de la columna es mayor a dicho valor, queda justificada la elección de una columna de platos para el sistema de purificación de la línea de producción de ciclohexano.

Se toma un valor estándar inmediatamente superior al determinado, por lo que la torre tendrá un diámetro igual a 1,5 metros.

Con este valor del diámetro definitivo se vuelven a calcular los parámetros anteriores. El espaciamiento entre platos, sigue siendo 0,6 m, puesto que la torre tiene un diámetro mayor a 1 metro y comprendido entre 1 y 3 metros (véase **Tabla A.10.5**). Con respecto a la velocidad de inundación, sigue siendo  $0,282 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , ya que se ha mantenido el valor del espaciamiento en 0,6 metros.

Se procede a continuación a calcular las distintas áreas características del plato perforado.

#### ▪ Cálculo de áreas definitivas del plato

Una vez conocido el diámetro de la torre, se dispone a calcular las distintas áreas que se pueden distinguir dentro del área total del plato perforado. Se definen primero todas estas áreas:

- $A_v$ : área ocupada por el vertedero, tanto de descenso del plato superior, como de salida del líquido al plato inferior.
- $A_n$ : área neta. Área total del plato menos lo ocupado por los vertederos.
- $A_{vigas}$ : área vigas. El plato estará soportado por unas vigas (dos con el largo del vertedero y una con el diámetro de la torre) que ocuparán un área  $A_{vigas}$ .

- $A_a$ : área de burbujeo. Es el área neta menos el área de las vigas.
- $A_o$ : área de cada perforación circular. Está relacionado con el diámetro de la perforación,  $d_o$ .

Se presenta a continuación el cálculo de estas áreas:

- Área neta ( $A_n$ ). Es el área total del plato menos la de los vertederos.

$$A_n = \frac{Q_v}{V} \quad [A. 10.20]$$

$$A_n = \frac{0,3067 \frac{m^3}{s}}{0,226 \frac{m}{s}} = 1,358 m^2$$

- Área de los vertederos ( $A_v$ ).

$$A_T = 2 \cdot A_v + A_n \quad [A. 10.21]$$

Utilizando la relación siguiente se puede hallar el área total del plato:

$$\frac{A_v}{A_T} = \frac{\arcsen(W/T)}{180} - \frac{(W/T) \cdot \sqrt{1 - (W/T)^2}}{\pi} \quad [A. 10.22]$$

Siendo  $W$  el ancho del vertedero y  $T$  diámetro de la columna. Se considera estos parámetros relacionados de la siguiente manera:

$$W = 0,7 \cdot T$$

$$W = 0,7 \cdot 1,5 \text{ m} = 1,05 \text{ m}$$

Por tanto, la relación entre el área del vertedero y el área total del plato es:

$$\frac{A_v}{A_T} = 0,088$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.10.21**, se calcula el valor del área total.

$$A_T = 2 \cdot 0,088 \cdot A_T + A_n$$

Despejando el área total:

$$A_T = \frac{A_n}{1 - 2 \cdot 0,088}$$

$$A_T = \frac{1,358m^2}{1 - 2 \cdot 0,088} = 1,647m^2$$

En cuanto al área de los vertederos será:

$$A_v = 0,088 \cdot A_T$$

$$A_v = 0,088 \cdot 1,647 m^2 = 0,144 m^2$$

A partir de la relación de la longitud del vertedero y el diámetro de la torre, se halla la distancia desde el centro de la torre mediante la tabla siguiente:

Tabla A.10.7:  
Distancia al centro de la columna  
(Harriot P., Mc Cabe L., y Smith J.C., 2006)

Longitud del derramadero W	Distancia desde el centro de la torre x	Porcentaje del área utilizado %
0,55T	0,4181T	3,877
0,60T	0,3993T	5,257
0,65T	0,2516T	6,899
0,70T	0,3562T	8,808
0,75T	0,3296T	11,255
0,80T	0,1991T	14,145

Como se ha seleccionado el valor de  $W=0,7 \cdot T$ , por ser el más típico, según la tabla anterior, la distancia al centro de la torre es:

$$x = 0,3562 \cdot T = 0,534 m$$



El camino del líquido entre vertedero y vertedero, designado como Z, será dos veces la distancia al centro de la torre.

$$Z = 2 \cdot x = 2 \cdot 0,534 \text{ m} = 1,068 \text{ m}$$

- Área de las vigas. Las vigas soportan el plato. Según la definición del área activa:

$$A_a = A_n - A_{vigas} \quad [A. 10.23]$$

Se estima el área activa mediante la tabla siguiente:

Tabla A.10.8:  
Relación área activa/área total  
(Harriot P., Mc Cabe L., y Smith J.C., 2006)

Diámetro de la torre		$A_a/A_t$
m	ft	
1	3	0,65
1,25	4	0,70
2	6	0,74
2,5	8	0,76
3	10	0,78

Interpolando para T=1,5 m, se obtiene una relación área activa y área total:

$$\frac{A_a}{A_T} = 0,713$$

Como el área total ha sido hallada anteriormente, es posible conocer el área activa con la relación anterior.

$$A_a = 0,713 \cdot 1,647 \text{ m}^2 = 1,174 \text{ m}^2$$

Ya es posible estimar el área que ocupan las vigas:

$$A_{vigas} = A_n - A_a$$

$$A_{vigas} = 1,358 \text{ m}^2 - 1,174 \text{ m}^2 = 0,184 \text{ m}^2$$

Se halla el espesor de las vigas:

$$A_{vigas} = (W + W + T) \cdot e_{vigas} \quad [A. 10.24]$$

Despejando de la ecuación anterior queda que el espesor de las vigas es:

$$e_{vigas} = \frac{A_{vigas}}{W + W + T}$$

Teniendo en cuenta que  $W=0,7 \cdot T$ , es decir,  $W=1,05$  m, se calcula dicho espesor:

$$e_{vigas} = \frac{0,184 \text{ m}^2}{1,05 \text{ m} + 1,05 \text{ m} + 1,5 \text{ m}} = 0,051 \text{ m}$$

Para comprobar que el plato funciona correctamente, a pesar de las consideraciones tomadas, se debe asegurar que:

- El vertedero sea capaz de permitir el paso de todo el líquido de la columna.
- Permita el equilibrio entre las fases vapor y líquido.
- La caída de presión no sea tan elevada que se inunde la columna.

Para realizar todas estas comprobaciones, destacar que el flujo es transversal en un solo paso y que debe ser inferior a  $0,015 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  de diámetro. Es decir;

$$\frac{Q_l}{W} \leq 0,02$$

$$\frac{Q_l}{T} \leq 0,015$$

Se sustituyen los datos en las ecuaciones anteriores para comprobar el buen funcionamiento del plato.

$$\frac{Q_l}{W} = \frac{0,0209}{1,05} = 0,0199 < 0,02$$

$$\frac{Q_l}{T} = \frac{0,0209}{1,5} = 0,0139 < 0,015$$

Se comprueba que se cumplen estas condiciones, por tanto el plato funciona perfectamente.

#### **10.2.4.2.- Pérdida de carga en el plato**

Con los cálculos realizados anteriormente se ha dimensionado la columna, obteniéndose datos de diámetro de torre y altura de plato. En este apartado se comprobará si las dimensiones propuestas son adecuadas para el buen funcionamiento de la columna. Debido a la diferencia de presión que existe entre el nivel del líquido en el plato y en el vertedero, se va a producir un retroceso de líquido que si es muy elevado, puede superar el nivel del plato superior e inundar la columna. Las diferentes alturas de líquido que se van a tener en cuenta van a ser:

- La altura del rebosadero o vertedero,  $h_W$ .
- La altura de la cresta de líquido sobre el vertedero,  $h_C$ .
- El gradiente de nivel de líquido dentro del plato desde el punto de entrada hasta la salida,  $\Delta$ .
- Y el retroceso en el vertedero por encima del nivel de líquido,  $h_B$

Considerando que este nivel va a aumentar al tener en cuenta las burbujas de vapor que van con el líquido, para un buen funcionamiento de la columna se exige que:

$$h_T \leq \frac{t}{2}$$

Donde:

$$h_T = h_W + h_C + \Delta + h_B \quad [A. 10.25]$$

El valor del gradiente de altura en el plato ( $\Delta$ ) puede considerarse despreciable.

Se calculan todos los parámetros necesarios para determinar la pérdida de carga.

- $h_W$ . Altura del rebosadero o vertedero. Se toma normalmente un valor de  $t/10$ .

$$h_W = \frac{t}{10}$$

Como el espaciado entre platos es de 0,6 metros:

$$h_W = 60 \text{ mm}$$

- $h_c$ . Altura de la cresta de líquido sobre el vertedero. Se calcula mediante la ecuación de Francis.

$$\frac{Q_l}{W_{ef}} = 1,839 \cdot h_c^{3/2} \quad [A. 10.26]$$

Siendo  $W_{ef}$  el ancho del vertedero eficaz (en metros) debido a la forma cilíndrica de la columna y  $Q_l$  el caudal de líquido en  $m^3 \cdot s^{-1}$ . Esta expresión, despejando la altura e introduciendo el término ancho de vertedero,  $W$ , queda de la siguiente forma:

$$h_c = 0,666 \cdot \left(\frac{Q_l}{W}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{W}{W_{ef}}\right)^{\frac{2}{3}} \quad [A. 10.27]$$

A partir de consideraciones geométricas, es posible relacionar  $W$ , con  $W_{ef}$  y con  $h_c$  de la siguiente manera.

$$\left(\frac{W_{ef}}{E}\right)^2 = \left(\frac{T}{W}\right)^2 - \left[ \left(\frac{T^2}{W^2} - 1\right)^{0,5} + \frac{2 \cdot h_c}{T} \cdot \left(\frac{T}{W}\right) \right]^2 \quad [A. 10.28]$$

Por lo que es posible obtener el valor de  $h_c$  empleando un método iterativo (se supone un valor de altura, se calcula la relación  $W_{ef}/W$  y se sustituye en la primera ecuación, obteniéndose un valor de altura, que se compara con el supuesto, si no coincide se vuelve a calcular en la segunda ecuación)

Tras realizar el proceso iterativo, se obtiene que las ecuaciones se resuelven para  $h_c=0,0486$  m.

Por tanto:

$$h_c = 48,6 \text{ mm}$$

- $h_B$ . Para el cálculo de la altura en el vertedero, es necesario considerar (despreciando la pérdida de carga en el vertedero), la diferencia de presiones del líquido al acceder al plato,  $h_E$ , y la del vapor entre plato y plato,  $h_{vap}$ .

$$h_B = h_E + h_{vap} \quad [A. 10.29]$$

Se calculan cada uno de estos términos.

- $h_E$ . Pérdida de presión del líquido al acceder al plato bajo el vertedero. Se utiliza la siguiente expresión:

$$h_E = \frac{3}{2 \cdot g} \cdot \left( \frac{Q_l}{A_{da}} \right)^2 \quad [A. 10.30]$$

Donde  $A_{da}$  es la menor de las áreas: la del vertedero ( $A_v$ ) y el área libre entre el vertedero y el plato ( $A_L$ ). Para esta última área se considera que el faldón del vertedero se coloca a una altura del plato de  $h_w - 0,025$  m, por lo que:

$$A_v = 0,144 \text{ m}^2$$

$$A_L = (h_w - 0,025) \cdot W = (0,060 \text{ m} - 0,025 \text{ m}) \cdot 1,05 \text{ m} = 0,03675 \text{ m}^2$$

El área más pequeña es el área libre, por tanto se calcula  $h_E$ , con  $A_L$ .

$$h_E = \frac{3}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \cdot \left( \frac{0,0209 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,03675 \text{ m}^2} \right)^2$$

$$h_E = 0,0493 \text{ m} = 49,3 \text{ mm}$$

- $h_{vap}$ . Este término será contribución de varios efectos: la pérdida de carga en plato seco,  $h_D$ , la pérdida de carga ocasionada al atravesar el líquido y la espuma,  $h_L$ , y la pérdida de carga residual, debida a superar la tensión superficial,  $h_R$ .

$$h_{vap} = h_D + h_L + h_R \quad [A. 10.31]$$

- $h_D$ . Para la estimación de la caída de presión en el plato seco, hay que considerar la caída de presión a la entrada de las perforaciones, la fricción dentro del pequeño tubo que son las perforaciones, y finalmente la pérdida a la salida:

$$\frac{2 \cdot h_D \cdot g \cdot \rho_l}{V_o \cdot \rho_v} = C_o \left[ 0,4 \cdot \left( 1,25 - \frac{A_o}{A_n} \right) + \frac{4 \cdot 4f \cdot e}{d_o} + \left( 1 - \frac{A_o}{A_n} \right)^2 \right] \quad [A. 10.32]$$

Donde el factor de fricción de Fanning,  $4f$ , se toma de la gráfica de Moody, considerando un Reynolds.

$$Re_o = \frac{d_o \cdot V_o \cdot \rho_v}{\mu_v}$$

Y  $C_o$  es un coeficiente de orificio que depende del espesor del plato,  $e/d_o$ , sobre el rango  $e/d_o=0,2$  a  $2$ .

Se calculan los parámetros de la ecuación anterior:

$$C_o = 1,09 \cdot \left(\frac{d_o}{e}\right)^{0,25} = 1,09 \cdot (2,33)^{0,25} = 1,35$$

$$Re_o = \frac{0,0045 \text{ m} \cdot 2,047 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 19,51 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{1,57 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 1,15 \cdot 10^4$$

$$V_o = \frac{0,3067}{0,150} = 2,047 \text{ m} \cdot \text{s}$$

$$\frac{A_o}{A_a} = 0,907 \cdot \left(\frac{0,0045 \text{ m}}{0,012 \text{ m}}\right)^2 = 0,127$$

$$A_o = 0,127 \cdot 1,174 \text{ m}^2 = 0,149 \text{ m}^2$$

Se suponen tubos lisos y con la gráfica de Moody (véase **Figura A.16.4** del Anexo 16) se obtiene que el coeficiente de fricción es  $4f=0,027$ .

Sustituyendo en la **Ecuación A.10.32**:

$$\frac{2 \cdot h_D \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 649,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{2,047 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 19,51 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 1,35 \left[ 0,4 \cdot \left( 1,25 - \frac{0,0149 \text{ m}^2}{1,358 \text{ m}^2} \right) + \frac{4 \cdot 0,027 \cdot 0,0019 \text{ m}}{0,0045 \text{ m}} + \left( 1 - \frac{0,0149 \text{ m}^2}{1,358 \text{ m}^2} \right)^2 \right]$$

Despejando la pérdida de carga en plato seco se obtiene:

$$h_D = 0,00516 \text{ m} = 5,16 \text{ mm}$$

- $h_L$ . Con respecto a la caída de presión generada al circular el vapor a través del líquido y la espuma, en la región perforada del plato, el líquido está en forma de espuma. La profundidad equivalente de líquido claro,  $h_L$ , es una estimación del valor que se obtendría si la espuma coalesciera. Este valor es generalmente menor que la altura del derramadero de salida y decrece al aumentar el flujo de gas. Para estimar esta pérdida se emplea una expresión que incluye el efecto de la espuma:

$$h_L = 6,1 \cdot 10^{-3} + 0,725 \cdot h_W - 0,238 \cdot h_W \cdot V_a \cdot \rho_v^{0,5} + 1,225 \cdot \frac{Q_l}{Z} \quad [\text{A. 10.33}]$$

Donde:

$$Z = \frac{W + T}{2} = \frac{1,05 \text{ m} + 1,5 \text{ m}}{2} = 1,275 \text{ m}$$

$$V_a = \frac{Q_v}{A_a} = \frac{0,307 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1,174 \text{ m}^2} = 0,261 \text{ m/s}$$

Sustituyendo en la ecuación anterior:

$$h_L = 6,1 \cdot 10^{-3} + 0,725 \cdot 0,06 - 0,238 \cdot 0,06 \cdot 0,261 \cdot 19,51^{0,5} + 1,225 \cdot \frac{0,0209}{1,275}$$

$$h_L = 0,0532 \text{ m} = 53,2 \text{ mm}$$

- $h_R$ . La caída de presión del gas residual es principalmente el resultado de vencer la tensión superficial cuando el gas sale a través de una perforación. La expresión propuesta se obtiene a partir de un balance de la fuerza necesaria para vencer la tensión superficial:

$$h_R = \frac{6 \cdot \sigma}{\rho_l \cdot d_o \cdot g} \quad [\text{A. 10.34}]$$

$$h_R = \frac{6 \cdot 0,01082 \frac{N}{m}}{649,8 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,0045 m \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} = 0,0022 m = 2,2 mm$$

Se suman estas pérdidas para determinar así la pérdida de presión del vapor de plato a plato.

$$h_{vap} = 5,16 + 53,2 + 2,2 = 60,56 mm = 0,06 m$$

Se tiene entonces que la altura en el vertedero adquiere un valor de:

$$h_B = 49,3 mm + 60,56 mm = 109,86 mm = 0,109 m$$

Como se explica al principio de este apartado, se tiene que cumplir que:

$$h_T = h_W + h_C + h_B \quad [A. 10.35]$$

$$h_T = 0,06 m + 0,0486 m + 0,109 m = 0,218 m = 218 mm$$

Por otra parte, la mitad del espaciado será:

$$\frac{t}{2} = \frac{0,6 m}{2} = 0,3 m = 300 mm$$

Por lo tanto, se cumple que:

$$h_T = 218m \leq \frac{t}{2}$$

#### **10.2.4.3.- Inundación**

Esta condición ocurre cuando las velocidades del vapor y/o el líquido son tan grandes que la caída de presión del gas es superior a la carga neta de gravedad del líquido, que de esta forma es arrastrado hacia arriba en la columna.

La velocidad de inundación se ha calculado en el **Apartado 10.2.4.1**, puesto que este parámetro era necesario para determinar el diámetro de la columna.



El valor de dicha velocidad es de  $0,282 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Para evitar el fenómeno de lloriqueo o goteo, se fija un valor de la velocidad del vapor en 80% de esta velocidad de inundación, esto es, que el vapor trabaja en la columna con una velocidad de  $0,226 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

#### 10.2.4.4.- Lloriqueo

El lloriqueo es un fenómeno indeseable en la columna de platos, que se produce cuando la velocidad de ascensión del vapor,  $V_{vm}$ , es demasiado baja, de modo que el líquido cae a través de los orificios por los que debería ascender el vapor. Esta velocidad de ascensión se puede estimar utilizando expresiones tales como:

$$\frac{V_{Vm} \cdot \mu_v}{\sigma} = 0,0229 \cdot \left( \frac{\mu_v^2}{\rho_v \cdot d_o \cdot \sigma} \cdot \frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{0,379} \cdot \left( \frac{e}{d_o} \right)^{0,293} \cdot \left( \frac{2 \cdot A_a \cdot d_o}{\sqrt{3} \cdot p'^3} \right)^{\frac{2,8}{(Z/d_o)^{0,724}}} \quad [A. 10.36]$$

Siendo:

- $V_{vm}$ : la velocidad de lloriqueo expresada en  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- $\mu_v$ : la viscosidad del vapor ( $1,57 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ).
- $\rho_v$ : la densidad del vapor ( $19,51 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ).
- $\rho_L$ : la densidad del líquido ( $649,8 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ).
- $\sigma$ : la tensión superficial ( $0,011 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$ ).
- $d_o$ : el diámetro de orificio ( $0,0045 \text{ m}$ ).
- $e/d_o$ : la relación espesor del plato/ diámetro de orificio ( $0,43$ ).
- $p'$ : el pitch ( $0,012 \text{ m}$ ).
- $A_a$ : el área activa ( $1,174 \text{ m}^2$ ).
- $Z$ : el camino de líquido de vertedero a vertedero ( $1,0686 \text{ m}$ ).

Sustituyendo los datos anteriores:

$$\begin{aligned} & \frac{V_{Vm} \cdot 1,57 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0,011 \frac{\text{N}}{\text{m}}} \\ &= 0,0229 \cdot \left( \frac{(1,57 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s})^2}{19,51 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,0045 \text{ m} \cdot 0,011 \text{ m}} \cdot \frac{649,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{19,51 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \right)^{0,379} \cdot (0,43)^{0,293} \\ & \cdot \left( \frac{2 \cdot 1,174 \text{ m}^2 \cdot 0,0045 \text{ m}}{\sqrt{3} \cdot (0,012 \text{ m})^3} \right)^{\frac{2,8}{(1,0686 \text{ m} / 0,0045 \text{ m})^{0,724}}} \end{aligned}$$

Despejando la velocidad de ascensión del vapor se obtiene que:

$$V_{Vm} = 0,229 \text{ m/s}$$

Por debajo de esta velocidad del vapor, podría producirse el fenómeno de lloriqueo o goteo, por lo que al caer líquido al plato inferior por los orificios del vapor, las composiciones tanto en el plato como en las corrientes de salida cambiarían, disminuyendo así la eficacia de plato, lo que supone un aumento del número de platos reales necesarios para alcanzar la composición de ciclohexano requerida.

Se comprueba entonces que la velocidad del vapor a través del área de burbujeo o área activa, es mayor que este valor calculado. Por tanto:

$$V_{vapor} = \frac{0,3067 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1,17\text{m}^2} = 0,261 \text{ m/s}$$

Por tanto se puede asegurar que este fenómeno no se producirá.

#### **10.2.4.5.- Arrastre**

Para calcular la cantidad de líquido arrastrado, E, se dispone de la **Figura A.10.2**. En esta figura, es posible determinar el arrastre fraccional, donde la abscisa recoge los valores del parámetro de flujo, PF, las curvas paramétricas representan el acercamiento al punto de inundación por arrastre y los valores de la ordenada E son las fracciones de flujo descendente bruto del líquido, y se define como:

$$E = \frac{e}{(L + e)} \quad [A. 10.37]$$

Siendo:

- E: Arrastre fraccional.
- e: Arrastre absoluto de líquido.
- L: Flujo descendente de líquido sin arrastre.

Conocido el valor del parámetro de flujo, PF, que se ha calculado anteriormente, con un valor de 0,39, se determina gráficamente el valor del arrastre fraccionario, E, a una velocidad del gas del 80% de la velocidad de inundación, Vf.

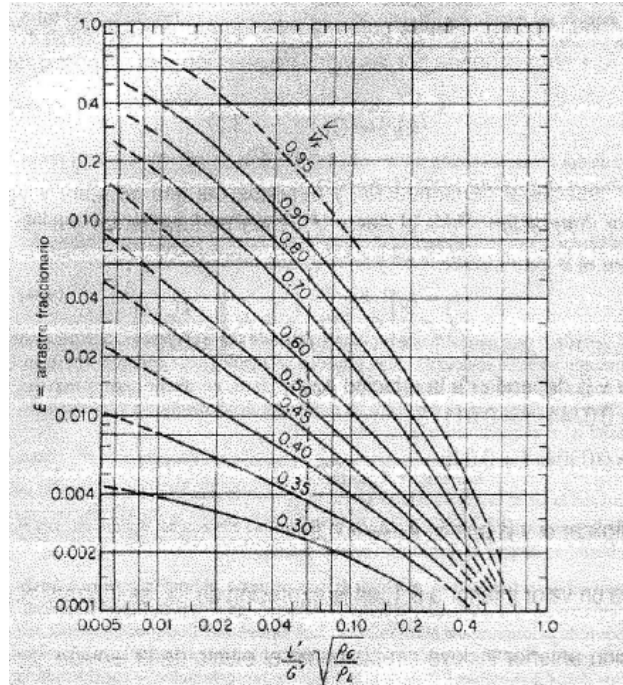


Figura A.10.2: Gráfica del arrastre fraccional (Seader y Henley, 1988)

El valor del arrastre fraccional es de 0,0035.

Se comprueba, por tanto, que no se produce arrastre fraccional, puesto que dicho arrase es menor que el arrastre considerado para platos perforados, esto es, menor a 0,1 [Seader y Henley].

#### **10.2.4.6.- Descarga**

Los problemas de descarga empiezan a aparecer cuando la velocidad de líquido,  $V_L$ , a través del vertedero supera los  $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

$$V_L = \frac{Q_L}{A_v} < 0,3 \text{ m/s}$$

$$V_L = \frac{0,021 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,144 \text{ m}^2} = 0,144 \text{ m/s}$$

Luego se comprueba que no se produce este fenómeno, ya que la velocidad de líquido a través del vertedero es inferior a  $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  [Seader y Henley].

#### **10.2.4.7.- Eficacia de plato**

En un plato real no llega a alcanzarse el equilibrio entre el líquido y el vapor que salen de él. En consecuencia, la composición del vapor que sale del plato es menor que la de equilibrio y la del líquido mayor. Por esta razón es posible definir la eficacia en una columna de plato como una eficacia global,  $E_G$ .

La eficacia global está referida a toda la columna y se calcula mediante la relación de Drickamer y Bradford, relacionando dicha eficacia con la viscosidad media de la alimentación:

$$E_G = 0,17 - 0,616 \cdot \text{Log} \sum x_{i,F} \cdot \frac{\mu_{i,F}}{\mu_W} \quad [\text{A. 10.38}]$$

Donde:

- $x_{i,F}$ : es la fracción molar del componente en la alimentación.
- $\mu_{i,F}$ : es la viscosidad dinámica del líquido a la temperatura promedio de la corriente (cP).
- $\mu_W$ : es la viscosidad dinámica del agua a  $20^\circ\text{C}$  (cP).

La viscosidad se determina a la temperatura media entre la corriente de colas ( $237,9^\circ\text{C}$ ) y de cabeza de columna ( $60,7^\circ\text{C}$ ), de manera que la temperatura promedio será de  $149,3^\circ\text{C}$ . Para esta temperatura, y conocidas las composiciones molares de cada compuesto en la alimentación (véase **Tabla A.10.3**), se calculan las viscosidades para cada compuesto a partir de la **Figura A.16.1** del Anexo 16. La viscosidad total se halla como una media ponderada a  $T_m=149,3^\circ\text{C}$ .

$$\mu = 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s} = 0,15 \text{ cP}$$

A su vez, la viscosidad del agua a  $20^\circ\text{C}$  se toma de la bibliografía [Perry et al, 2001] y tiene un valor de 1 cP.

Sustituyendo en la **Ecuación A.10.38**, se obtiene:

$$E_G = 0,17 - 0,616 \cdot \text{Log} \frac{0,15}{1} = 0,68$$

Se comprueba además gráficamente, a partir de la correlación de O'Connell, donde el valor de la abscisa se calcula como el producto de la volatilidad del componente clave ciclohexano (1) en la alimentación y la viscosidad promedio (0,15 cP) de la corriente en la alimentación. Se obtiene un valor aproximado a 0,72.

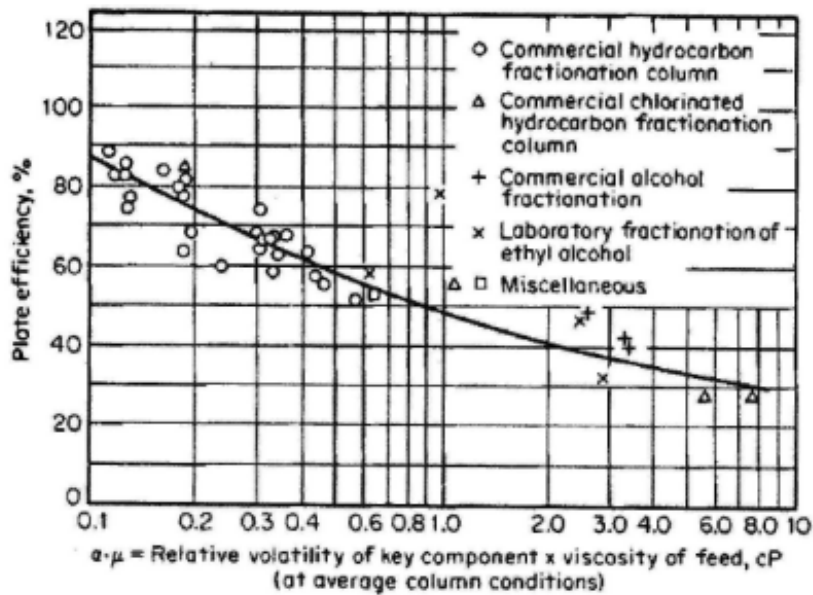


Figura A.10.3: Correlación de O'Connell.

Ambos valores son muy próximos, pero se considera el calculado mediante la ecuación de Drickamer y Bradford por tratarse de un valor más exacto que el obtenido gráficamente.

De esta manera, el número de platos reales que se requieren para obtener ciclohexano con una composición del 99,9%, se obtiene despejando de la ecuación:

$$NPR = \frac{NPT}{E_G}$$

$$NPR = \frac{16}{0,68} = 23,53$$

Por tanto, la columna de rectificación estará compuesta por 24 platos perforados de acero inoxidable.

### **10.2.5.- Altura de la columna**

Dado que el número de platos exactos con los que cuenta la columna es de 24 platos, y el espaciamiento entre ellos se ha fijado en 0,6 metros. Se tendrá en cuenta que los fondos tiene una altura de 0,25 metros y que la distancia entre plato inferior y superior y los fondos de la columna será de 0,6 metros y que se incluye una faldilla inferior y superior para la unión de la carcasa con los fondos con una altura de 100 milímetros (véase **Apartado 10.3.5**). Según esto, la torre tendrá una altura total de 16,3 metros.

### **10.2.6.- Esbeltez**

La esbeltez,  $K$ , se define como la relación altura/diámetro de la columna de rectificación. Es posible determinar la esbeltez que presenta la torre mediante la relación:

$$K = \frac{H}{D}$$

Donde:

- $K$ : es la esbeltez de la columna.
- $H$ : es la altura de la columna (16,3 m) (véase **Apartado 10.3.6** del presente Anexo).
- $D$ : es el diámetro de la columna (1,5 m).

$$K = \frac{16,3 \text{ m}}{1,5 \text{ m}} = 10,86$$

## **10.3.- Diseño mecánico de la torre**

Una vez dimensionada la columna, es necesario comentar algunos aspectos relacionados con el diseño mecánico.

### **10.3.1.- Material empleado**

La torre puede fabricarse de diferentes materiales, según las condiciones de corrosión encontradas. Para los compuestos a separar en nuestro sistema, se construirá la envolvente de acero inoxidable SA-240 (AISI 316L). En cuanto a los platos, como se indicó anteriormente en el diseño de éstos, se empleará también de acero inoxidable AISI 316L.

### 10.3.2.- Determinación del espesor de la envolvente

Para el cálculo del espesor de la envolvente es necesario identificar el tipo de tensiones a que está sometida la torre. Se muestra a continuación una tabla con las tensiones posibles que pueden afectar a este recipiente a presión.

Tabla A.10.9:  
Tensiones a las que está sometido el equipo (Megyesy E.F., 2001)

CARGA	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		TENSIONES LONGITUDINALES	
	TRACCIÓN	COMPRESIÓN	TRACCIÓN	COMPRESIÓN
<b>Peso</b>				X
<b>Viento</b>			X	X
<b>Seísmo</b>			X	X
<b>Presión interior</b>	X		X	
<b>Presión exterior</b>				

Dado la localización de la línea de proceso, la tensión debida a seísmo es despreciable frente a la ejercida por la presión interior, se considera la presión interior y la tensión debida al viento para realizar el cálculo de espesor. A pesar de este cálculo, posteriormente se seleccionan los espesores comercialmente, tomando entonces un margen de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo.

#### 10.3.2.1.- Determinación del espesor según la presión interna

Según el Código ASME VIII- Div.1, existen dos expresiones distintas para calcular el espesor de la envolvente cilíndrica sometida a tensión circunferencial y longitudinal. Para determinar el espesor adecuado de la envolvente, se halla el espesor necesario para soportar cada una de dichas tensiones y se toma en consideración el mayor de los dos valores obtenidos.

##### *Tensiones circunferenciales:*

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_D} \quad [A. 10.39]$$

**Tensiones longitudinales:**

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P_D} \quad [A. 10.40]$$

Se determinan los parámetros:

- Presión de diseño ( $P_D$ )

La presión de diseño será la mayor de dos valores: 30 psi o 10% más de la presión de operación:

$$P_{oper} = 340,8 \text{ psi}$$

$$P_D = 1,1 \cdot P_{oper} = 1,1 \cdot 340,8 \text{ psi} = 374,88 \text{ psi}$$

Por tanto se toma como presión de diseño 374,88 psi.

- Radio de la columna (R)

El radio de la columna tiene un valor de 0,75 metros, esto es, 29,53 pulgadas.

- Temperatura de diseño ( $T_D$ )

Para hallar la temperatura de diseño de la torre, se toma la mayor temperatura alcanzada en la torre y se añade 20 °C más.

$$T_D = 250 \text{ °C} + 20 \text{ °C} = 270 \text{ °C} = 518 \text{ °F}$$

- Tensión máxima admisible (S)

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME, para acero inoxidable SA-240 (AISI316L) sometidas a una temperatura de hasta 600 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 518 °F), se tiene que  $S = 17000$  psi (véase **Tabla A.16.12**).



- Coeficiente de soldadura (E)

Para una junta a tope con doble cordón de soldadura o mediante otro método con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado, y siendo una junta examinada por zonas, con un valor de  $E = 0,85$ .

- Desgaste de corrosión (C)

Un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año es satisfactorio para recipientes a presión. Según la **Tabla A.16.18** del Anexo 16, para una columna de rectificación, el periodo de vida considerado es de 8 años. Por lo tanto:

$$C = 8 \text{ años} \cdot 0,005 \text{ in/año} = 0,04 \text{ in} = 0,1 \text{ cm}$$

Sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.10.39** y **A.10.40** se obtiene:

$$t_{circ} = \frac{374,88 \text{ psi} \cdot 29,53 \text{ in}}{17000 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 374,88 \text{ psi}} = 0,78 \text{ in}$$

$$t_{long} = \frac{374,88 \text{ psi} \cdot 29,53 \text{ in}}{2 \cdot 17000 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 374,88 \text{ psi}} = 0,38 \text{ in}$$

Se añade el sobreespesor por corrosión al mayor de los espesores calculados:

$$t = 0,78 \text{ in} + 0,04 \text{ in} = 0,82 \text{ in} = 0,021 \text{ m}$$

### ***Esfuerzo debido a la carga del viento***

El viento es un factor ambiental externo que puede afectar la estabilidad de la torre de rectificación, ejerciendo presión de tracción y compresión sobre las paredes del recipiente. A continuación se calcula el espesor mínimo que debe tener la pared de la envolvente de la columna para resistir la carga del viento, para comprobar si el espesor de la envolvente determinado es suficiente para soportar dicha carga.

Se debe considerar que no todo el recipiente va a estar sometido de la misma manera por la carga del viento, ya que a mayor altura, menor momento. Por lo tanto, se calculará la

carga en la junta del faldón con la envolvente. La altura entre el suelo y el faldón será de 1,5m, de manera que la altura expuesta a las cargas por viento será:

$$h_{exp} = h_{faldón} = h_{suelo-fondo} + h_{fondo}$$

$$h_{exp} = 1,5 \text{ m} = 4,92 \text{ ft}$$

La presión de diseño del viento se puede expresar mediante la siguiente expresión:

$$P_w = q_s \cdot C_q \cdot C_e \quad [A.10.41]$$

Siendo:

- $q_s$ : la presión de estancamiento del viento a la altura estándar de 30 pies.
- $C_q$ : un coeficiente de presión (factor de forma), que depende fundamentalmente de la geometría del recipiente.
- $C_e$ : un coeficiente del factor por ráfagas, que depende del tipo de exposición y la altura de la zona analizada.

La presión de estancamiento es un parámetro que depende de la velocidad del viento. La línea de proceso estará situada en San Roque, donde las velocidades medias raramente son superiores a los  $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , pero es una zona en la que en algunas ocasiones se observan rachas superiores a los  $180 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ .

Para determinar la presión de estancamiento del viento, se va a tomar una velocidad del viento de  $180 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , que corresponde a 112,4 mph, ya que se va a considerar las peores condiciones a las que puede estar sometido el recipiente. Teniendo en cuenta la **Tabla A.16.30** del Anexo 16, interpolando para dicho valor de la velocidad le corresponde una presión de estancamiento de  $32,44 \text{ lb}\cdot\text{ft}^{-2}$ .

En cuanto al coeficiente de presión, adquiere un valor determinado en función de la forma del recipiente. Dado que la columna de rectificación es un recipiente cilíndrico, el cual tiene conectado varios equipos auxiliares, el coeficiente de presión toma un valor de 0,9 (véase **Tabla A.16.32** del Anexo 16).

Con respecto al coeficiente del factor por ráfagas, la **Tabla A.16.31** del Anexo 16, muestra valores de este coeficiente en función de la altura desde el suelo y el tipo de

exposición. Se considera la exposición tipo C, ya que se trata de una exposición severa, en terreno plano y abierto, correspondiente a grandes plantas petroquímicas, como es el caso de la línea de proceso diseñada. La altura de exposición será la altura de la torre más el espacio entre el fondo y el suelo, esto es 18,41 metros (60,39 pies). Por tanto, el coeficiente del factor por ráfagas tiene un valor de 1,6.

Sustituyendo estos valores en la **Ecuación A.10.41**, se obtiene que la presión ejercida por el viento es de:

$$P_w = 32,44 \frac{lb}{ft^2} \cdot 0,9 \cdot 1,6 = 46,71 lb/ft^2$$

A continuación se calcula el momento debido al viento en la posición analizada mediante la expresión:

$$M_{exp} = M - h_{exp} \cdot (V - 0,5 \cdot P_w \cdot D_o \cdot h_{exp}) \quad [A. 10.42]$$

Siendo:

- $M_{exp}$ : el momento a la altura  $h_{exp}$ .
- $M$ : el momento máximo (en la base).
- $h_{exp}$ : la distancia de la base a la posición bajo consideración.
- $V$ : el esfuerzo cortante.
- $P_w$ : la presión de diseño del viento.
- $D_o$ : el diámetro exterior de la carcasa, incluyendo el espesor de material aislante.

Para hallar el momento cortante se emplea la expresión:

$$V = P_w \cdot D_o \cdot H \quad [A. 10.43]$$

Donde:

- $H$ : es la altura total de la torre, incluyendo el faldón (58,4 ft).

Para determinar el valor del diámetro exterior de la carcasa, se fija el espesor del aislante en función de la temperatura de operación de la torre. Según la **Tabla A.16.33** del Anexo 16, sabiendo que la temperatura mayor que se alcanza en la torre es de 250 °C, el espesor de lana

de roca necesario para mantener aislada la torre es de 80 mm. Por tanto, el diámetro externo de la envolvente es:

$$D_o = 1,54 \text{ m} + 2 \cdot 0,08 \text{ m} = 1,7 \text{ m} = 5,58 \text{ ft}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.10.43**, se tiene:

$$V = 46,71 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \cdot 5,58 \text{ ft} \cdot 58,4 \text{ ft} = 15.221,5 \text{ lb}$$

Con respecto al momento máximo, viene dado por la siguiente expresión:

$$M = P_w \cdot D_o \cdot H \cdot h_1 = V \cdot h_1 \quad [\text{A. 10.44}]$$

Siendo:

- $h_1$ : el brazo de palanca para la posición 1, hallado mediante la expresión:  $h_1=H/2$

$$h_1 = \frac{H}{2} = \frac{58,4 \text{ ft}}{2} = 29,2 \text{ ft}$$

Conocido este valor, se halla el momento máximo.

$$M = 46,71 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \cdot 5,58 \text{ ft} \cdot 58,4 \text{ ft} \cdot 29,2 \text{ ft} = 444.467,25 \text{ lb} \cdot \text{ft}$$

Luego, el momento a la altura analizada adquiere un valor de:

$$\begin{aligned} M_{exp} &= 444.467,25 \text{ lb} \cdot \text{ft} - 4,92 \text{ ft} \cdot \left( 15.221,5 \text{ lb} - 0,5 \cdot 46,71 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \cdot 5,58 \text{ ft} \cdot 4,92 \text{ ft} \right) \\ &= 372.732,07 \text{ lb} \cdot \text{ft} \end{aligned}$$

Una vez realizados estos cálculos, se está en disposición para hallar el espesor requerido para resistir la carga del viento. Este espesor se determina mediante la expresión:

$$t_{viento} = \frac{12 \cdot M_{exp}}{r_i^2 \cdot \pi \cdot S \cdot E} \quad [\text{A. 10.45}]$$

Donde:

- $r_i$ : es el radio de la envolvente incluyendo el espesor del aislante en in.
- $S$ : es la tensión admisible del material a la temperatura de diseño en psi.
- $E$ : factor de soldadura.
- $M_{exp}$ : momento a la altura analizada en lb·ft.

Estos parámetros presentan los siguientes valores:

$$r_i = \frac{D_o}{2} = \frac{1,7 \text{ m}}{2} = 0,85 \text{ m} = 33,49 \text{ in}$$

$$S = 17000 \text{ psi}$$

$$E = 0,85$$

$$M_{exp} = 372.732,07 \text{ lb} \cdot \text{ft}$$

Por último sustituyendo en la **Expresión A.10.45**, se obtiene que el espesor de la envolvente según la carga del viento es de:

$$t_{viento} = \frac{12 \cdot 372.732,07 \text{ lb} \cdot \text{ft}}{33,49^2 \text{ in}^2 \cdot \pi \cdot 17000 \text{ psi} \cdot 0,85} = 0,087 \text{ in} = 0,0022 \text{ m}$$

Comparando los espesores calculados para las tensiones de presión interna y para la carga del viento, se concluye que las cargas de viento son despreciables. Por lo tanto, para la envolvente de la torre se toma el espesor circunferencial:

$$t = 0,82 \text{ in} = 0,021 \text{ m}$$

Se comprueba que este espesor hallado es mayor que el espesor determinado por norma:

- Exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}(mm) = 2,5 + C = 2,5 + 1 = 3,5 \text{ mm}$$

$$t_{min} = 0,0035 \text{ m}$$

- Según la fórmula para aceros inoxidables:

$$t_{min}(mm) = 3 mm = 3 mm$$

$$t_{min} = 0,003 m = 0,118 in$$

Por tanto el espesor mínimo para la envolvente será el calculado, es decir, 0,021 metros.

Comercialmente se tomará el inmediatamente superior.

$$t_{carcasa} = 0,85 in = 0,022 m$$

### **10.3.3.- Determinación del espesor del fondo superior**

La columna de rectificación, estará provista de un cabezal superior. La cubierta superior será de tipo toriesférica, por ser los más comunes en la industria. Dentro de las tapas toriesféricas, existen las tapas de tipo Klopper y Korbbogen. Si se da alguna de las condiciones siguientes el fondo será toriesférico de tipo Korbbogen.

- Presión de diseño igual o superior a  $7 \text{ kg}\cdot\text{cm}^{-2}$ .
- Temperatura de diseño superior a  $350 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- Fondos inferiores de recipientes verticales cuya relación altura/diámetro sea superior a 10.

Se eligen fondos toriesféricos tipo Korbbogen, ya que la columna trabaja a una presión superior a 23 bar y además la relación altura/diámetro es superior a 10 (véase apartado 10.2.6 del presente documento).

Mediante fórmulas simplificadas se calculan las dimensiones características del cabezal (Código ASME).

$$L = D_i$$

$$r = 0,06 \cdot L$$

$$h = 0,169 \cdot D_i$$

Siendo:

- L: el radio interior de curvatura de la cubierta.
- $D_i$ : el diámetro interior del cilindro o envolvente.
- r: el radio interior del abombado.
- h: altura de la cúpula.

Por tanto, quedan estas dimensiones como:

$$L = 1,5 \text{ m}$$

$$r = 0,06 \cdot 1,5 \text{ m} = 0,09 \text{ m}$$

$$h = 0,169 \cdot 1,5 \text{ m} = 0,25 \text{ m}$$

Existen relaciones para determinar el volumen y área del cabezal, de modo que:

$$\text{Volumen} = 0,08089 \cdot D_i^3 \quad [\text{A. 10.46}]$$

$$\text{Área} = 0,931 \cdot D_o^2 \quad [\text{A. 10.47}]$$

El diámetro exterior se calcula a partir del diámetro interior de la envolvente y el espesor calculado en el apartado anterior.

$$D_o = D_i + 2 \cdot e$$

$$D_o = 1,5 \text{ m} + 2 \cdot 0,022 \text{ m} = 1,54 \text{ m}$$

Luego:

$$\text{Volumen} = 0,08089 \cdot 1,5^3 = 0,27 \text{ m}^3$$

$$\text{Área} = 0,931 \cdot 1,54^2 = 2,21 \text{ m}^2$$

Calculadas estas dimensiones, se dispone a determinar el espesor de la cúpula según el Código ASME. Para este tipo de tapas, el código hace referencia a la siguiente expresión:

$$t_p = \frac{M \cdot P_d \cdot L}{2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P_d} \quad [A. 10.48]$$

Siendo M un parámetro que depende de las dimensiones de la tapa toriesférica:

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left[ 3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right] \quad [A. 10.49]$$

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left[ 3 + \sqrt{\frac{1,5}{0,09}} \right] = 1,77$$

Los parámetros S y E, se fijaron para el espesor de la envolvente y tienen unos valores de 17000 y 0,85 respectivamente.

Con M se halla el espesor del cabezal:

$$t_p = \frac{1,77 \cdot 374,88 \text{ psi} \cdot 59,05 \text{ in}}{2 \cdot 17000 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,2 \cdot 374,88 \text{ psi}} = 1,36 \text{ in}$$

Se agrega el sobreespesor por corrosión:

$$t_{min} = 1,36 + 0,04 = 1,40 \text{ in} = 0,036 \text{ m}$$

#### **10.3.4.- Determinación del espesor del fondo inferior**

La cubierta inferior, al igual que la cubierta superior, será toriesférica de tipo Korbogen, por las razones expuestas anteriormente en la elección de los fondos.

Con respecto a las dimensiones características, se determinan de la misma manera que para el fondo superior, y dado que sólo dependen del diámetro de la envolvente y su espesor, tendrán los mismos valores que para la cabeza superior:

$$L = 1,5 \text{ m}$$

$$r = 0,06 \cdot 1,5 \text{ m} = 0,09 \text{ m}$$



$$h = 0,169 \cdot 1,5 \text{ m} = 0,25 \text{ m}$$

$$D_o = 1,54 \text{ m}$$

$$\text{Volumen} = 0,08089 \cdot (1,53^3) = 0,27 \text{ m}^3$$

$$\text{Área} = 0,931 \cdot (1,542^2) = 2,21 \text{ m}^2$$

Calculadas estas dimensiones, se dispone a determinar el espesor de la cúpula según el Código ASME. Para este tipo de tapas, el código hace referencia a la siguiente expresión:

$$t_p = \frac{M \cdot P_d \cdot L}{2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P_d}$$

Siendo M un parámetro que depende de las dimensiones de la tapa toriesférica:

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left[ 3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right]$$

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left[ 3 + \sqrt{\frac{1,5}{0,09}} \right] = 1,77$$

En esta ocasión la presión de diseño es ligeramente superior con un valor:

$$P_{oper.} = 342,29 \text{ psi}$$

Se calcula la presión de diseño como el 10% más respecto a esta presión de operación.

$$P_d = 1,1 \cdot 342,29 \text{ psi} = 376,52 \text{ psi}$$

A continuación se halla el espesor de este fondo.

$$t_p = \frac{1,77 \cdot 376,52 \text{ psi} \cdot 59,05 \text{ in}}{2 \cdot 17000 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,2 \cdot 376,52 \text{ psi}} = 1,37 \text{ in}$$

Se agrega el sobreespesor por corrosión:

$$t_{min} = 1,37 + 0,04 = 1,41 \text{ in} = 0,036 \text{ m}$$

Como se ha dicho anteriormente, los cabezales serán análogos, y tendrán un espesor de 0,036 metros, ya que corresponde al mayor de los dos espesores que se han calculado.

### **10.3.5.- Cálculo de la altura de la faldilla**

La faldilla es una sección cilíndrica por la cual se realizará la soldadura que une los fondos inferior y superior con la carcasa. La colocación de esta pestaña tiene por objetivo evitar que la soldadura se realice por la línea de tangencia o línea de transición de la figura bombeada de los fondos a la carcasa, puesto que esta línea está sometida a grandes tensiones axiales que lo convierten en el punto más débil de todo el recipiente.

La altura que debe tener la faldilla no debe ser menor que el mayor de los siguientes valores:

$$h \geq 0,3 \cdot \sqrt{D_e \cdot e_f}$$

$$h \geq 3 \cdot e_f$$

$$h \geq 25 \text{ mm}$$

Siendo:

- $D_e$ : el diámetro exterior de la carcasa en mm.
- $e_f$ : el espesor de la pared del fondo en mm.

Además hay que tener en cuenta que la faldilla no puede tener una altura superior a 100 mm.

Los espesores de ambos fondos, tal y como se calcularon en los apartados anteriores, presentan un valor de 0,036 metros cada uno.

Sustituyendo los valores ya calculados en el apartado anterior:

$$h \geq 0,3 \cdot \sqrt{1540 \text{ mm} \cdot 36 \text{ mm}} \geq 70,64 \text{ mm}$$

$$h \geq 3 \cdot 36 \text{ mm} \geq 108 \text{ mm}$$

$$h \geq 25 \text{ mm}$$

El mayor de los valores obtenidos es el correspondiente a una altura de faldilla de 108 milímetros, sin embargo, como se ha comentado, la faldilla no puede medir más de 100 milímetros, por lo que se toma este valor de 100 milímetros, tanto para la faldilla superior como para la inferior.

### **10.3.6.- Altura total de la columna de rectificación**

Para determinar la altura de la columna de rectificación, es necesario indicar que entre los platos inferior y superior y los fondos inferior y superior, hay una distancia de 0,6 metros, y además los fondos presentan una altura de 0,25 metros. Además, se ha de condiderar la altura de la faldilla superior e inferior, calculadas en el apartado anterior, por lo que la altura total de la columna será:

$$H_{total} = H_{envolvente} + H_{fondo superior} + H_{fondo inferior} + H_{faldilla superior} + H_{altura inferior}$$

$$H_{total} = (24 \cdot 0,6 \text{ m} + 2 \cdot 0,6 \text{ m}) + 0,25 \text{ m} + 0,25 \text{ m} + 0,1 \text{ m} + 0,1 \text{ m} = 16,3 \text{ m}$$

La torre de rectificación del presente proyecto dispone de una altura total de 16,3 metros.

### **10.3.7. Faldones**

Con respecto a los soportes, las columnas serán diseñadas como unidades autosoportadas utilizándose fundamentalmente faldones, aunque también se pueden usar patas, silletas y consolas. Se emplearán faldones cuando se cumpla alguna de las siguientes condiciones:

- El diámetro de la envolvente sea superior a 1.500 mm.
- La relación altura/diámetro del recipiente sea mayor a 5.

- Puedan esperarse vibraciones.
- El peso del recipiente lleno de agua sea superior a 15.000 kg.

La columna de rectificación que se está diseñando, requiere el empleo de faldones, dada la relación altura/diámetro (superior a 10).

El faldón será soldado al fondo inferior de forma que los diámetros medios del faldón y de la envolvente coincidan. En ningún caso el faldón será soldado al exterior de la envolvente y dispondrán de, al menos, una abertura de acceso. Para diámetros de faldón igual o menor a 2,5 metros, se utilizará una sola abertura. Para diámetros superiores se utilizarán dos.

El faldón de la torre tendrá una altura de 1,5 metros.

#### **10.3.8.- Aislamiento**

Para el aislamiento de la columna se usará lana de roca, ya que cubre las necesidades técnicas de la columna y se trata de un material que de forma más económica cumple los requerimientos del proceso y del recipiente. Estará cubierta, a su vez, de una placa de aluminio. En la **Tabla A.16.33** del Anexo 16, se muestran los espesores estándar para lana de roca en función del rango de temperatura de operación.

Según esto, para una temperatura máxima de operación de la torre de hasta 250 °C, se obtiene un espesor de lana de roca de 80 milímetros.

## **ANEXO 11: DISEÑO DE LOS EQUIPOS AUXILIARES DE LA COLUMNA T-01**

### **11.1.- Diseño del calderín IC-04**

#### **11.1.1.- Introducción**

El intercambiador de calor que se utiliza para producir el vapor en la torre de rectificación es de tipo Kettle, tal y como se justifica en la Memoria Descriptiva. A continuación se exponen los cálculos necesarios para el diseño de este intercambiador, pero antes es importante destacar que el calderín no es más que un tipo de cambiador de calor de carcasa y tubos y que, por tanto, el diseño es análogo al resto de equipos de intercambio de calor existentes en la línea de proceso diseñada.

#### **11.1.2.- Caracterización de la corriente de entrada**

Al calderín llega una corriente de líquido procedente del último plato de la torre a 237,7 °C con el objetivo de vaporizar aún más la corriente que retorna a la zona inferior de la columna. La corriente sale a 238 °C, utilizando para ello vapor de agua de alta presión procedente de la Refinería.

El fluido frío se caracteriza por las siguientes propiedades físicas:

- Viscosidad media de la corriente:  $1,30 \cdot 10^{-5}$  Pa·s
- Densidad media de la corriente:  $371,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Temperatura de entrada: 510,7 K
- Temperatura de salida: 511 K
- Temperatura media: 510,85 K

En cuanto al fluido calefactor presenta las propiedades que a continuación se muestran:

- Viscosidad media de la corriente:  $1,19 \cdot 10^{-4}$  Pa·s
- Densidad media de la corriente:  $402,17 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Temperatura de entrada: 533 K
- Temperatura de salida: 532,9 K
- Temperatura media: 532,95 K

Estos datos se han tomado del Hysys al realizar la simulación de la línea de proceso. La viscosidad se calcula gráficamente mediante la **Figura A.16.1** del Anexo 16.

### 11.1.3.- Selección del tipo de intercambiador

El intercambiador de calor que se elige como equipo auxiliar de la torre de refrigeración es de tipo Kettle. En este intercambiador, se vaporiza parcialmente la corriente líquida de salida de la torre, mediante una corriente de vapor de agua de alta presión que circula por los tubos. A continuación se muestra un esquema de este intercambiador, el cual indica las características más relevantes de los reboilers inundados.

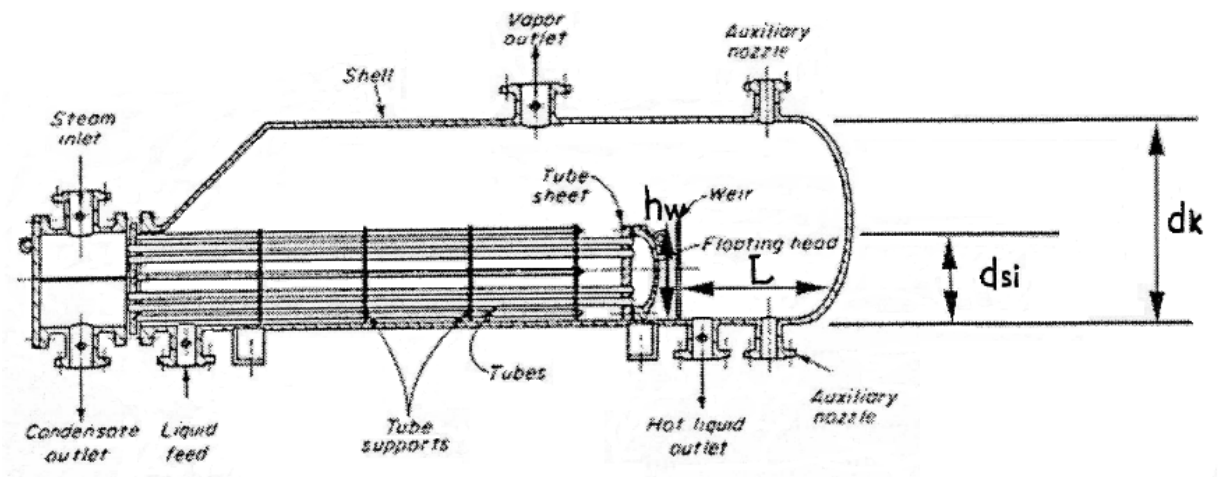


Figura A.11.1: Intercambiador de calor tipo reboiler inundado (Stanley M. Wales, Sección 8)

### 11.1.4.- Asignación de flujos

Para decidir qué fluido circula por tubos y carcasa, se tendrá en cuenta que para el caso de este intercambiador, por tratarse de un reboiler inundado, el fluido a vaporizar pasará por la carcasa, ya que la forma de ésta favorece la separación del vapor de su líquido en equilibrio. Por tanto, el vapor de agua a 46,09 bar circulará por los tubos.

### 11.1.5.- Cálculo del calor intercambiado

Si se aplica el balance de energía al intercambiador se obtiene:

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad [A.11.1]$$

Para el fluido frío, o corriente a vaporizar, el calor intercambiado se expresa como:

$$Q = \dot{m}_F \cdot C_p \cdot \Delta T_F \quad [A. 11.2]$$

Para el fluido caliente, que se trata de una corriente de vapor de agua, al producirse un cambio de fase, el calor intercambiado en este caso será:

$$Q = \dot{m}_C \cdot \lambda \quad [A. 11.3]$$

Donde:

- Q: es el calor intercambiado entre los fluidos.
- $\dot{m}_F$ : es el caudal másico del fluido frío de agua.
- $\dot{m}_C$ : es el caudal másico del fluido caliente o vapor.
- $C_{pF}$ : es el calor específico del fluido frío.
- $\lambda$ : es el calor latente de vaporización.
- $\Delta T_F$ : es la diferencia de temperatura que experimenta la corriente fría.

El calor intercambiador entre los fluidos se obtiene del simulador, y tiene un valor de  $1,61 \cdot 10^6 \text{ kJ} \cdot \text{h}^{-1}$ .

$$Q = 1,61 \cdot 10^6 \text{ kJ/h} = 447.222,2 \text{ J/s}$$

#### **11.1.6.- Características de los tubos, tipo de intercambiador, material empleado**

- Se escoge un intercambiador de calor de carcasa y tubos de tipo Kettle (AKT).
- Se eligen tubos de diámetro exterior 0,75 pulgadas y diámetro interno de 0,532 pulgadas.
- Configuración triangular a 1 pulgada.
- Acero al carbono SA-285.

#### **11.1.7.- Diferencia de temperatura media logarítmica**

La temperatura media logarítmica, como se expone en los demás intercambiadores ya diseñados, viene dada por:

$$LMTD = \frac{(T_{C,L} - T_{F,L}) - (T_{C,O} - T_{F,O})}{\ln \frac{(T_{C,L} - T_{F,L})}{(T_{C,O} - T_{F,O})}} \quad [A. 11.4]$$

Donde los subíndices C y F se refieren a las corrientes de fluido caliente y frío respectivamente, y O y L a la longitud del intercambiador.

Sustituyendo los valores de temperatura de los fluidos en la ecuación anterior se obtiene:

$$LMTD = \frac{(532,9 - 510,7) - (533 - 511)}{\ln \frac{(532,9 - 510,7)}{(533 - 511)}} = 22,10 \text{ K}$$

Como se trata de un intercambiador de carcasa y tubos de pasos múltiples se introduce el factor de corrección de tal manera que la diferencia de temperatura media logarítmica queda:

$$\Delta T_m = F \cdot LMTD \quad [A. 11.5]$$

Para hallar F, se calcula primero los parámetros P y R, para a continuación buscar el factor de corrección en la **Figura A.2.3** del Anexo 2.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Según estas expresiones, se obtiene para este intercambiador:

$$P = \frac{259,9 - 260}{237,7 - 260} = 0,0045$$

$$R = \frac{237,7 - 238}{259,9 - 260} = 3$$

Con estos valores, se tiene que el factor de corrección es F=1.

Y por tanto la diferencia de temperatura media logarítmica sigue siendo:

$$\Delta T_m = 1 \cdot 22,10 \text{ K} = 22,10 \text{ K}$$



### 11.1.8.- Coeficiente global de intercambio de calor

Como en los demás intercambiadores, se determina el coeficiente global de intercambio de calor a partir de la expresión:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + R_{f,i}'' \frac{D_o}{D_i} + \frac{D_o \cdot \ln(r_o/r_i)}{2 \cdot k_m} + R_{f,o}'' + \frac{1}{h_o} \quad [A. 11.6]$$

Para determinar este coeficiente de calor es necesario basarse en el área exterior.

#### Coeficiente de película interna ( $h_i$ )

Despejando de la ecuación de Nu:

$$Nu_d = \frac{h \cdot D_i}{k} \quad [A. 11.11]$$

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{D_i} \quad [A. 11.12]$$

En la tabla siguiente se muestran los datos necesarios para hallar este coeficiente individual. La viscosidad se determina mediante la **Figura A.16.1** del Anexo 16. El número de Prandtl y la conductividad térmica se toma de bibliografía [Perry et al, 2001]. Los valores que se muestran corresponden al valor de dichas propiedades a la temperatura media de la corriente de entrada y salida ( $T_m=532,95$  K).

Tabla A.11.1:  
Propiedades del vapor de agua de alta presión

<b>Propiedades</b>	<b>Valores</b>
<b>Pr</b>	0,862
<b>k</b>	$0,644 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
<b><math>\mu</math></b>	$1,19 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

Se halla el Re:

$$Re = \frac{4 \cdot W_m}{\mu \cdot \pi \cdot D_i} \quad [A. 11.13]$$

$$Re = \frac{4 \cdot 0,26 \frac{kg}{s}}{1,19 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s \cdot \pi \cdot 0,0135 m} = 2,06 \cdot 10^5$$

Con el valor de Re se determina el Nu:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot Pr^n \quad [A.11.14]$$

Siendo n=0,4:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (2,06 \cdot 10^5)^{4/5} \cdot 0,8627^{0,4} = 386,51$$

Por último, se halla el valor del coeficiente individual de película interna sustituyendo en la **Ecuación A.11.12**:

$$h_i = \frac{386,51 \cdot 0,644 \frac{W}{m \cdot K}}{0,0135 m} = 18.424,31 W/m^2 \cdot K$$

#### **Factor de incrustación interno ( $R_{f,i}$ ) y externo ( $R_{f,o}$ )**

Se atribuye a estos factores  $0,0004 \text{ m}^2 \cdot K \cdot W^{-1}$  y  $0,0002 \text{ m}^2 \cdot K \cdot W^{-1}$  respectivamente [Mendía Urquiola, 1994].

#### **Coefficiente de película externa ( $h_o$ )**

Se calcula de la misma manera que el coeficiente de película interna. En la siguiente tabla se adjuntan los datos necesarios para determinar este coeficiente. En esta ocasión, la composición de la corriente viene determinada por la simulación de la línea de proceso (Hysys). La conductividad térmica de cada compuesto se halla mediante las **Tablas A.16.6, A.16.7 y A.16.8** del Anexo 16 interpolando para la temperatura media de la corriente. Con respecto a la viscosidad de cada componente se halla gráficamente (véase **Figura A.16.1** del Anexo 16).

Tabla A.11.2:  
Propiedades de los componentes del fluido que circula por la carcasa

<b>Propiedades</b>	<b>Unidades</b>	<b>Tolueno</b>	<b>Ciclohexano</b>	<b>Metano</b>
<b>Composición</b>	-	0,000821	0,999149	0,00003
<b>Pr</b>	-	4,7	11	0,736
<b>k</b>	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	0,114	0,112	0,0671
<b><math>\mu</math></b>	Pa·s	$1,20 \cdot 10^{-5}$	$1,30 \cdot 10^{-5}$	$1,70 \cdot 10^{-5}$

A continuación se muestran los valores de la corriente que circula por carcasa teniendo en cuenta la composición de cada compuesto y el valor de cada propiedad.

Tabla A.11.3:  
Propiedades de la corriente que circula por la carcasa

<b>Propiedades</b>	<b>Valores</b>
Tm	510,85 K
Pr	10,99
k	$0,112 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
$\mu$	$1,30 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s$
$W_m$	$11,34 kg \cdot s^{-1}$
$D_o$	0,019 m

Se realizan los cálculos necesarios para estimar el coeficiente de calor externo.

$$Re = \frac{4 \cdot 11,34 \frac{kg}{s}}{1,30 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s \cdot \pi \cdot 0,0191 m} = 5,83 \cdot 10^7$$

$$Nu_d = 0,023 \cdot (5,83 \cdot 10^7)^{4/5} \cdot 10,99^{0,4} = 9,79 \cdot 10^4$$

$$h_o = \frac{Nu_D \cdot k}{D_o} = \frac{9,79 \cdot 10^4 \cdot 0,112 \frac{W}{m \cdot K}}{0,0191 m} = 5,74 \cdot 10^5 W/m^2 \cdot K$$

### **Conductividad térmica del material $k_m$**

De la misma manera que para el resto de intercambiadores, la conductividad térmica para acero al carbono SA-285 se toma de bibliografía [Perry et Al., 2001] a una temperatura máxima de las corrientes (T=532,95 K).

$$k_m = 5,7 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

Con todos estos parámetros se obtiene un valor del coeficiente global de la **Ecuación A.11.6:**

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_o} &= \frac{0,0191 \text{ m}}{1,36 \cdot 10^4 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} \cdot 0,01351 \text{ m}} + 0,0004 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}} \cdot \frac{0,0191 \text{ m}}{0,01351 \text{ m}} \\ &+ \frac{0,0191 \text{ m} \cdot \text{Ln}\left(\frac{0,009525}{0,00676}\right)}{2 \cdot 5,7 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} + 0,0002 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} + \frac{1}{8,12 \cdot 10^5 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2}} \\ &= 1,034 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \end{aligned}$$

$$U_o = 970,84 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

### 11.1.9.- Área necesaria

Se calcula el área de intercambio de calor requerida para elevar la temperatura de la corriente de entrada vaporizada en la columna de destilación. Del balance de energía al (véase **Apartado A.2.9** del Anexo 2) se obtiene:

$$Q = U \cdot A_s \cdot \Delta T_m \quad [\text{A. 11.15}]$$

$$A_{necesaria} = \frac{Q}{U_o \cdot \Delta T_m} \quad [\text{A. 11.16}]$$

$$A_{necesaria} = \frac{447.222,2 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{970,84 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 22,10 \text{ K}} = 20,84 \text{ m}^2$$

### 11.1.10.- Cálculo del número de tubos

Se calcula el número de tubos en función de la velocidad de circulación de la corriente por el interior de los tubos.

$$N_{tubos} = \frac{m_c}{v \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \cdot \rho} \quad [\text{A. 11.17}]$$

Donde:

- $v=1,22 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
- $\rho=22,43 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$

La velocidad se toma como la velocidad recomendada para servicios de reboiler [Branan, Carl, 3ª Edición] (véase **Tabla A.16.21** del Anexo 16).

Sustituyendo los datos en la ecuación anterior:

$$N_{tubos} = \frac{0,26 \frac{kg}{s}}{1,22 \frac{m}{s} \cdot \frac{\pi \cdot 0,0135^2 m^2}{4} \cdot 22,43 \frac{kg}{m^3}} = 66,28$$

Se necesitan como mínimo 67 tubos. Atendiendo a la **Tabla A.16.14** del Anexo 16, fijando un número de tubos de 82, que corresponde a dos pasos por tubo, un diámetro de carcasa de 0,305 metros y un valor para el pitch de 0,0254 metros (1 in).

#### **11.1.11.- Cálculo de la longitud de tubos**

Se determina la longitud de los tubos en función del diámetro de los tubos y del área de intercambio necesario para calentar la corriente que circula por los tubos.

$$A_o = \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N_t \quad [A. 11.18]$$

$$L = \frac{A_o}{\pi \cdot D_o \cdot N_t} \quad [A. 11.19]$$

Sustituyendo:

$$L = \frac{20,84 m^2}{\pi \cdot 0,0191 m \cdot 82} = 4,25 m = 13,94 ft$$

Teniendo en cuenta una longitud normalizada, se toma un valor inmediatamente superior al necesario. Según esto, los tubos tendrán una longitud de 4,27 metros, es decir, 14 ft.

### 11.1.12.- Tamaño de la carcasa

Considerando un paso por carcasa y 82 tubos en disposición triangular, según especifica la **Tabla A.16.14** del Anexo 16, la carcasa tendrá un diámetro de 0,305 metros (12 in).

### 11.1.13.- Deflectores

El número de deflectores que irán provistos en la carcasa se calcula a continuación aplicando la fórmula:

$$N_c = \frac{l}{P_{def}} \quad [A. 11.20]$$

Se determina el espaciamiento mínimo y máximo para a continuación hallar el espaciamiento entre deflectores como la media entre estos valores.

La separación mínima entre deflectores ( $P_{def\ mín}$ ) será el mayor de estos valores:

- 1/5 del diámetro interior de la carcasa (0,06096 m).
- 2 in (0,0508 m).

En este caso se toma el valor de 0,06096 metros.

Para la separación máxima, recordar que en los demás intercambiadores ya diseñados, se hace uso de la **Tabla A.2.6** del Anexo 2. En función del diámetro exterior de los tubos y el material de los tubos, el espaciamiento máximo entre placas es de 60 pulgadas (1,524 m).

Se considera como espaciamiento entre los deflectores el número entero más próximo (en dm) a la media entre los calculados.

$$P_{def} = \frac{0,06096\ m + 1,524\ m}{2} = 0,8\ m = 31\ in$$

Por tanto el número de deflectores es:

$$N_c = \frac{4,27\ m}{0,8\ m} = 5,33$$

La unidad mayor más cercana, y por tanto, el número de deflectores del intercambiador serán seis.

$$N_c = 6$$

El espesor para un diámetro de carcasa de 0,305 metros y un espaciamiento entre deflectores es de 0,787 metros (31 in), según se recoge en la **Tabla A.2.7** del Anexo 2 es de 3/16 pulgadas (4,8 mm).

Por último el diámetro de las placas deflectoras es ligeramente inferior al diámetro interior de la carcasa (0,3048 m), con un segmento libre igual al 25% del diámetro interior de la carcasa.

#### **11.1.14.- Cálculo de la altura de barrera**

La altura de la barrera ( $h_w$ ) es de 4 in por encima del diámetro de la carcasa (véase **Figura A.11.1** en el **Apartado 11.1.3** de este Anexo).

Si el diámetro de la carcasa mide 12 in, se tiene que la altura de barrera es:

$$h_w = d_c + 4 \text{ (in)} \quad [A. 11.21]$$

$$h_w = 12 \text{ in} + 4 \text{ in} = 16 \text{ in}$$

$$h_w = 16 \text{ in} = 0,41 \text{ m}$$

#### **11.1.15.- Cálculo del diámetro del rehervidor**

El diámetro del rehervidor (véase **Figura A.11.1** de este Anexo) se calcula como:

$$d_k = 2,93 \cdot h_w^{0,788} \quad [A. 11.22]$$

$$d_k = 2,93 \cdot 16 \text{ in}^{0,788}$$

$$d_k = 26,04 \text{ in} = 0,66 \text{ m}$$

### 11.1.16.- Parámetro L

Según especificaciones de CEPESA, para tubos de longitud inferior a 4,8 metros, como es el caso que ocupa, L valdrá 0,9 metros (véase **Figura A.11.1** del **Apartado 11.1.3**).

### 11.1.17.- Diseño mecánico

#### 11.1.17.1.- Espesor de los tubos

De acuerdo con el del Código ASME B31.3, el espesor de los tubos se calcula mediante la siguiente expresión:

$$t = \left( \frac{P_D \cdot D_o}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)} + C \right) \cdot \frac{1}{1 - (M/100)} \quad [A. 11.23]$$

- Presión de diseño ( $P_D$ )

$$P_{oper} = 668,31 \text{ psi}$$

$$P_D = 1,1 \cdot P_{oper} = 1,1 \cdot 668,31 \text{ psi} = 735,14 \text{ psi}$$

- Diámetro exterior ( $D_o$ )

El diámetro exterior de los tubos del intercambiador es 0,75 pulgadas (consúltese **Tabla A.16.14** en el Anexo 16).

- Tensión máxima admisible (S)

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME B31.3, para tuberías de SA-285 sometidas a una temperatura de hasta 500 °F (temperatura inmediatamente superior a la temperatura máxima del fluido que circula por los tubos) la tensión máxima admisible tiene un valor de  $S = 15700 \text{ psi}$  (véase **Tabla A.16.10**).



- Eficiencia de la soldadura (E)

Según la tabla UW-12 del Código ASME VIII-Div.1, para una junta a tope de doble cordón de soldadura o mediante otro método con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado sobre la superficie exterior e interior de la pieza, el valor para la eficiencia de junta se considera igual a la unidad.

- Factor Y

Al igual que el resto de intercambiadores, este factor toma un valor de 0,4 según la **Tabla A.16.16**, teniendo en cuenta que la temperatura de diseño no excede los 900 °F y que los tubos están contruidos en acero al carbono.

- Margen de corrosión (C)

Un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año es satisfactorio para recipiente y tuberías. Para el intercambiador de calor se considera un valor moderado para la vida de operación, principalmente por razones de seguridad, así que se toma un periodo de 15 años. Por lo tanto:

$$C = 15 \text{ años} \cdot 0,005 \text{ in/año} = 0,075 \text{ in} = 0,1905 \text{ cm}$$

- Tolerancia de fabricación (M)

La tolerancia en el espesor de pared es de -12,5%.

Sustituyendo todos los valores de las variables explicadas en la **Ecuación A.11.23**:

$$t = \left( \frac{735,14 \text{ psi} \cdot 0,75 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 735,14 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,105 \text{ in}$$

El espesor normalizado será de 0,109 in (12BWG), valor inmediatamente superior al calculado (véase **Tabla A.16.15** del Anexo 16).

### **11.1.17.2.- Espesor de la carcasa**

Se indican en primer lugar los valores de los parámetros básicos para el cálculo del espesor de la carcasa.

- Espesor mínimo de pared:

Bien por norma o por código, se debe fijar un valor mínimo de espesor:

- Exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}(mm) = 2,5 + C$$

$$t_{min} = 2,5 \text{ mm} + 1,905 \text{ mm} = 4,405 \text{ mm} = 0,4405 \text{ cm} = 0,173 \text{ in}$$

- Según la fórmula para aceros al carbono:

$$t_{min}(mm) = 5 + C$$

$$t_{min} = 5 + 1,905 = 6,905 \text{ mm} = 0,6905 \text{ m} = 0,272 \text{ in}$$

Se elige en principio el de mayor valor (0,272 in). Se comprobará luego que el espesor mínimo de pared por norma es mayor que el espesor obtenido mediante las fórmulas correspondientes.

- Presión de diseño ( $P_D$ )

Se tomará como presión de diseño la mayor de dos valores:

- Una presión de diseño de 30 psi ( $2,1 \text{ kg/cm}^2$ )
- Un 10% más de la presión de operación

$$P_{oper} = 319,44 \text{ psi}$$

$$P_D = 1,1 \cdot P_{oper} = 1,1 \cdot 319,44 \text{ psi} = 351,38 \text{ psi}$$

Por tanto la presión de diseño será 351,38 psi.

- Temperatura de diseño ( $T_D$ )

$$T(^{\circ}\text{C}) = T_{m\acute{a}x.operaci\acute{o}n} + 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

En el caso de este intercambiador de calor, la temperatura máxima de operación en el interior del equipo es 260 °C, luego:

$$T(^{\circ}\text{C}) = 260\text{ }^{\circ}\text{C} + 20\text{ }^{\circ}\text{C} = 280\text{ }^{\circ}\text{C} = 536\text{ }^{\circ}\text{F}$$

- Tensión máxima admisible (S)

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME, para carcasas de acero al carbono SA 285 sometidas a una temperatura de hasta 600 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño), se tiene que  $S = 15300\text{ psi}$  (véase **Tabla A.16.10**)

- Eficiencia de la soldadura (E)

El valor para la eficiencia de junta se considera, según la tabla UW-12 del código ASME VIII–Div.1, para una junta a tope con doble cordón de soldadura o mediante otro método con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado, y siendo una junta examinada por zonas, con un valor de  $E=0,85$ .

Para el cálculo del espesor se ha de estudiar previamente el tipo de tensiones a que está sometido el recipiente. Para ello se muestra a continuación una tabla con las tensiones posibles que pueden afectar al intercambiador.

Tabla A.11.4:  
Tensiones que influyen en el equipo (Megyesy E.F., 2001)

CARGA	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		TENSIONES LONGITUDINALES	
	TRACCIÓN	COMPRESIÓN	TRACCIÓN	COMPRESIÓN
<b>Peso</b>				X
<b>Viento</b>			X	X
<b>Seísmo</b>			X	X
<b>Presión interior</b>	X		X	
<b>Presión exterior</b>				

Como ya se ha comentado en otros anexos, la tensión debida a viento y seísmo es despreciable frente a la ejercida por la presión interior, por lo que se considera tan solo la presión interior para realizar el cálculo de espesor.

Se halla el espesor necesario para soportar los dos tipos de tensiones a los que está sometido el recipiente (tensión circunferencial y longitudinal), y se toma el mayor de los dos valores obtenidos.

- $P_D = 351,38 \text{ psi}$
- $D_C = 12 \text{ in}$
- $S = 15300 \text{ psi}$
- $E = 0,85$
- $C = 0,075 \text{ in}$

***Tensiones circunferenciales***

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_D} \quad [A. 11.24]$$

$$t_{circ} = \frac{351,38 \text{ psi} \cdot 6 \text{ in}}{15300 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 351,38 \text{ psi}} = 0,16 \text{ in}$$

***Tensiones longitudinales***

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P_D} \quad [A. 11.25]$$

$$t_{long} = \frac{351,38 \text{ psi} \cdot 6 \text{ in}}{2 \cdot 15300 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 351,38 \text{ psi}} = 0,081 \text{ in}$$

El mayor espesor es el requerido para soportar las tensiones circunferenciales. A este espesor, se añade el desgaste por corrosión.

$$t_{carcasa} = 0,16 \text{ in} + 0,075 \text{ in}$$

$$t_{carcasa} = 0,24 \text{ in} = 0,61 \text{ cm}$$

Por último se comprueba el espesor mínimo.

$$t_{obtenido} = 0,61 \text{ cm} = 0,24 \text{ in} < t_{min} = 0,6905 \text{ cm} = 0,272 \text{ in}$$

Por tanto, el espesor mayor es el mínimo establecido para carcasas de acero al carbono, por lo que el espesor mínimo de la carcasa será 0,272 in.

Comercialmente se tomará el inmediatamente superior.

$$t_{carcasa} = 0,30 \text{ in} = 0,0076 \text{ m} = 0,76 \text{ cm}$$

### 11.1.18.- Cálculo pérdidas de carga

#### 11.1.18.1.- Pérdida de carga en el interior de los tubos

Se utiliza la ecuación de Fanning para determinar la pérdida de carga que presenta el vapor por el interior de los tubos.

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{D_i \cdot \rho} \quad [A. 11.26]$$

En la tabla siguiente se muestran los datos necesarios para determinar dicha pérdida de presión.

Tabla A.11.5:  
Parámetros para la determinación de las pérdidas de carga

<b>Propiedades</b>	<b>Valores</b>
nt (paso por los tubos)	2
l (longitud de los tubos)	4,27 m
Nt (número de tubos)	82
M (caudal másico)	0,26 kg·s <sup>-1</sup>
d <sub>i</sub>	0,0135 m
μ	1,19·10 <sup>-4</sup> Pa·s
ρ	22,43 kg·m <sup>-3</sup>

Se calcula entonces la velocidad másica:

$$G = \frac{4 \cdot M \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \quad [A. 11.27]$$

$$G = \frac{4 \cdot 0,26 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 2}{\pi \cdot 0,0135^2 \text{ m}^2 \cdot 82} = 44,88 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

Se determina el Re a partir de la velocidad másica para poder hallar el factor de fricción. Para aceros comerciales se obtiene una rugosidad relativa  $\varepsilon/d=0,0003$  (consúltese **Figura A.16.5** del Anexo 16).

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu}$$

$$Re = \frac{0,0135 \text{ m} \cdot 44,88 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}}{1,19 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 5096,16$$

En función del valor del Re y la rugosidad relativa mediante la gráfica de Moody (véase **Figura A.16.4**), se obtiene un valor del factor de fricción de  $f=0,0165$ .

Sustituyendo en la ecuación de pérdida de carga **Ecuación A.11.26**:

$$\Delta P_t = \frac{0,0165 \cdot 44,88^2 \frac{\text{kg}^2}{\text{m}^4 \cdot \text{s}^2} \cdot 4,27 \text{ m}}{0,0135 \text{ m} \cdot 22,43 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 467,89 \text{ kg/m} \cdot \text{s}^2$$

Y convertido en bares:

$$\Delta P_t = 0,047 \text{ bar}$$

### **11.1.18.2.- Pérdida de carga en la carcasa**

A través del método de CERN se calcula de pérdida de carga por la carcasa.

$$\Delta P_c = \frac{f_c \cdot G_c^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_c}{\rho \cdot D_e} \quad [A. 11.28]$$

Se calcula la velocidad másica:

$$G_c = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot (D_c^2 - N_t \cdot D_o^2) \cdot X} \quad [A. 11.29]$$

En este caso, M es el caudal másico del fluido que circula por la carcasa, correspondiente a  $11,34 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ .

El término asignado a X se refiere al cociente del área del segmento libre de la deflectora a sección de la carcasa, es decir, el cociente entre el Pitch y el diámetro exterior de los tubos.

$$X = \frac{1 \text{ in}}{0,75 \text{ in}} = 1,33$$

A continuación se determina la velocidad másica en la carcasa, sabiendo que el diámetro de la carcasa es 0,305 metros, el número de tubos 82 y el diámetro exterior de los tubos de 0,0191 metros. Sustituyendo en la **Ecuación A.11.29**:

$$G_c = \frac{4 \cdot 11,34 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\pi \cdot (0,305^2 \text{ m}^2 - 82 \cdot 0,0191^2 \text{ m}^2) \cdot 1,33} = 172,04 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$$

▪ *Determinación de  $f_c$*

Se determina el factor de fricción  $f_c$ . Si la viscosidad del fluido que circula por la carcasa es  $1,30 \cdot 10^{-5}$  Pa·s, el Re adquiere un valor de:

$$Re = \frac{D_c \cdot G_c}{\mu}$$

$$Re = \frac{0,305 \text{ m} \cdot 172,04 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}}{1,30 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 4,03 \cdot 10^6$$

Para una rugosidad relativa  $\varepsilon/d=0,0002$ , el factor de fricción toma un valor de  $f_c=0,014$ .

El número de deflectores calculado en el **Apartado 11.1.13**, es de 6 deflectores.

▪ *Determinación del diámetro equivalente*

Como se expuso en el diseño del resto de intercambiadores de calor, este término se calcula mediante la relación:

$$D_e = 4 \cdot \left\{ \frac{(4 \cdot P_t^2/3) - (\pi \cdot D_o^2/8)}{\pi \cdot D_o/2} \right\} \quad [A. 11.30]$$

$$D_e = 4 \cdot \left\{ \frac{(4 \cdot 0,0254^2/3) - (\pi \cdot 0,0191^2/8)}{\pi \cdot 0,0191/2} \right\} = 0,096 \text{ m}$$

La densidad de la corriente caliente es de  $371,8 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$  (Según datos del simulador Hysys).

Sustituyendo en la **Ecuación A.11.28**, correspondiente a la pérdida de carga en la carcasa se obtiene:

$$\Delta P_c = \frac{0,014 \cdot 172,04^2 \frac{\text{kg}^2}{\text{s}^2 \cdot \text{m}^4} \cdot (6 + 1) \cdot 0,305 \text{ m}}{371,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,096 \text{ m}} = 24,79 \text{ kg/m} \cdot \text{s}^2$$

$$\Delta P_c = 2,48 \cdot 10^{-4} \text{ bar}$$

Sumando por último las dos pérdidas de carga calculadas para el exterior e interior de los tubos para obtener la pérdida total de presión por el equipo de intercambio de calor:

$$\Delta P_{total} = 0,047 \text{ bar} + 2,48 \cdot 10^{-4} \text{ bar} = 0,0473 \text{ bar}$$

### **11.1.19.- Material de aislamiento**

Para el aislamiento del reboiler se usará lana de roca, ya que cubre las necesidades técnicas del equipo. Se aísla la carcasa externa del intercambiador y se recubrirá el aislante con una chapa de aluminio.

Para una temperatura máxima de operación en la carcasa de hasta  $238 \text{ }^\circ\text{C}$ , se obtiene un espesor de lana de roca de 80 milímetros (véase **Tabla A.16.33** del Anexo 16).

## **11.2.- Diseño del condensador CD-02**

### **11.2.1.- Selección del sistema de condensación**

De forma análoga a la corriente proveniente del segundo sistema de reacción, el producto de cabezas de la torre se somete a una condensación parcial que favorezca la presencia de ambas fases, líquida y gaseosa, con el fin de someterla a un proceso posterior de



separación gas-líquido. La misión de esta última operación permitirá obtener, por un lado, los gases incondensables presentes en el producto y, por el otro, retornar la fase líquida separada a la torre con el fin de fijar la corriente de reflujo con la que va a trabajarse. Además, la operación en este separador es la encargada de mantener una presión de trabajo estacionaria en el interior de la columna de rectificación.

A la hora de condensar una corriente, existen dos posibles opciones en función al tipo de refrigerante que se emplee. Siendo así puede llevarse a cabo la condensación por medio de sistemas refrigerantes líquidos, destacando el agua, o por medio de aire movido e impulsado por sistemas de ventilación.

La segunda de las opciones resulta muy apropiada en aquellos casos en los cuales se requiera la condensación de grandes volúmenes de trabajo, reduciendo notablemente los gastos derivados del consumo de ingentes cantidades de refrigerante. El proceso de condensación que va a diseñarse en el presente Anexo, supone trabajar con un caudal de alimentación relativamente pequeño para recurrir a sistemas de refrigeración de aire por lo cual se va a optar por el diseño de un condensador parcial de carcasa y tubos.

La gama de sistemas de condensación es muy similar a la disponible para los cambiadores de calor. Dentro de estos equipos, los más empleados en la industria son los de carcasa y tubos, por lo que siguiendo el procedimiento desarrollado en los cambiadores de calor que se han diseñado en el presente Proyecto Fin de Carrera, se recurre al empleo de un condensador de carcasa y tubos.

### **11.2.2.- Caracterización de las corrientes**

El condensador seleccionado llevará a cabo su misión empleando agua como fluido refrigerante. La corriente vapor a condensar proveniente de la columna de destilación se compone de ciclohexano, tolueno, metano e hidrógeno. El agua empleada proveniente del circuito interno de agua de refrigeración de la Refinería, se introduce en el sistema a 21 °C abandonándolo a la temperatura de 34 °C. La corriente de producto debe enfriarse desde 60,77 °C a 35 °C.

A continuación se muestra el diagrama térmico de las corrientes para las condiciones estipuladas.

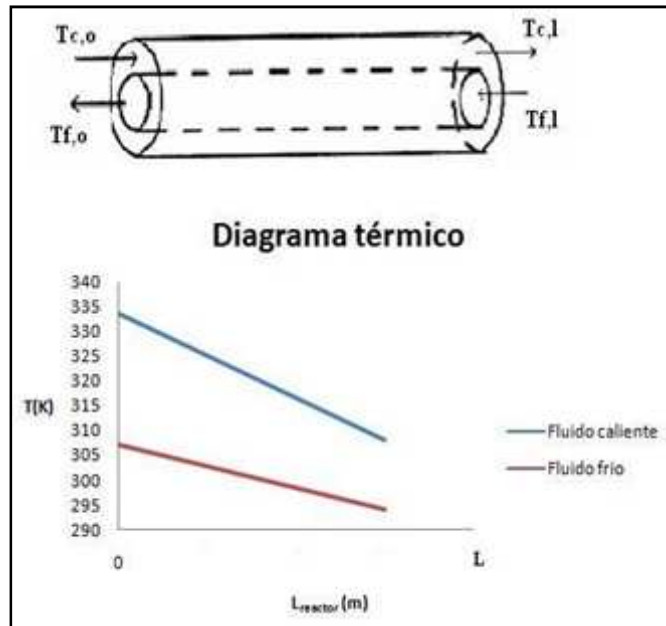


Figura A.11.2: Diagrama térmico de las corrientes

De acuerdo con los criterios para el establecimiento de las corrientes en los sistemas de intercambio de calor (consúltase **Apartado 2.4** del Anexo 2 del presente Proyecto) el fluido a refrigerar, en este caso, la mezcla multicomponente proveniente de la torre, circulará por el lado de la carcasa mientras que el agua de refrigeración se introduce por el interior de los tubos.

### 11.2.3.- Diseño del sistema de condensación

El sistema de condensación seleccionado presenta la misma morfología que un cambiador de calor de carcasa y tubos. Como ya se ha mencionado con anterioridad, la corriente vapor que alimenta el sistema presenta cuatro componentes, siendo el metano y el hidrógeno gases incondensables. El procedimiento a seguir para el diseño de equipos de condensación de mezclas que contienen gases incondensables, requiere tener en cuenta una serie de pautas con el fin de hallar las principales dimensiones del equipo.

La primera de estas pautas consiste en seleccionar un modelo preliminar estándar para la condensación.

#### 11.2.3.1.- Caracterización preliminar del equipo de condensación

Tal y como se ha mencionado con anterioridad, el primer paso para el diseño del sistema de condensación pasa por designar un equipo con el que se llevará a cabo la condensación.

Una vez realizado los cálculos para dicho equipo será necesario comprobar que el sistema designado es acorde con los resultados obtenidos.

Las características del condensador de carcasa y tubos designado para el diseño preliminar del equipo se recogen a continuación

Tabla A.11.6:  
Dimensiones del condensador

<b>Propiedad</b>	<b>Valores</b>
$D_{\text{exterior}}$	1,9050 cm
Espesor	0,2769 cm
$D_{\text{interior}}$	1,3513 cm
Nº pasos/tubo	2
Pitch	2,54 cm
Nº Tubos	302
$D_{\text{interior carcasa}}$	0,5398 m
$L_{\text{tubos}}$	4,8768 m
Espaciado deflectoras	0,84 m

Las dimensiones del diámetro exterior de los tubos, el diámetro de la carcasa, el pitch o espaciamiento entre centros de tubos adyacentes y el número de tubos están recogidas en la **Tabla A.16.14** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera para un condensador cuyos tubos se disponen triangularmente. La longitud de los tubos y el espaciamiento entre placas deflectoras son valores comerciales estándar. El espesor de la pared de los tubos y por consiguiente el diámetro interno se determina en el **Apartado 11.2.6** del actual Anexo.

#### ***11.2.3.2.- Determinación del coeficiente global de transmisión de calor***

La determinación de este parámetro es imprescindible para el cálculo del área necesaria en la transmisión de calor. La segunda de las pautas para el diseño de la condensación parcial de una mezcla que contiene gases incondensables, requiere fraccionar el proceso de condensación en intervalos crecientes de temperatura, es decir, el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor debe abordarse recurriendo a un balanceo de temperatura entre la de entrada y salida de la corriente.

Para el sistema que se trata, el cálculo se desarrollará dividiendo el proceso de condensación en dos intervalos de equilibrio, una primera etapa de equilibrio comprendida

entre la temperatura de entrada de 60,77 °C y una temperatura intermedia de 50 °C y una segunda etapa de equilibrio comprendida entre 50 °C y la temperatura de salida del sistema, 35 °C.

Conocidos tanto el calor intercambiado en cada uno de los intervalos como el coeficiente global de transmisión de calor, el área se determina por medio de la expresión:

$$A = \frac{\sum_{i=1}^2 Q_i}{\sum_{i=1}^2 U \cdot \Delta T} \quad [A. 11.31]$$

Donde:

- A es el área de intercambio de calor en m<sup>2</sup>.
- U es el coeficiente global de transmisión de calor en W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>.
- ΔT es el incremento de temperaturas entre el fluido refrigerante y la corriente de producto en K.
- Q es el calor intercambiado en J·s<sup>-1</sup>.

El subíndice i hace referencia al intervalo de equilibrio correspondiente.

Para la determinación del coeficiente global de transmisión de calor debe calcularse con anterioridad los coeficientes de película del lado de los tubos y del lado de la carcasa para cada uno de los intervalos de equilibrio fijados.

#### *11.2.3.2.1.- Determinación del coeficiente de película del lado de los tubos*

Por el interior de los tubos del sistema circulará el agua de refrigeración introduciéndose a 21 °C para abandonar el equipo a 34 °C. El coeficiente de película del lado de los tubos se considera constante en cada uno de los intervalos de equilibrio en los cuales se ha dividido el sistema. Este coeficiente se determina gráficamente a través de la velocidad de circulación del agua por el interior de los tubos.

La expresión que permite calcular dicha velocidad se recoge a continuación:

$$v_{tubos} = \frac{G}{\rho} \quad [A. 11.32]$$

Donde:

- $v_{\text{tubos}}$  hace referencia a la velocidad de circulación del agua en el interior de los tubos en  $\text{ft}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- $G$  es la velocidad másica del agua en  $\text{lb}\cdot\text{ft}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- $\rho$  es la densidad del agua en  $\text{lb}\cdot\text{ft}^3$ .

La velocidad másica, a su vez, se halla por medio de la relación:

$$G = \frac{m_{\text{agua}}}{A_t} \quad [\text{A. 11.33}]$$

Las siglas  $m_{\text{agua}}$  y  $A_t$  hacen referencia al caudal de agua de refrigeración en  $\text{lb}\cdot\text{s}^{-1}$  y al área de paso por los tubos en  $\text{ft}^2$  respectivamente.

El cálculo del caudal de agua de refrigeración se recoge en el **Apartado 11.2.5** del presente Anexo y el área de paso por tubos se determina de acuerdo con la expresión:

$$A_t = \frac{\pi \cdot N_t \cdot d_i^2}{4 \cdot N_p} \quad [\text{A. 11.34}]$$

Donde:

- $N_t$  es el número de tubos del sistema.
- $d_i$  es el diámetro interior de los tubos en in.
- $N_p$  es el número de pasos por tubos.

Conocidos todos estos parámetros, es posible calcular el área de paso por los tubos:

$$A_t = \frac{\pi \cdot 302 \cdot \left(1,3513 \text{ cm} \cdot \frac{1 \text{ in}}{2,54 \text{ cm}}\right)^2}{4 \cdot 2} = 33,56 \text{ in}^2$$

Sabiendo que el caudal de agua de refrigeración tiene un valor de  $16,041 \text{ lb}\cdot\text{s}^{-1}$ , se determina la velocidad másica por medio de la **Ecuación A.11.33**:

$$G = \frac{16,041 \frac{\text{lb}}{\text{s}}}{33,56 \text{ in}^2 \cdot \frac{1 \text{ ft}^2}{(12 \text{ in})^2}} = 68,82 \text{ lb/s} \cdot \text{ft}^2$$

Por último, recurriendo a la bibliografía [Perry et al, 2001] la densidad del agua a la temperatura media de 27,5 °C (81,5 °F) tiene un valor de 62,265 lb·ft<sup>-3</sup>, por lo que la velocidad será igual a:

$$v_{\text{tubos}} = \frac{68,82 \frac{\text{lb}}{\text{s} \cdot \text{ft}^2}}{62,265 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}} = 1,105 \text{ ft/s}$$

Determinada la velocidad es posible conocer el coeficiente de película del lado de los tubos,  $h_{i0}$ , por medio de la **Figura A.11.3**.

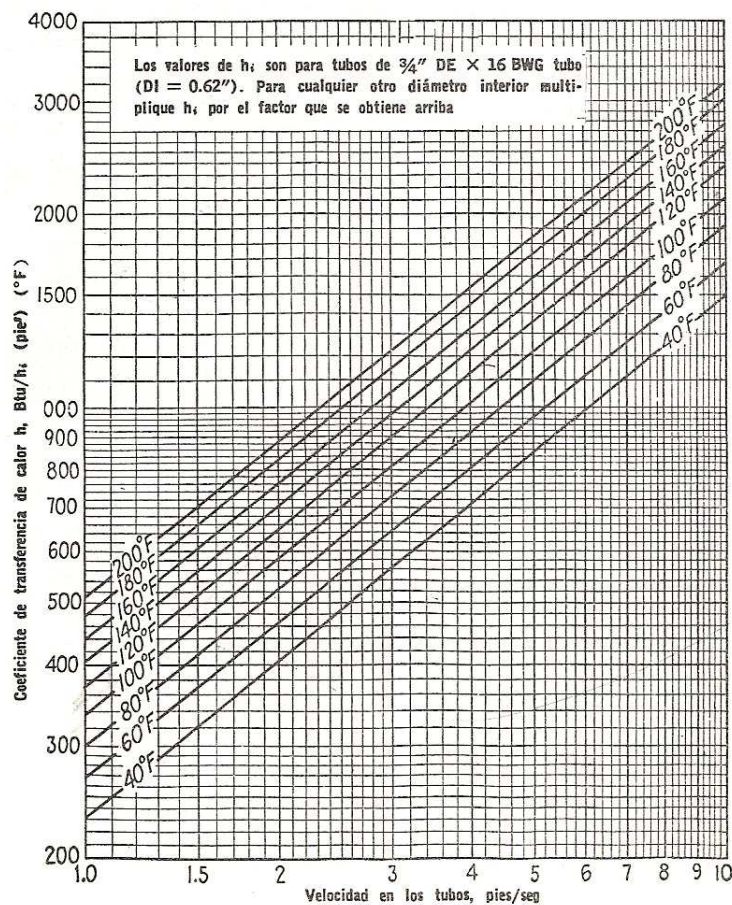


Figura A.11.3: Coeficiente de transmisión de calor  $h_i$  (Kern, D.Q., 1999)

Para una velocidad de 1,05 ft·s<sup>-1</sup>, se obtiene un valor de  $h_{i0}$  igual 285 Btu·h<sup>-1</sup>·ft<sup>-2</sup>·°F<sup>-1</sup> para la temperatura de 81,5 °F. Este valor obtenido es necesario multiplicarlo por un factor de corrección  $f$  correspondiente al diámetro de los tubos con los cuales se está operando.

Para un diámetro interior de 0,532 pulgadas, el factor de corrección, según la **Figura A.11.4**, tiene un valor de 1,02.

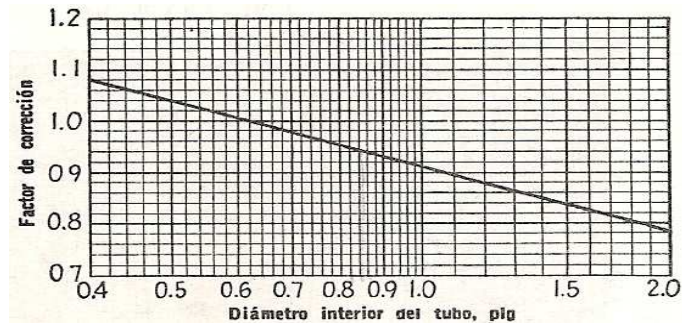


Figura A.11.4: Factor de corrección (Kern, D.Q., 1999)

El coeficiente de película del lado de los tubos  $h_i$  será:

$$h_i = h_{i0} \cdot f \quad [A. 11.35]$$

Por tanto:

$$h_i = 285 \frac{Btu}{^\circ F \cdot h \cdot ft^2} \cdot 1,02 = 290,7 Btu/^\circ F \cdot h \cdot ft^2$$

#### 11.2.3.2.2.- Determinación del coeficiente del lado de la carcasa

Para determinar este coeficiente debe tenerse en cuenta que su valor no es constante en cada uno de los intervalos de equilibrio en los que se ha dividido el proceso de condensación ya que es la corriente producto la que circula a través de la carcasa sometándose a un proceso de condensación parcial.

A continuación va a procederse a calcular este coeficiente para los dos intervalos de condensación.

La expresión que permite hallar este parámetro se recoge a continuación:

$$h_o = \frac{j_H \cdot k}{D_e} \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k}\right)^{1/3} \quad [A. 11.36]$$

Donde:

- $h_o$  es el coeficiente del lado de la carcasa expresado en  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ .
- $j_H$  es un coeficiente de fricción que depende del número de Reynolds.
- $k$  es la conductividad de la corriente producto en  $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ .

- $D_e$  es el diámetro equivalente de la carcasa en m.
- $C_p$  es la capacidad calorífica de la corriente en  $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ .
- $\mu$  es la viscosidad de la corriente en Pa·s.

No todas estas variables pueden conocerse directamente por lo que el procedimiento seguido para calcular cada una de ellas se recoge a continuación.

El valor de la capacidad calorífica se obtiene por medio del simulador Hysys versión 3.2 (véase Anexo1) y tiene un valor de  $3,92 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ .

▪ *Determinación de la viscosidad y conductividad del sistema*

Cada una de estas propiedades se halla como una media ponderada de la contribución de cada uno de los compuestos a la propiedad de la corriente.

$$Propiedad = \sum_{i=1}^4 Propiedad_i \cdot x_i \quad [A. 11.37]$$

Donde el subíndice  $i$  hace referencia al compuesto considerado y  $x_i$  es la composición de cada compuesto en la corriente.

Para cada uno de los compuestos, la viscosidad se obtiene por medio de la bibliografía (consúltese **Figuras A.16.1** y **A.16.2** del Anexo 16 del presente Proyecto) a la temperatura media entre la de entrada,  $60,77 \text{ }^\circ\text{C}$ , y la de salida,  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ , de la primera etapa de equilibrio considerada  $T_m=55,38 \text{ }^\circ\text{C}$ . Estos valores se tabulan a continuación:

Tabla A.11.7:  
Propiedades de los compuestos de la corriente a  $T_m=55,38 \text{ }^\circ\text{C}$

<b>Propiedad</b>	<b>Unidad</b>	<b>Metano</b>	<b>Hidrógeno</b>	<b>Tolueno</b>	<b>Ciclohexano</b>
Viscosidad	Pa·s	$1,05 \cdot 10^{-5}$	$9,25 \cdot 10^{-6}$	$4 \cdot 10^{-4}$	$5,73 \cdot 10^{-4}$
Conductividad	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	0,0375	0,19097	0,126	0,117
Composición	-	0,31943	0,660588	0,000001	0,01998

Las composiciones de equilibrio se corresponden con las de la fase vapor y se han obtenido del balance realizado al sistema con el simulador Hysys versión 3.2.

Los resultados obtenidos se recogen a continuación.



Tabla A.11.7:  
Propiedades de la corriente a  $T_m=55,38\text{ }^\circ\text{C}$

Propiedad	Valores
$\mu$	$2,09 \cdot 10^{-5}\text{ Pa}\cdot\text{s}$
K	$0,14\text{ W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$

Los valores de la conductividad del metano y del hidrógeno se toman de la **Tabla A.16.6** y los correspondientes al ciclohexano y tolueno de las **Tablas A.16.7** y **A.16.8** respectivamente, contenidas todas en el Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera.

- *Determinación del coeficiente de fricción  $j_H$*

Se obtiene gráficamente a partir del número de Reynolds del sistema.

$$Re = \frac{G \cdot D_e}{\mu} \quad [A. 11.38]$$

En esta expresión G hace referencia a la velocidad másica de la corriente expresada en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $D_e$  es el diámetro equivalente de la carcasa en m y  $\mu$  es la viscosidad expresada en Pa·s.

El cálculo de la velocidad másica se aborda por medio de la relación:

$$G = \frac{m_{vapor}}{A_s} \quad [A. 11.39]$$

Donde  $m_{vapor}$  expresa el caudal másico de la fase vapor en  $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$  y  $A_s$  es el área correspondiente a la carcasa en  $\text{m}^2$ .

Para conocer  $A_s$  debe acudir a la expresión:

$$A_s = \frac{D_{si} \cdot C \cdot BP}{144 \cdot P_T} \quad [A. 11.40]$$

Donde:

- $D_{si}$  es el diámetro interior de la carcasa en in.

- C es el espaciado entre tubos adyacentes en in.
- BP es el espaciado entre deflectoras expresado en in.
- P<sub>T</sub> hace referencia a la separación entre tubos en in.

El área A<sub>S</sub> se expresa en ft<sup>2</sup>.

Sabiendo que el valor de P<sub>T</sub> y C es análogo y sustituyendo los datos en la **Expresión A.11.40** se obtiene:

$$A_S = \frac{21,25 \text{ in} \cdot 1 \text{ in} \cdot 33 \text{ in}}{144 \cdot 1 \text{ in}} = 4,87 \text{ ft}^2$$

El caudal de la fase vapor, m<sub>vapor</sub>, se obtiene del balance de materia realizado al sistema por medio del simulador Hysys versión 3.2 y tiene un valor de 5,42 lb·s<sup>-1</sup> (véase Anexo 1).

Conocidos estos valores se obtiene:

$$G = \frac{5,42 \frac{\text{lb}}{\text{s}}}{4,87 \text{ ft}^2} = 1,11 \text{ lb/s} \cdot \text{ft}^2$$

La determinación del diámetro equivalente de la carcasa se aborda en el **Apartado 11.2.8.2** del presente Anexo y tiene un valor de 0,0959 metros. Conocidas todas las variables que intervienen en el cálculo del número de Reynolds se tiene:

$$Re = \frac{1,11 \frac{\text{lb}}{\text{s} \cdot \text{ft}^2} \cdot \frac{0,453 \text{ kg}}{1 \text{ lb}} \cdot \frac{1 \text{ ft}^2}{(0,3048 \text{ m})^2} \cdot 0,0959 \text{ m}}{2,09 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 2,48 \cdot 10^4$$

Para un Reynolds de 2,48·10<sup>4</sup> por medio de la **Figura A.11.5** se obtiene un valor del j<sub>H</sub> de 82.

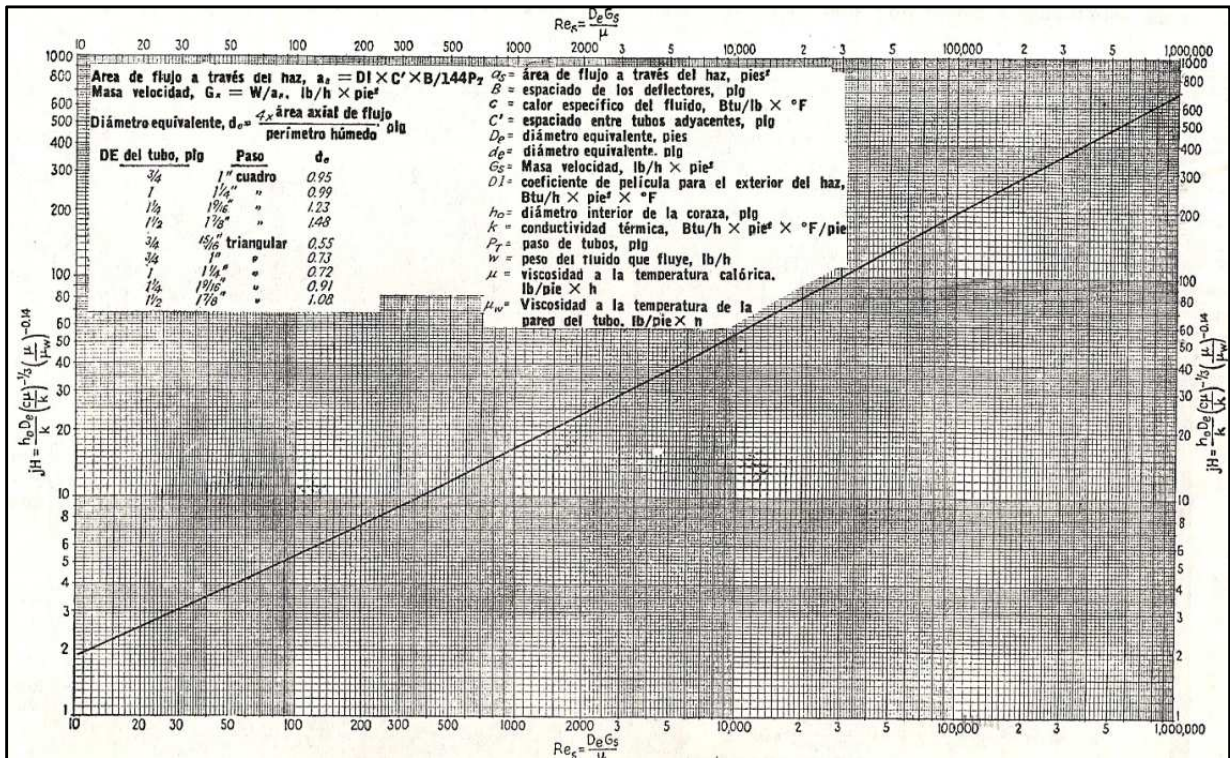


Figura A.11.5: Determinación del coeficiente de fricción  $j_H$  (Kern, D.Q., 1999)

Determinadas todas las variables necesarias, se recurre a la **Expresión A.11.36** para hallar el coeficiente del lado de la carcasa:

$$h_o = \frac{82 \cdot 0,14 \frac{W}{m \cdot K}}{0,0959 m} \cdot \left( \frac{3,92 \frac{kJ}{K \cdot kg} \cdot \frac{1000 J}{1 kJ} \cdot 2,09 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s}{0,14 \frac{W}{m \cdot K}} \right)^{1/3} = 100,12 W/K \cdot m^2$$

Estos resultados son los correspondientes a la primera etapa de equilibrio en la cual se divide la condensación, para la segunda etapa se procede de forma análoga.

La segunda etapa de equilibrio supone un proceso de condensación comprendido entre 50 °C y la temperatura de salida del sistema 35 °C. Para este intervalo, el valor de la capacidad calorífica obtenida por medio del simulador Hysys versión 3.2 es de 3,915 kJ·kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>.

Los valores de la viscosidad y la conductividad para cada uno de los compuestos del sistema se tabulan a continuación:

Tabla A.11.8:  
Propiedades de los compuestos de la corriente a  $T_m=42,5\text{ }^\circ\text{C}$

<b>Propiedad</b>	<b>Unidad</b>	<b>Metano</b>	<b>Hidrógeno</b>	<b>Tolueno</b>	<b>Ciclohexano</b>
Viscosidad	Pa·s	$1,02 \cdot 10^{-5}$	$9,1 \cdot 10^{-6}$	$4,575 \cdot 10^{-4}$	$6,85 \cdot 10^{-4}$
Conductividad	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	0,0354	0,185	0,1305	0,1185
Composición	-	0,322071	0,666461	0	0,011468

Los valores para la corriente se tabulan a continuación después de haber aplicado la **Ecuación A.11.37** para cada una de estas propiedades.

Tabla A.11.9:  
Propiedades de la corriente a  $T_m=42,5\text{ }^\circ\text{C}$

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
$\mu$	$1,72 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
k	$0,136 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$

Para cada uno de los compuestos, la viscosidad se obtiene por medio de la bibliografía (consúltese **Figuras A.16.1** y **A.16.2** del Anexo 16 del presente Proyecto) a la temperatura media entre la de entrada,  $50\text{ }^\circ\text{C}$ , y la de salida,  $35\text{ }^\circ\text{C}$ , de la segunda etapa de equilibrio considerada  $T_m=42,5\text{ }^\circ\text{C}$ . Los valores de la conductividad del metano y del hidrógeno se toman de la **Tabla A.16.6** y los correspondientes al ciclohexano y tolueno de las **Tablas A.16.7** y **A.16.8** respectivamente, contenidas todas en el Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera a la temperatura de  $42,5\text{ }^\circ\text{C}$ . Todos estos valores han sido obtenidos por medio de una interpolación.

Los valores del área de la carcasa y del diámetro equivalente se corresponden con los calculados con anterioridad. El valor del caudal másico de la fase vapor se obtiene por medio del balance de materia realizado con el simulador Hysys versión 3.2 y tiene un valor de  $5,33 \text{ lb} \cdot \text{s}^{-1}$ . Con estos datos:

$$G = \frac{5,33 \frac{\text{lb}}{\text{s}}}{4,87 \text{ ft}^2} = 1,095 \text{ lb/s} \cdot \text{ft}^2$$

$$Re = \frac{1,095 \frac{\text{lb}}{\text{s} \cdot \text{ft}^2} \cdot \frac{0,453 \text{ kg}}{1 \text{ lb}} \cdot \frac{1 \text{ ft}^2}{(0,3048 \text{ m})^2} \cdot 0,0959 \text{ m}}{1,72 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 2,977 \cdot 10^4$$

Con este valor del Reynolds y recurriendo a la **Figura A.11.5**, se obtiene un valor de  $j_H$  de 85.

Conocidas todas las variables que intervienen en la **Ecuación A.11.36** se obtiene:

$$h_o = \frac{85 \cdot 0,136 \frac{W}{K \cdot m}}{0,0959 m} \cdot \left( \frac{3,915 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot \frac{1000 J}{1 kJ} \cdot 1,72 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s}{0,136 \frac{W}{K \cdot m}} \right)^{1/3}$$

$$= 95,36 W/K \cdot m^2$$

#### 11.2.3.2.3.- Determinación del coeficiente de transferencia de masa

Este coeficiente también debe calcularse para cada una de las etapas de equilibrio en las cuales se ha dividido la condensación. La expresión que permite calcular dicho parámetro presenta la forma:

$$K_G = \frac{h_o \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k}\right)^{2/3}}{C_p \cdot P_{gf} \cdot P_m \cdot \left(\frac{\rho \cdot \mu}{K_d}\right)^{2/3}} \quad [A. 11.41]$$

Donde:

- $K_G$  es el coeficiente de transferencia de masa expresado en  $kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2} \cdot bar^{-1}$ .
- $h_o$  es el coeficiente de lado de la carcasa en  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ .
- $C_p$  es la capacidad calorífica de la corriente en  $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ .
- $\mu$  es la viscosidad del sistema en  $Pa \cdot s$ .
- $k$  es la conductividad térmica de la corriente expresada en  $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ .
- $P_m$  es el peso molecular del sistema.
- $P_{gf}$  es la media logarítmica de la presión del gas inerte en el gas y la presión del gas inerte en la película de condensado expresado en bar.
- $K_d$  es el coeficiente de difusividad del gas en  $m^2 \cdot s^{-1}$ .

Los valores de estos parámetros para el primer intervalo de equilibrio del sistema se recogen a continuación:

- $\mu=2,09 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
- $k=0,14 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
- $h_o=100,12 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
- $P_m= 8,823$
- $C_p= 3,92 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
- $T_m=55,385 \text{ }^\circ\text{C}, 328,385 \text{ K}$
- $\rho=7,442 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$

Los valores del peso molecular, la capacidad calorífica y la densidad son tomados del balance de materia realizado al sistema por medio del programa Hysys versión 3.2.

El procedimiento seguido para la determinación  $P_{gf}$  y  $K_d$  se recoge a continuación.

▪ *Determinación de la presión  $P_{gf}$*

Este parámetro se calcula como una media logarítmica acudiendo a la expresión:

$$P_{gf} = \frac{(P_g' - P_g)}{\ln\left(\frac{P_g'}{P_g}\right)} \quad [A. 11.42]$$

$$P_g' = P_T - P_c \quad [A. 11.43]$$

$$P_g = P_T - P_v \quad [A. 11.44]$$

Donde:

- $P_g'$  es la presión del gas inerte en la película de condensado en bar.
- $P_g$  es la presión del gas inerte en la fase gaseosa en bar.
- $P_c$  es la presión de vapor de los condensables en la película de condensado a la temperatura de condensación en bar.
- $P_v$  es la presión de vapor de los gases condensables expresado en bar.

A su vez, para el cálculo de las presiones de vapor se recurre a la Ley de Antoine:

$$\log_{10}P_v = A - \left(\frac{B}{T + C}\right) \quad [A. 11.45]$$

Donde:

- $P_v$  es la presión de vapor del compuesto considerado expresada en bar.
- $T$  es la temperatura del sistema en °C.
- $A, B, C$  son los coeficientes de Antoine característicos de cada compuesto.

La presión de vapor sólo va a hallarse para los compuestos condensables, es decir, el ciclohexano y tolueno, para los cuales los coeficientes de Antoine aparecen tabulados en la **Tabla A.11.10** [Kern, D.Q., 1999].

Tabla A.11.10:  
Coeficientes de Antoine (Kern, D.Q., 1999)

Compuesto	Coeficientes de Antoine		
	A	B	C
<b>Ciclohexano</b>	3,93002	1182,774	220,618
<b>Tolueno</b>	4,05004	1327,62	217,625

El sistema trabaja a una presión de 21,97 bar.

- *Determinación del coeficiente de difusividad  $K_d$*

Se determina por medio de la ecuación de Gilliland:

$$K_d = \frac{0,0166 \cdot T^{3/2}}{P_T \cdot (v_A^{1/3} + v_B^{1/3})^2} \cdot \left(\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}\right)^{1/2} \quad [A. 11.46]$$

Donde:

- $K_d$  es el coeficiente de difusividad expresado en  $\text{ft}^2 \cdot \text{h}^{-1}$ .
- $T$  es la temperatura media del intervalo expresada en K.
- $P_T$  es la presión total del sistema en bar.
- $v_A$  y  $v_B$  son los volúmenes molares del gas que difunde, A, y del gas inerte, B respectivamente.

- $M_A$  y  $M_B$  son los pesos moleculares del gas que difunde y del gas inerte respectivamente.

Los volúmenes molares de los elementos que forman los compuestos están recogidos en la siguiente tabla:

Tabla A.11.11:

Volúmenes molares de los elementos (Kern, D.Q., 1999)

<b>Propiedad</b>	<b>Carbono</b>	<b>Hidrógeno</b>	<b>Anillo Aromático</b>
<b>Volumen molar</b>	14,8	3,7	15

Estas propiedades para el gas que difunde, A, y para el gas inerte, B, se hallan como una media ponderada de acuerdo con la expresión:

$$Propiedad = \sum_{i=1}^n Propiedad_i \cdot x_i \quad [A. 11.47]$$

Donde el subíndice  $i$  hace referencia al compuesto considerado y  $x_i$  es la composición de cada compuesto.

Los valores del peso molecular y la composición de cada uno de los compuestos que intervienen en la corriente son:

Tabla 11.12:

Propiedades de los compuestos de la corriente (Perry et al, 2001)

<b>Propiedad</b>	<b>Metano</b>	<b>Hidrógeno</b>	<b>Tolueno</b>	<b>Ciclohexano</b>
<b>Peso molecular</b>	16	2	92	84
<b>Composición</b>	0,31943	0,660588	$1 \cdot 10^{-6}$	0,01998

Los valores del peso molecular provienen de la bibliografía [Perry et al, 2001] y las composiciones se corresponden con las de la fase vapor y son tomadas del balance realizado al sistema con el simulador Hysys versión 3.2.

Tabulados todos estos valores se puede determinar el volumen molar del gas que difunde, A, mezcla de tolueno y ciclohexano, y del gas inerte, B, compuesto por metano e hidrógeno.



$$v_A = 1 \cdot 10^{-6} \cdot 15 + 0,01998 \cdot (6 \cdot 14,8 + 3,7 \cdot 12) = 2,66$$

$$v_B = 0,31943 \cdot (14,8 + 4 \cdot 3,7) + 0,660588 \cdot (3,7 \cdot 2) = 14,34$$

$$M_A = 92 \cdot 1 \cdot 10^{-6} + 84 \cdot 0,01998 = 1,68$$

$$M_B = 16 \cdot 0,31943 + 2 \cdot 0,660588 = 6,43$$

Conocidos todos los valores que intervienen en la ecuación de Gilliland se obtiene:

$$K_d = \frac{0,0166 \cdot (328,385 \text{ K})^{3/2}}{21,97 \text{ bar} \cdot (2,66^{1/3} + 14,34^{1/3})^2} \cdot \left(\frac{1}{1,68} + \frac{1}{6,43}\right)^{1/2} = 0,268 \text{ ft}^2/\text{h}$$

El valor de  $K_G$  depende de la presión de vapor a la temperatura de condensación y esta temperatura se halla por medio de un proceso iterativo por lo cual se va a determinar en primer lugar el valor del término  $K_G \cdot P_{gf}$  por medio de la **Ecuación A.11.41**:

$$K_G \cdot P_{gf} = \frac{100,12 \frac{W}{K \cdot m^2} \cdot \left( \frac{3,92 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot \frac{1000 J}{1 kJ} \cdot 2,09 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s}{0,14 \frac{W}{K \cdot m}} \right)^{2/3}}{3,92 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot \frac{1000 J}{1 kJ} \cdot 8,823 \cdot \left( \frac{2,09 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s}{0,268 \frac{ft^2}{h} \cdot \frac{1 h}{3600 s} \cdot \frac{(0,3048 m)^2}{1 ft^2}} \cdot 7,442 \frac{kg}{m^3} \right)^{2/3}}$$

$$= 0,00369 \text{ kg} / \text{s} \cdot \text{m}^2$$

Conocido el valor del coeficiente de transferencia de masa en el caso del primer intervalo de equilibrio en el cual se ha dividido la condensación, se procede a repetir este procedimiento para hallar el mismo parámetro en el caso de la segunda etapa de equilibrio del proceso.

Para este intervalo se recogen a continuación las variables necesarias para cálculo del coeficiente buscado.

- $\mu = 1,72 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
- $k = 0,136 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

- $h_o = 95,36 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
- $P_m = 8,823$
- $C_p = 3,915 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
- $T_m = 42,5 \text{ }^\circ\text{C}, 315,5 \text{ K}$
- $\rho = 7,85 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$

Los valores del peso molecular, la capacidad calorífica y la densidad son tomados del balance de materia realizado al sistema con el programa Hysys versión 3.2.

Los coeficientes de Antoine, el peso molecular de los compuestos y el volumen molecular de los elementos son análogos a los anteriores al tratarse de los mismos compuestos. Las composiciones de la fase vapor requeridas para calcular las variables que intervienen en la ecuación de Gilliland se toman de la **Tabla A.11.8** del presente Anexo.

Sustituyendo todos los parámetros se obtiene:

$$v_A = 0,011468 \cdot (6 \cdot 14,8 + 3,7 \cdot 12) = 1,527$$

$$v_B = 0,322071 \cdot (14,8 + 4 \cdot 3,7) + 0,666461 \cdot (3,7 \cdot 2) = 14,46$$

$$M_A = 84 \cdot 0,011468 = 0,963$$

$$M_B = 16 \cdot 0,322071 + 2 \cdot 0,666461 = 6,486$$

Acudiendo ahora a la ecuación de Gilliland:

$$K_d = \frac{0,0166 \cdot (315,5 \text{ K})^{3/2}}{21,97 \text{ bar} \cdot (1,527^{1/3} + 14,46^{1/3})^2} \cdot \left( \frac{1}{0,963} + \frac{1}{6,486} \right)^{1/2} = 0,358 \text{ ft}^2/h$$

Con todos estos datos se calcula el término  $K_G \cdot P_{gf}$  por medio de la **Expresión A.11.41**:

$$K_G \cdot P_{gf} = \frac{95,36 \frac{W}{K \cdot m^2} \cdot \left( \frac{3,915 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot \frac{1000 J}{1 kJ} \cdot 1,72 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s}{0,136 \frac{W}{K \cdot m}} \right)^{2/3}}{3,915 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot \frac{1000 J}{1 kJ} \cdot 8,823 \cdot \left( \frac{1,72 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s}{0,358 \frac{ft^2}{h} \cdot \frac{1 h}{3600 s} \cdot \frac{(0,3048m)^2}{1 ft^2} \cdot 7,85 \frac{kg}{m^3}} \right)^{2/3}}$$

$$= 0,0045 kg/s \cdot m^2$$

Llegados a este punto se conocen tanto el coeficiente de lado de la película como el coeficiente de transferencia de masa de cada uno de los intervalos. A continuación se recoge una tabla resumen con cada uno de los parámetros requeridos en la determinación posterior del coeficiente global de transferencia de calor en cada etapa de equilibrio.

Tabla A.11.13:  
Coeficientes del proceso de condensación en etapas

<b>Parámetro</b>	<b>Unidad</b>	<b>1º Etapa</b>	<b>2º Etapa</b>
<b>h<sub>o</sub></b>	W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>	100,12	95,36
<b>K<sub>d</sub></b>	m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>	0,268	0,358
<b>K<sub>G</sub>·P<sub>gf</sub></b>	kg·s <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup>	0,00369	0,0045

Determinados todos los coeficientes que intervienen en el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor para el sistema, el valor de este coeficiente para cada una de las etapas en las cuales se ha dividido el proceso de condensación se basa en un proceso iterativo hasta igualar ambos miembros de la ecuación que se recoge a continuación:

$$h_o \cdot (T_g - T_c) + K_G \cdot \frac{1}{P_m} \cdot \lambda \cdot (P_v - P_c) = h_{io} \cdot (T_c - T_w) \quad [A. 11.48]$$

Donde:

- h<sub>o</sub> es el coeficiente del lado de la carcasa expresado en W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>.
- T<sub>g</sub> es la temperatura de la corriente de alimentación en cada etapa en K.
- T<sub>c</sub> es la temperatura de condensación de la corriente de producto en K.
- K<sub>G</sub> es el coeficiente de transferencia de masa en kg·m<sup>-2</sup>·s<sup>-1</sup>·bar<sup>-1</sup>.
- P<sub>m</sub> es el peso molecular de la corriente de producto.

- $\lambda$  es el calor de vaporización en  $\text{J}\cdot\text{kmol}^{-1}$ .
- $P_v$  es la presión de vapor de los gases condensables expresada en bar.
- $P_c$  es la presión de vapor de los condensables en la película de condensado a la temperatura de condensación expresado en bar.
- $h_{i0}$  es el coeficiente de película de lado de los tubos en  $\text{W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ .
- $T_w$  es la temperatura del agua de refrigeración en cada etapa en K.

El primer término de la expresión hace referencia al calor cedido por la corriente de producto y el segundo al calor absorbido por el agua de refrigeración. En la **Ecuación A.11.48** todas las variables son conocidas excepto la temperatura de condensación, se requiere por tanto iterar el valor de esta variable hasta que ambos miembros de la ecuación se igualen, dicho valor de la temperatura de condensación iterada permitirá calcular el coeficiente global de transmisión de calor de cada etapa teniendo en cuenta que :

$$U = \frac{(Q_c + Q_g)}{2 \cdot (T_g - T_w)} \quad [\text{A. 11.49}]$$

Donde:

- $Q_c$  es el calor cedido por metro cuadrado de superficie por la corriente de producto en  $\text{J}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ .
- $Q_g$  es el calor absorbido por metro cuadrado de superficie por la corriente de agua en  $\text{J}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ .
- $T_g$  es la temperatura de la corriente de alimentación cada etapa en K.
- $T_w$  es la temperatura del agua de refrigeración en cada etapa en K.

El cálculo de la presión de vapor tanto a la temperatura de la corriente como a la temperatura de condensación en la película de condensado se determina para los compuestos condensables, es decir, para el ciclohexano y el tolueno por medio de la **Ecuación A.11.45**

La determinación del calor de vaporización se lleva a cabo también para estos dos compuestos por medio de las expresiones [Perry et al, 2001]:

$$\lambda_{\text{ciclohexano}} = 4,494 \cdot 10^4 \cdot (1 - T_r)^{0,3957} \quad [\text{A. 11.50}]$$

$$\lambda_{\text{tolueno}} = 5,0144 \cdot 10^7 \cdot (1 - T_r)^{0,3859} \quad [\text{A. 11.51}]$$

Donde  $T_r$  es la temperatura reducida. La temperatura reducida a su vez se calcula por medio de la relación:

$$T_r = \frac{T}{T_c} \quad [A.11.52]$$

T es la temperatura de entrada al sistema en K y  $T_c$  es la temperatura crítica del compuesto en K.

El calor de vaporización, la presión de vapor y la presión de vapor en la película de condensado para los compuestos condensables se determinarán como una media ponderada entre los valores de cada uno de estos compuestos:

$$Propiedad = \sum_{i=1}^2 Propiedad_i \cdot x_i \quad [A.11.53]$$

Donde el subíndice i hace referencia al compuesto considerado y  $x_i$  a la composición del compuesto en la película de condensado. El valor de las composiciones se obtiene del simulador Hysys versión 3.2.

A continuación se tabularán las propiedades necesarias para hallar estas variables:

Tabla A.11.14:  
Propiedades de los compuestos condensables en la película de condensado

<b>Propiedad</b>	<b>Unidad</b>	<b>Tolueno</b>	<b>Ciclohexano</b>
<b>Tc</b>	K	591,8	553,4
<b>Composición</b>	-	0,000157	0,970476

Una vez se ha establecido el cálculo de cada una de las variables, tras realizar el proceso iterativo por medio de una hoja de cálculo, se obtiene que la temperatura de condensación que permite igualar ambos términos de la **Ecuación A.11.48** para la primera etapa de equilibrio, comprendida entre los 60,77 °C y los 50 °C, es igual a 312 K.

Para esta temperatura de condensación de 312 K van a realizarse todos los cálculos indicados con anterioridad con el fin de determinar el coeficiente global de transmisión de calor.

$$T_{r_{tolueno}} = \frac{333,77 \text{ K}}{591,8 \text{ K}} = 0,563$$

$$T_{r\text{ ciclohexano}} = \frac{333,77\text{ K}}{553,4\text{ K}} = 0,603$$

$$\lambda_{\text{tolueno}} = 5,0144 \cdot 10^7 \cdot (1 - 0,563)^{0,3859} = 3,65 \cdot 10^7\text{ kJ/kmol}$$

$$\lambda_{\text{ciclohexano}} = 4,494 \cdot 10^4 \cdot (1 - 0,603)^{0,3957} = 3,11 \cdot 10^4\text{ kJ/kmol}$$

El calor de vaporización de los compuestos condensables será igual a:

$$\lambda = 1,57 \cdot 10^{-4} \cdot 3,65 \cdot 10^7 + 0,970476 \cdot 3,11 \cdot 10^4 = 3,61 \cdot 10^4\text{ kJ / kmol}$$

Para el cálculo de las presiones de vapor se procede de la misma forma aplicando la **Ecuación A.11.45**:

$$P_{v\text{ tolueno}} = 10^{4,05004 - \left(\frac{1327,62}{60,77^\circ\text{C} + 217,625}\right)} = 0,1907\text{ bar}$$

$$P_{C\text{ tolueno}} = 10^{4,05004 - \left(\frac{1327,62}{39^\circ\text{C} + 217,625}\right)} = 0,0758\text{ bar}$$

$$P_{v\text{ ciclohexano}} = 10^{3,93002 - \left(\frac{1182,774}{60,77^\circ\text{C} + 220,618}\right)} = 0,533\text{ bar}$$

$$P_{C\text{ ciclohexano}} = 10^{3,93002 - \left(\frac{1182,774}{39^\circ\text{C} + 220,618}\right)} = 0,235\text{ bar}$$

$$P_v = 1,57 \cdot 10^{-4} \cdot 0,1907 + 0,970476 \cdot 0,533 = 0,517\text{ bar}$$

$$P_c = 1,57 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0758 + 0,970476 \cdot 0,235 = 0,288\text{ bar}$$

Con estos valores de la presión es posible calcular el valor de  $P_{gf}$  recurriendo a la **Relaciones A.11.42, A.11.43 y A.11.44**

$$P_g = 21,97\text{ bar} - 0,517\text{ bar} = 21,453\text{ bar}$$

$$P'_g = 21,97\text{ bar} - 0,288\text{ bar} = 21,68\text{ bar}$$

$$P_{gf} = \frac{(21,68 - 21,453) \text{ bar}}{\ln\left(\frac{21,68}{21,453}\right)} = 21,62 \text{ bar}$$

Con este valor de  $P_{gf}$  se puede determinar  $K_G$ :

$$K_G = \frac{0,00369 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}}{21,62 \text{ bar}} = 0,00017 \text{ kg/s} \cdot \text{bar} \cdot \text{m}^2$$

La temperatura del agua a la entrada de la primera etapa de equilibrio será de 34 °C teniendo en cuenta que el contacto entre los distintos caudales es en contracorriente

Con todos estos datos es posible calcular cada uno de los términos de la **Ecuación A.11.48** de manera que se obtiene:

$$Q_c = 100,12 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} \cdot (333,77 - 312) \text{ K} + 0,00017 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{bar}} \cdot \frac{1}{8,823 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}} \cdot 3,61 \cdot 10^4 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}} \cdot (0,517 - 0,288) \text{ bar} = 2.397,31 \text{ J/s} \cdot \text{m}^2$$

$$Q_g = 290,7 \frac{\text{Btu}}{^\circ\text{F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2} \cdot \frac{1 \text{ ft} \cdot \text{lb}}{1,29 \cdot 10^{-3} \text{ Btu}} \cdot \frac{1,36 \text{ J}}{1 \text{ ft} \cdot \text{lb}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \cdot \frac{1 \text{ ft}^2}{(0,3048 \text{ m}^2)^2} \cdot \frac{1 \text{ }^\circ\text{F}}{1,8 \text{ }^\circ\text{C}} \cdot \frac{1 \text{ }^\circ\text{C}}{1 \text{ K}} \cdot (312 - 307) \text{ K} = 2.545,42 \text{ J/s} \cdot \text{m}^2$$

Como puede observarse para una temperatura de condensación de 312 K el valor de ambos términos de la ecuación es muy similar. Por lo tanto, estos valores son los que se asumen para calcular el coeficiente global de transmisión de calor por medio de la **Ecuación A.11.49**

$$U = \frac{(2.397,31 + 2545,42) \frac{\text{W}}{\text{m}^2}}{2 \cdot (333,77 - 307) \text{ K}} = 92,31 \text{ W/K} \cdot \text{m}^2$$

Los resultados que acaban de obtenerse corresponden a la primera etapa de equilibrio en la cual se ha dividido el proceso de condensación. A continuación se repetirá este procedimiento para conocer el coeficiente global de transmisión de calor para la segunda etapa de equilibrio que abarca desde una temperatura de entrada 50 °C hasta la de salida de 35 °C.

Los valores de las variables que intervienen en el cálculo de este parámetro se recogen a continuación:

Tabla A.11.15:  
Propiedades de los compuestos condensables en la película de condensado

<b>Propiedad</b>	<b>Unidad</b>	<b>Tolueno</b>	<b>Ciclohexano</b>
<b>Tc</b>	K	591,8	553,4
<b>Composición</b>	-	0,00012	0,969605

Tras realizar el proceso iterativo por medio de una hoja de cálculo, se obtiene que la temperatura de condensación que permite igualar ambos términos de la **Ecuación A.11.48** para la segunda etapa de equilibrio es igual a 305,2 K.

Para esta temperatura de condensación igual a 305,2 K van a realizarse todos los cálculos indicados con anterioridad con el fin de determinar el coeficiente global de transmisión de calor.

$$T_{r_{tolueno}} = \frac{323K}{591,8K} = 0,5457$$

$$T_{r_{ciclohexano}} = \frac{323K}{553,4K} = 0,5837$$

$$\lambda_{tolueno} = 5,0144 \cdot 10^7 \cdot (1 - 0,5457)^{0,3859} = 3,7 \cdot 10^7 \text{ kJ/kmol}$$

$$\lambda_{ciclohexano} = 4,494 \cdot 10^4 \cdot (1 - 0,5837)^{0,3957} = 3,18 \cdot 10^4 \text{ kJ/kmol}$$

El calor de vaporización de los compuestos condensables será igual a:

$$\lambda = 1,2 \cdot 10^{-4} \cdot 3,7 \cdot 10^7 + 0,969605 \cdot 3,18 \cdot 10^4 = 3,538 \cdot 10^4 \text{ kJ/kmol}$$

Para el cálculo de las presiones de vapor se procede de la misma forma aplicando la **Ecuación A.11.45**.

$$P_{v_{tolueno}} = 10^{4,05004 - \left(\frac{1327,62}{50^\circ\text{C} + 217,625}\right)} = 0,123 \text{ bar}$$



$$P_{C_{tolueno}} = 10^{4,05004 - \left(\frac{1327,62}{32,2^\circ\text{C} + 217,625}\right)} = 0,054 \text{ bar}$$

$$P_{v_{ciclohexano}} = 10^{3,93002 - \left(\frac{1182,774}{50^\circ\text{C} + 220,618}\right)} = 0,362 \text{ bar}$$

$$P_{c_{ciclohexano}} = 10^{3,93002 - \left(\frac{1182,774}{32,2^\circ\text{C} + 220,618}\right)} = 0,18 \text{ bar}$$

$$P_v = 1,2 \cdot 10^{-4} \cdot 0,123 + 0,969605 \cdot 0,362 = 0,351 \text{ bar}$$

$$P_c = 1,2 \cdot 10^{-4} \cdot 0,054 + 0,969605 \cdot 0,18 = 0,174 \text{ bar}$$

Con estos valores de la presión es posible calcular el valor de  $P_{gf}$  recurriendo a las **Relaciones A.11.42, A.11.43 y A.11.44**

$$P_g = 21,97 \text{ bar} - 0,351 \text{ bar} = 21,62 \text{ bar}$$

$$P'_g = 21,9 \text{ bar} - 0,174 \text{ bar} = 21,79 \text{ bar}$$

$$P_{gf} = \frac{(21,79 - 21,62) \text{ bar}}{\ln\left(\frac{21,79}{21,62}\right)} = 21,71 \text{ bar}$$

Con este valor de  $P_{gf}$  se puede determinar  $K_G$ :

$$K_G = \frac{0,0045 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}}{21,71 \text{ bar}} = 0,000207 \text{ kg/s} \cdot \text{bar} \cdot \text{m}^2$$

Con todos estos datos es posible calcular cada uno de los términos de la **Ecuación A.11.48** de manera que se obtiene:

$$Q_c = 95,36 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} \cdot (323 - 305,2) \text{ K} + 0,000207 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{bar}} \cdot \frac{1}{8,823 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}} \cdot 3,538$$

$$\cdot 10^4 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}} \cdot (0,351 - 0,174) \text{ bar} = 1.844,33 \text{ J/s} \cdot \text{m}^2$$

Para calcular el calor ganado por la corriente de agua es necesario conocer cuánto ha disminuido la temperatura del agua en la primera etapa de la condensación. Para ello se recurre a la expresión:

$$\Delta T_w = \frac{Q_{c \text{ etapa } 1^\circ}}{(C_p \cdot m_{\text{agua}})} \quad [A. 11.54]$$

Donde:

- $\Delta T_w$  es el incremento en la temperatura del agua de condensación en K.
- $Q_{c \text{ etapa } 1^\circ}$  es el calor absorbido por el agua en la primera etapa de la condensación en  $\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- $C_p$  es la capacidad calorífica del agua en  $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  a la temperatura media entre la de entrada y salida del sistema.
- $m_{\text{agua}}$  es el caudal de agua empleado en la refrigeración expresado en  $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .

El calor absorbido por el agua en la primera etapa de la condensación es tomado del programa Hysys versión 3.2 y tiene un valor de  $177,77 \text{ kJ}\cdot\text{s}^{-1}$ . El valor de  $C_p$  es tomado de la bibliografía [Perry et al, 2001] a la temperatura media de  $27,5 \text{ }^\circ\text{C}$  y es igual a  $4,166 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ . El caudal másico de agua se determina en el **Apartado 11.2.5** del presente Anexo obteniéndose un valor de  $7,266 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Sustituyendo todos estos valores en la **Ecuación A.11.54** se obtiene:

$$\Delta T_w = \frac{177,77 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{7,266 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4,166 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}} = 5,87 \text{ K}$$

Teniendo en cuenta que el agua circula en contracorriente, la temperatura del agua al iniciarse la segunda etapa de equilibrio será:

$$T_w = T_1 - \Delta T_w \quad [A. 11.55]$$

Donde  $T_1$  representa la temperatura que se toma para la primera etapa y  $T_w$  es la temperatura del agua a la salida de la misma, es decir, a la entrada de la segunda etapa de equilibrio.

$$T_w = (307 - 5,87) K = 301,13 K$$

Por tanto:

$$Q_g = 290,7 \frac{Btu}{^\circ F \cdot h \cdot ft^2} \cdot \frac{1 ft \cdot lb}{1,29 \cdot 10^{-3} Btu} \cdot \frac{1,36 J}{1 ft \cdot lb} \cdot \frac{1 h}{3600 s} \cdot \frac{1 ft^2}{(0,3048 m^2)^2} \cdot \frac{^\circ F}{1,8 ^\circ C} \cdot \frac{1 ^\circ C}{1 K} \cdot (305,2 - 301,13) K = 2.071,97 J/s \cdot m^2$$

Como puede observarse para una temperatura de condensación de 320,9 K el valor de ambos términos de la ecuación es similar. Por lo tanto, estos valores son los que se asumen para calcular el coeficiente global de transmisión de calor por medio de la **Ecuación A.11.49**:

$$U = \frac{(1.844,33 + 2.071,97) \frac{W}{m^2}}{2 \cdot (323 - 301,13) K} = 89,43 W/K \cdot m^2$$

Determinados ambos valores del coeficiente de transmisión de calor de cada una de las etapas de equilibrio es posible conocer el área de intercambio.

#### **11.2.4.- Determinación del área de intercambio de calor**

El área de intercambio de calor se determina para todo el sistema considerando el aporte conjunto de las dos etapas de equilibrio en las que se ha dividido el proceso de condensación.

La expresión que permite conocer este parámetro se recoge de nuevo en el presente apartado:

$$A = \frac{\sum_{i=1}^2 Q_i}{\sum_{i=1}^2 U \cdot \Delta T} \quad [A. 11.56]$$

En esta ecuación:

$$\Delta T = T_g - T_w \quad [A. 11.57]$$

A continuación se recoge una tabla donde pueden conocerse los parámetros que intervienen en esta ecuación para cada una de las etapas de condensación.

Tabla A.11.16:  
Parámetros de las etapas de equilibrio

Propiedad	Unidad	Etapa 1 <sup>a</sup>	Etapa 2 <sup>a</sup>
Q <sub>cedido</sub>	kJ·s <sup>-1</sup>	177,77	215,17
U	W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>	92,31	89,53
T <sub>g</sub>	K	333,77	323
T <sub>w</sub>	K	307	301,13

El calor cedido en cada uno de las etapas de condensación se ha obtenido del balance de materia realizado al sistema por medio del simulador Hysys versión 3.2 (véase Anexo 1).

Aplicando ahora la **Ecuación A.11.56** se tiene:

$$A = \frac{177,77 \frac{kJ}{s} \cdot \frac{1000 J}{1 kJ} + 215,17 \frac{kJ}{s} \cdot \frac{1000 J}{1 kJ}}{\left(92,31 \frac{W}{K \cdot m^2} \cdot (333,77 - 307) K\right) + \left(89,53 \frac{W}{K \cdot m^2} \cdot (323 - 301,13) K\right)} = 88,51 m^2$$

Este es el área total de intercambio de calor a través de los tubos. A partir de ella y del área de cada tubo es posible determinar el número de tubos mínimo necesario para alcanzar dicho intercambio de calor.

$$A_{tubo} = \pi \cdot D_o \cdot L \quad [A. 11.58]$$

$$N_{tubos} = \frac{A}{A_{tubos}} \quad [A. 11.59]$$

Donde:

- A<sub>tubo</sub> es el área de un único tubo expresada en m<sup>2</sup>.
- A es el área total de intercambio de calor a través de los tubos en m<sup>2</sup>.
- D<sub>o</sub> es el diámetro exterior del tubo en m.
- L es la longitud de los tubos en m.

Los valores de las dimensiones de un tubo se encuentran recogidos en la **Tabla A.11.6** del presente Anexo.

$$A_{tubos} = \pi \cdot 0,0191 m \cdot 4,88 m = 0,293 m^2$$

$$N_{tubos} = \frac{88,51 \text{ m}^2}{0,293 \text{ m}^2} = 302,08$$

Por tanto se requieren como mínimo 302 tubos. El condensador establecido de manera preliminar cuenta con 302 tubos con lo cual es adecuado para alcanzar el objetivo que se persigue con el proceso de condensación.

### 11.2.5.- Determinación del caudal de agua de refrigeración

Este parámetro se determina por medio de la expresión:

$$Q = m_{agua} \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad [A. 11.60]$$

En esta relación:

- Q es el calor intercambiado en el proceso en  $\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- $m_{agua}$  es el caudal de agua empleado en la condensación en  $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- $C_p$  es la capacidad calorífica del agua en  $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ .
- $T_1$  es la temperatura del agua tras la condensación en el sistema en K.
- $T_2$  es la temperatura del agua al iniciarse el proceso de condensación en K.

El calor total intercambiado en el proceso es  $394,44 \text{ kJ}\cdot\text{s}^{-1}$  se ha obtenido por medio del simulador Hysys versión 3.2. Según la bibliografía [Perry et al, 2001], el valor de la capacidad calorífica del agua a la temperatura intermedia entre la entrada,  $21 \text{ }^\circ\text{C}$ , y la salida,  $34 \text{ }^\circ\text{C}$ , tiene un valor de  $4,166 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ .

Sustituyendo todos los datos en la **Relación A.11.60** se tiene:

$$m_{agua} = \frac{394,44 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{(4,166 \frac{\text{kJ}}{\text{K}\cdot\text{kg}} \cdot (307 - 294) \text{ K})} = 7,266 \text{ kg/s}$$

### 11.2.6.- Determinación del espesor de los tubos

Para hallar el espesor de la pared de los tubos se recurre al Código ASME B31.3, donde:

$$t = \left( \frac{P_D \cdot D_o}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} + C \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \frac{M}{100}} \right) \quad [A. 11.61]$$

Donde:

- t es el espesor de la pared del tubo expresado en in.
- $P_D$  es la presión de diseño del equipo en psi.
- $D_o$  es el diámetro exterior del tubo en in.
- S es la tensión máxima admisible para el material en psi.
- E es la eficacia de la soldadura.
- C es el margen de corrosión en in.
- Y factor característico del material.
- M es la tolerancia de fabricación que se expresa en tanto por ciento.

Antes de determinar cuál debe ser el espesor de la pared del tubo, debe especificarse tanto la presión como la temperatura de diseño.

Para la presión de diseño siempre se toma un 10% adicional sobre la presión de trabajo en el sistema y la temperatura de diseño es 20 °C superior a la máxima temperatura de trabajo en el equipo.

$$P_D = 21,97 \cdot 1,1 \text{ bar} \cdot \frac{14,5 \text{ psi}}{1 \text{ bar}} \cdot 1,1 = 350,42 \text{ psi}$$

$$T_D = 60,77 \text{ °C} + 20 \text{ °C} = 80,77 \text{ °C}$$

$$T_D = 1,8 \cdot 80,77 \text{ °C} + 32 = 177,386 \text{ °F}$$

- Tensión máxima admisible (M)

El agua de condensación se introduce a la presión atmosférica y alcanza una temperatura no superior a 35 °C. En estas condiciones el material que va a emplearse para la construcción de los tubos es el denominado como SA-53 E/B especialmente indicado para las líneas de servicio general de planta. Para este acero, según las tablas de materiales recogidas en el

Código ASME, la tensión máxima admisible a la temperatura de 200 °F es de 14600 psi (consúltese **Tabla A.16.11** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera).

- Eficiencia de la soldadura (E)

Según la tabla UW-12 del Código ASMEVIII-Div.1 (véase **Tabla A.16.17** del Anexo 16), para una junta a tope fabrica por doble cordón de soldadura o por medio de otro método con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado sobre la superficie interior y exterior de la pieza el valor de la eficacia de la junta de soldadura es la unidad.

- Factor Y

El valor del factor Y para un acero SA-053 E/B a una temperatura inferior a 900 °F tiene un valor de 0,4 (véase **Tabla A.16.16** del Anexo 16).

- Tolerancia de fabricación (M)

La tolerancia de fabricación en la pared para los tubos del sistema tiene un valor de 12,5%.

- Margen de corrosión (C)

Según el Código ASME VIII-Div.1, el espesor de corrosión se halla como el producto de la vida útil considerada para el equipo y el desgaste en el espesor de la pared de los tubos debido a la corrosión. Para un sistema de condensación se asume una vida útil de 17 años (véase **Tabla A.16.18** del Anexo 16 del presente Proyecto). El desgaste anual que se produce debido a los efectos de la corrosión es de 5 milésimas de pulgada, por tanto:

$$C = 17 \cdot 0,005 \text{ in} = 0,085 \text{ in} = 2,159 \text{ mm}$$

Conocidas todas las variables que forman parte de la **Relación A.11.61** el espesor será:

$$t = \left( \left( \frac{350,42 \text{ psi} \cdot 0,75 \text{ in}}{2 \cdot (14600 \text{ psi} \cdot 1 + 0,4 \cdot 350,42 \text{ psi})} \right) + 0,085 \text{ in} \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \frac{12,5}{100}} \right) = 0,1073 \text{ in}$$

El valor del espesor que se toma es un valor estándar inmediatamente superior al calculado e igual a 0,109 pulgadas (consúltese **Tabla A.16.15** contenida en el Anexo 16).

Determinado el espesor de la pared de los tubos es posible calcular el diámetro interior:

$$D_i = D_o - 2 \cdot t \quad [A. 11.62]$$

$$D_i = 0,75 \text{ in} - 2 \cdot 0,109 \text{ in} = 0,532 \text{ in} = 0,013513 \text{ m}$$

El valor del diámetro interior del tubo es de 1,3513 centímetros.

### 11.2.7.- Determinación del espesor de la carcasa

Al igual que sucede a la hora de diseñar la carcasa para un intercambiador de calor, se debe considerar como factor decisivo los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna. Determinadas ya la presión y temperatura de diseño para este equipo, debe calcularse en primera instancia el espesor mínimo de la pared.

- Recurriendo al Código ASME VIII-Div.1, el espesor mínimo de la pared debe cumplir la relación siguiente:

$$t_{\min}(mm) = 2,5 + C \quad [A. 11.63]$$

$$t_{\min} = 2,5 \text{ mm} + 2,159 \text{ mm} = 4,659 \text{ mm}$$

- Si para la construcción de la carcasa el material empleado es acero al carbono, el Código ASME VIII-Div.1, aconseja calcular el espesor mínimo según la relación:

$$t_{\min}(mm) = 5 + C \quad [A. 11.64]$$

$$t_{\min} = 5 \text{ mm} + 2,159 \text{ mm} = 7,159 \text{ mm}$$

Por razones de seguridad en planta, se elige como valor para el espesor mínimo de la carcasa el mayor de los calculados, esto es 7,159 milímetros.



De acuerdo con el Código ASME VIII-Div.1, el espesor de la envolvente cilíndrica debe determinarse teniendo en cuenta los dos tipos de tensiones a las que la pared del condensador se verá sometida: tensión circunferencial y longitudinal. Para cada una de ellas, debe hallarse el espesor necesario para soportar las tensiones, siendo el más adecuado para el diseño el mayor de los valores obtenidos.

A continuación, se recoge una tabla que muestra las principales tensiones que actúan sobre el condensador situado en posición horizontal.

Tabla A.11.17:  
Tensiones que actúan sobre el condensador (Megyesy, E.F., 2001)

<b>CARGA</b>	<b>TENSIONES CIRCUNFERENCIALES</b>		<b>TENSIONES LONGITUDINALES</b>	
	<b>TRACCIÓN</b>	<b>COMPRESIÓN</b>	<b>TRACCIÓN</b>	<b>COMPRESIÓN</b>
<b>Peso</b>				X
<b>Viento</b>			X	X
<b>Seísmo</b>			X	X
<b>Presión interior</b>	X		X	
<b>Presión exterior</b>				

Puesto que ejercen una mayor influencia, sólo se tendrán en cuenta las tensiones debidas a la presión interna (al encontrarse en posición horizontal, la carga por viento ejerce una influencia despreciable frente a las otras dos). Las relaciones que permiten determinar el espesor debido a cada una de estas tensiones se recogen a continuación.

***Tensiones circunferenciales***

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{(S \cdot E - 0,6 \cdot P)} \quad [A. 11.65]$$

Donde:

- $P_D$  es la presión de diseño para el sistema en psi.
- $R$  es el radio de la envolvente expresado en pulgadas.
- $S$  es la tensión máxima admisible para el material en psi.
- $E$  es la eficiencia de la soldadura.

Para la construcción de la carcasa del equipo de trabajo, se opta por el empleo de acero SA-285 material muy adecuado para calderas de servicio y otros recipientes a presión.

- Tensión máxima admisible (S)

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME, para carcasa de acero SA-285 a una temperatura de hasta 200 °F la tensión máxima admisible es de 15700 psi (consúltese **Tabla A.16.10** del Anexo 16).

- Eficiencia de la soldadura (E)

Para determinar la eficiencia de la junta se recurre a la tabla UW-12 del Código ASMEVIII-Div.1 (véase **Tabla A.16.17** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera) según la cual para una soldadura a tope realizada con doble cordón de soldadura o por medio de otro método con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado e inspeccionada por zonas, se asume E igual a 0,85.

Sabiendo además que R tiene un valor de 10,625 pulgadas y la presión de diseño es de 350,42 psi, el espesor debido a las tensiones circunferenciales:

$$t_{circ} = \frac{350,42 \text{ psi} \cdot 10,625 \text{ in}}{(15700 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 350,42 \text{ psi})} = 0,283 \text{ in}$$

Para expresar este valor en centímetros basta multiplicar por 2,54 de manera que  $t_{circ}$  tiene un valor de 0,719 centímetros.

### ***Tensiones longitudinales***

Conocidos todas las propiedades para el material, sólo es necesario recurrir a la siguiente relación para hallar este espesor:

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{(2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P_D)} \quad [A. 11.66]$$

Sustituyendo ahora los parámetros en la expresión se tiene:

$$t_{long} = \frac{350,42 \text{ psi} \cdot 10,625 \text{ psi}}{(2 \cdot 15700 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 350,42 \text{ psi})} = 0,139 \text{ in} = 0,00353 \text{ m}$$

Por lo que el espesor longitudinal tiene un valor de 0,353 centímetros.

Según lo estipulado con anterioridad, el espesor elegido para el diseño de la carcasa será el mayor de ambos valores con lo cual se recurre al espesor circunferencial,  $t_{circ}=0,719 \text{ cm}$ .

Será necesario sumar a este valor el espesor debido al desgaste por corrosión, C. Este desgaste surge de multiplicar los años de vida útil considerados para el equipo por el desgaste anual debido a la corrosión. Si se considera un desgaste de 5 milésimas de pulgada al año y una vida útil de 17 años,  $C=0,085 \text{ in}$ .

De esta forma:

$$t_{carcasa} = t_{circ} + C \quad [A. 11.67]$$

$$t_{carcasa} = 0,283 \text{ in} + 0,085 \text{ in} = 0,368 \text{ in} = 0,934 \text{ cm}$$

Por último, debe efectuarse la comprobación de que este espesor es superior al espesor mínimo calculado para aceros al carbono, por lo que se obtiene:

$$t_{min} = 7,159 \text{ mm} < t_{carcasa} = 9,34 \text{ mm}$$

Comercialmente, se toma un valor estándar para el espesor inmediatamente superior al calculado, de esta manera se asegura que el equipo es capaz de resistir todas las fuerzas a las que está sometido, incluyendo aquellas que se han considerado despreciables. Por tanto, se toma un valor de espesor de carcasa de 0,37 pulgadas, es decir, 0,794 centímetros.

### **11.2.8.- Determinación de las pérdidas de carga en el sistema**

La pérdida de carga total que se produce es debida a la actuación conjunta de la que sufre el agente calefactor al atravesar los tubos y la que se produce en la corriente de producto al pasar por la carcasa. De manera que:

$$\Delta P_{sistema} = \Delta P_{tubos} + \Delta P_{carcasa} \quad [A. 11.68]$$

### **11.2.8.1.- Pérdida de carga en el interior de los tubos**

Para conocer la pérdida de carga por el interior de los tubos se recurre a la relación:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{D_i \cdot \rho} \quad [A. 11.69]$$

Donde:

- $f$  es el factor de fricción para el sistema.
- $G$  es la velocidad másica del agua por el interior de los tubos en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- $L$  representa la longitud de los tubos en m.
- $D_i$  es el diámetro interior de paso en m.
- $\rho$  es la densidad del agua medida a temperatura media entre la entrada y la salida en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ .

El procedimiento para determinar tanto la velocidad másica del agua como el factor de fricción se recoge a continuación.

- *Determinación de la velocidad másica  $G$*

Se determina por medio de la expresión:

$$G = \frac{4 \cdot M \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \quad [A. 11.70]$$

En esta expresión:

- $G$  es la velocidad másica del agua en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- $M$  es el caudal de agua de refrigeración en  $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- $n_t$  es el número de pasos por tubo.
- $D_i$  es el diámetro interior del tubo en m.
- $N_t$  es el número de tubos.

Los parámetros de la ecuación ya se han determinado con lo que:

$$G = \frac{4 \cdot 7,266 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 2}{\pi \cdot (0,013513 \text{ m})^2 \cdot 302} = 335,52 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$$

▪ *Determinación del coeficiente de fricción*

El coeficiente de fricción  $f$  se determina en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa del material acudiendo a la gráfica de Moody (véase **Figura A.16.4** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera)

Para aceros comerciales la rugosidad absoluta tiene un valor de 0,00015 por lo que la rugosidad relativa:

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{D_i} = \frac{0,00015}{0,532} = 0,00028$$

El número de Reynolds se halla por medio de la relación:

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu} \quad [A.11.71]$$

Según bibliografía [Perry et al, 2001], la viscosidad y la densidad del agua a la temperatura media de la corriente, 27,5 °C, es de 0,0018 Pa·s y 996,09 kg·m<sup>-3</sup> respectivamente.

$$Re = \frac{335,52 \frac{kg}{s \cdot m^2} \cdot 0,013513 m}{0,0018 \frac{kg}{m \cdot s^2} \cdot s} = 2518,82$$

Con este valor de la rugosidad relativa del material y del Reynolds en la gráfica de Moody se obtiene  $f=0,025$

Sustituyendo todos estos parámetros en la **Ecuación A.11.69** se tiene:

$$\Delta P_{tubos} = \frac{0,025 \cdot (335,52 \frac{kg}{s \cdot m^2})^2 \cdot 4,88 m}{0,013513 m \cdot 996,09 \frac{kg}{m^3}} = 1019,67 Pa = 1,01 \cdot 10^{-2} bar$$

**11.2.8.2.- Pérdida de carga a través de la carcasa**

La relación que permite calcular la pérdida de carga a través de la carcasa se recoge a continuación:

$$\Delta P_{carcasa} = \frac{f_c \cdot G_c^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_c}{D_e \cdot \rho} \quad [A. 11.72]$$

Donde:

- $f_c$  es el coeficiente de fricción del lado de la carcasa.
- $G_c$  es la velocidad másica de la corriente de producto en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- $N_c$  es el número de placas deflectoras.
- $D_e$  es el diámetro equivalente de la carcasa en m.
- $D_c$  es el diámetro de la carcasa en m.
- $\rho$  es la densidad de la corriente en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ .

La determinación de cada una de estas variables se recoge a continuación.

▪ *Determinación de la velocidad másica de la corriente*

Se halla por medio de la relación:

$$G_c = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot (D_c^2 - N_t \cdot D_o^2) \cdot X} \quad [A. 11.73]$$

En esta relación:

- $G_c$  es la velocidad másica en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- $M$  es el caudal másico de la alimentación en  $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- $D_c$  es el diámetro interior de la carcasa en m.
- $D_o$  es el diámetro exterior del tubo en m.
- $N_t$  es el número de tubos.
- $X$  es el cociente entre área del segmento libre de la deflectora a sección de carcasa.

El factor X se determina como:

$$X = \frac{\textit{Pitch}}{D_o} \quad [A. 11.74]$$

$$X = \frac{1 \textit{ in}}{0,75 \textit{ in}} = 1,34$$

El caudal de alimentación tiene un valor de  $2,461 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . Este valor se obtiene del balance de materia realizado al sistema por medio del simulador Hysys versión 3.2.

Acudiendo a la **Ecuación A.11.73** se tiene:

$$G_c = \frac{4 \cdot 2,461 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{(\pi \cdot ((0,5398 \text{ m})^2 - 302 \cdot (0,0191 \text{ m})^2) \cdot 1,34} = 12,93 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$$

▪ *Determinación del número de placas deflectoras*

Para determinar el número de placas deflectoras se acude a la relación siguiente:

$$N_c = \frac{l}{P_d} \quad [\text{A. 11.75}]$$

En esta expresión  $L$  es la longitud de los tubos en metros y  $P_d$  es el espaciamiento entre deflectoras expresado en metros.

Para la separación entre placas ( $P_{def}$ ), la norma TEMA establece una separación mínima y máxima que debe existir entre las placas deflectoras.

La separación mínima entre deflectores ( $P_{def\ min}$ ) será la mayor de estos valores:

- 1/5 del diámetro interior de la carcasa (0,107 m).
- 2 in (0,0508 m).

En este caso habrá que optar por el primero de los valores,  $P_{def\ min}=0,107 \text{ m}$ .

La separación máxima se determina en función del diámetro externo de los tubos y el material en el que están construidos. En este caso, para tubos de acero inoxidable de un diámetro exterior de tres cuartos de pulgada se tiene que la distancia máxima es de 1,524 metros (véase **Tabla A.2.6** del Anexo 2 del presente Proyecto Fin de Carrera).

Finalmente se considera como espaciamiento entre los deflectores el número entero más próximo (en dm) a la media entre los calculados.

$$P_{def} = \frac{0,107 \text{ m} + 1,524 \text{ m}}{2} = 0,81 \text{ m} = 31,88 \text{ in}$$

Se toma el valor de 0,8 metros para la distancia entre placas deflectoras.

Conocidos estos valores se obtiene:

$$N_c = \frac{4,8768 \text{ m}}{(31,49 \text{ in} \cdot \frac{0,0254 \text{ m}}{1 \text{ in}})} = 6$$

Por tanto se tienen 6 placas deflectoras.

El espesor de las mismas se determina por medio de la **Tabla A.2.7** del Anexo 2, en función del diámetro de la carcasa y el espaciamiento entre placas deflectoras.

Para un diámetro de carcasa de 21,25 pulgadas y en un espaciamiento entre deflectoras de 31,46 pulgadas el espesor de la deflectora será de ¼ pulgadas, es decir, 0,635 centímetros.

- *Determinación del diámetro equivalente de la carcasa,  $D_e$*

Para una disposición triangular de los tubos en el interior de la carcasa la relación que permite calcular el diámetro equivalente presenta la forma:

$$D_e = 4 \cdot \left\{ \frac{\frac{4}{3} \cdot P_t^2 - \pi \cdot \left(\frac{D_o}{8}\right)^2}{\pi \cdot \frac{D_o}{2}} \right\} \quad [A. 11.76]$$

Donde:

- $D_e$  es el diámetro equivalente en m.
- $P_t$  es el espaciado entre los centros de los tubos adyacentes o pitch expresado en m.
- $D_o$  es el diámetro exterior de los tubos en m.

$$D_e = 4 \cdot \left\{ \frac{\frac{4}{3} \cdot (0,0254\text{m})^2 - \pi \cdot \left(\frac{(0,01905\text{m})^2}{8}\right)}{\pi \cdot \frac{(0,01905\text{m})}{2}} \right\} = 0,0959 \text{ m}$$

- *Determinación del factor de fricción  $f_c$*

Este factor depende del número de Reynolds y de la rugosidad relativa del material.



Para aceros comerciales la rugosidad absoluta tiene un valor de 0,00015 (consúltese **Figura A.16.5** del Anexo 16). La rugosidad relativa se halla dividiendo la absoluta entre el diámetro exterior del tubo por lo que:

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{D_o} \quad [A. 11.77]$$

$$\varepsilon_r = \frac{0,00015}{0,75} = 0,0002$$

Para hallar el Reynolds se recurre a la expresión:

$$Re = \frac{G_c \cdot D_c}{\mu} \quad [A. 11.78]$$

La viscosidad de la corriente es una media entre la calculada para el primero y el segundo intervalo de la condensación, de manera que  $\mu=1,905 \cdot 10^{-5}$  Pa·s.

$$Re = \frac{12,93 \frac{kg}{s \cdot m^2} \cdot 0,5397 m}{1,905 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s^2} \cdot s} = 3,66 \cdot 10^5$$

Para este valor de la rugosidad relativa y del Reynolds por medio de la gráfica de Moody (véase **Figura A.16.4** Anexo 16 del actual Proyecto Fin de Carrera) se obtiene  $f_c=0,016$ .

Por último la densidad se toma como una media entre la correspondiente a la corriente en el primer y en el segundo intervalo de la condensación  $\rho=7,646$  kg·m<sup>-3</sup>.

Sustituyendo todos los datos en la **Ecuación A.11.72** se obtiene:

$$\Delta P_{carcasa} = \frac{0,016 \cdot (12,93 \frac{kg}{s \cdot m^2})^2 \cdot (6 + 1) \cdot 0,5398 m}{(0,0959 m \cdot 7,646 \frac{kg}{m^3})} = 13,8 Pa$$

La pérdida de presión del sistema se expresa como:

$$\Delta P_{sistema} = 1,01 \cdot 10^{-2} Pa + 13,8 Pa = 1033,47 Pa = 1,033 \cdot 10^{-2} bar$$

## **11.3.- Diseño del separador SP-02**

### **11.3.1.- Selección del tipo de separador**

La corriente separada por la zona de cabezas de la torre, tras ser parcialmente condensada, debe someterse a una separación de fases con el fin de obtener por un lado la corriente formada por los gases incondensables metano e hidrógeno y por otro una corriente compuesta mayoritariamente por ciclohexano cumpliendo el papel de reflujo.

Tal y como sucede a la salida del reactor donde el producto de interés es parcialmente condensado y sometido a una separación de fases posterior, el sistema que se proyectará con tal misión es un Separador Gas-Líquido. Para este sistema también se hará uso de un separador vertical puesto que considerando los caudales volumétricos de vapor y de líquido obtenidos en el **Apartado 11.3.2.1** se obtiene una relación  $\frac{V}{L} = 575$ , siendo entonces más apropiado esta posición. El sistema, además, se dotará de un separador de nieblas.

La morfología del separador gas-líquido vertical es análoga a la recogida en la **Figura A.8.1** del Anexo 8 del presente Proyecto Fin de Carrera.

### **11.3.2.- Diseño del separador vertical**

Para abordar el diseño de un Separador se deben determinar los caudales de gas y de líquido obtenidos, la velocidad del vapor a lo largo del equipo, las alturas características y los espesores mecánicos del mismo.

#### ***11.3.2.1.- Determinación de los caudales volumétricos***

A la hora de diseñar el equipo donde se llevará a cabo la separación es imprescindible calcular en primer lugar los caudales de las corrientes que se obtendrán por medio del proceso.

Las expresiones empleadas con tal fin se recogen a continuación:

$$Q_V = \frac{W_V}{(3600 \cdot \rho_V)} \quad [A. 11.79]$$

$$Q_L = \frac{W_L}{(60 \cdot \rho_L)} \quad [A. 11.80]$$

Donde los valores de las variables para estas fórmulas son:

Tabla A.11.18:  
Propiedades de las fases

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
Caudal másico de vapor	$7371 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$
Caudal másico de líquido	$1489 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$
Densidad del vapor	$6,542 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$
Densidad el líquido	$759,7 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$

Estos datos son tomados del balance de materia realizado al sistema con el simulador Hysys versión 3.2 y que se recoge en el Anexo 1 del presente Proyecto.

Sustituyendo estos datos en sus correspondientes ecuaciones el resultado obtenido es:

$$Q_V = \frac{7371 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}}{(6,542 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})} = 0,3129 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_L = \frac{1489 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}}}{(759,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})} = 0,03266 \text{ m}^3/\text{min}$$

### ***11.3.2.2.- Determinación de la velocidad de la fase vapor***

Para conocer esta velocidad de diseño del sistema se considera como criterio óptimo de cálculo que  $U_V=0,75U_T$ , donde  $U_V$  es la velocidad de vapor al recorrer el equipo y  $U_T$  sirve para denotar la velocidad vertical máxima de ascensión del fluido. La velocidad  $U_T$  se hallará, entonces, a partir de la fórmula de Souders-Brown:

$$U_T = K \cdot \sqrt{\frac{(\rho_L - \rho_V)}{\rho_V}} \quad [\text{A. 11.81}]$$

Donde K es un parámetro característico de la separación cuyo valor para un sistema dotado de eliminador de nieblas que trabaja a presiones comprendidas entre 40 y 5500 psia obedece a la siguiente correlación experimental [Svrcek, W.Y, Monnery, W.D.]:

$$K = 0,430 - 0,023 \cdot \ln(P) \quad [A. 11.82]$$

El valor de la presión del sistema se obtiene del balance realizado a la línea de proceso por medio del programa Hysys versión 3.2 y es de 308,37 psia, es decir, 21,26 bar.

Conocidos todos los valores de las variables que intervienen en las expresiones anteriores se tiene que:

$$K = 0,430 - 0,023 \cdot \ln(308,37) = 0,299 \text{ m/s}$$

$$U_T = 0,299 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \sqrt{\frac{(759,7 - 6,542) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{6,542 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}} = 3,208 \text{ m/s}$$

$$U_V = 0,75 \cdot 3,208 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 2,406 \text{ m/s}$$

### ***11.3.2.3.- Determinación de los volúmenes de llenado y de vaciado***

Para abordar el cálculo de estos dos parámetros es necesario fijar con anterioridad el tiempo respectivo para el llenado y para el vaciado del sistema. Estos se determinarán según las características del equipo que se alimenta con posterioridad por medio de la **Tabla A.8.2** recogida en el Anexo 8 del presente Proyecto.

En el caso de que el equipo de tratamiento al que se dirige posteriormente sea una columna de destilación se tiene que el tiempo de llenado  $T_H$  será de 5 minutos y el de vaciado  $T_S$  igual a 3 minutos. Determinados estos tiempos, es posible conocer los volúmenes buscados como:

$$V_H = T_H \cdot Q_L \quad [A. 11.83]$$

$$V_S = T_S \cdot Q_L \quad [A. 11.84]$$

Sustituyendo todos los valores conocidos en las expresiones anteriores se obtiene los volúmenes  $V_H$  y  $V_S$ :

$$V_H = 5 \text{ min} \cdot 0,03266 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} = 0,1633 \text{ m}^3$$

$$V_S = 3 \text{ min} \cdot 0,03266 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} = 0,0979 \text{ m}^3$$

#### **11.3.2.4.- Determinación del diámetro interno del equipo**

La ecuación que nos permitirá hallar el diámetro interno del separador presenta la siguiente forma:

$$D_{VD} = D_V = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot Q_V}{\pi \cdot U_V}} \quad [\text{A. 11.85}]$$

Si se sustituyen estos datos se obtiene:

$$D_V = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,3129 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 2,406 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,407 \text{ m}$$

En el caso de que el separador disponga de un eliminador de nieblas este valor del diámetro se ve incrementado en tres pulgadas necesarias para acomodar el anillo que soporta este elemento más un valor adicional de seis pulgadas más. De manera que:

$$D = 0,407 \text{ m} + 9 \text{ in} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} \cdot \frac{0,3048 \text{ m}}{1 \text{ ft}} = 0,6356 \text{ m}$$

Se tomará un valor estándar para el diámetro de 3 ft, es decir, 0,9144 metros.

#### **11.3.2.5.- Determinación de la altura del equipo**

Para conocer la altura total del sistema de separación se debe proceder con anterioridad al cálculo de todas y cada una de las alturas características que la componen y que se ilustran en la **Figura A.8.1** del Anexo 8. Determinadas estas alturas es posible conocer la longitud total del equipo como la suma de estas alturas específicas.

*11.2.3.5.1. Determinación de las longitudes específicas del separador*

Según ilustra la **Figura A.8.1** del Anexo 8 del presente Proyecto Fin de Carrera, se va proceder al cálculo de seis alturas específicas fundamentales para la determinación de la altura total del separador: altura del nivel bajo de líquido,  $H_{LLL}$ , altura normal del líquido,  $H_H$ , altura de líquido máxima,  $H_S$ , altura central de la columna,  $H_{LIN}$ , altura anterior al eliminador de nieblas,  $H_D$ , y altura del eliminador de nieblas,  $H_{ME}$ .

La altura del nivel bajo de líquido está estipulada según las características y condiciones de trabajo en el sistema. A continuación aparecen tabulados estos valores:

Tabla A.11.19:  
Determinación de  $H_{LLL}$   
(Svrcek, W.Y, Monnery, W.D.)

Vessel diameter	Vertical LLL		Horizontal LLL
	<300 psia	>300 psia	
≤ 4 ft	15 in	6 in	9 in
6 ft	15 in	6 in	10 in
8 ft	15 in	6 in	11 in
10 ft	6 in	6 in	12 in
12 ft	6 in	6 in	13 in
16 ft	6 in	6 in	15 in

Para el proceso actual el valor adecuado es de 6 in (0,1524 m)

La determinación de la altura normal de líquido se aborda con la siguiente expresión:

$$H_H = \frac{V_H}{(D_V^2 \cdot \frac{\pi}{4})} \quad [A. 11.86]$$

Por medio de los datos disponibles se obtiene un valor de  $H_H$  de:

$$H_H = \frac{0,1633 \text{ m}^3}{(0,407^2 \text{ m}^2 \cdot \frac{\pi}{4})} = 1,255 \text{ m}$$

La altura de líquido máxima, se hallará por medio de la correlación:

$$H_S = \frac{V_S}{(D_V^2 \cdot \frac{\pi}{4})} \quad [A. 11.87]$$

Al sustituir las variables se obtiene:

$$H_S = \frac{0,0979 \text{ m}^3}{\left(0,407^2 \text{ m}^2 \cdot \frac{\pi}{4}\right)} = 0,752 \text{ m}$$

Para el cálculo de la altura central del separador se tendrá en cuenta que éste está provisto de desviadores internos de flujo, con lo cual la expresión a utilizar adquiere la forma:

$$H_{LIN} = 12 + d_N \quad [A. 11.88]$$

Donde  $H_{LIN}$  se encuentra en pulgadas y  $d_N$  debe determinarse con anterioridad considerando que:

$$d_N = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_m}{60 \cdot \pi \cdot \sqrt{\rho_m}}} \quad [A. 11.89]$$

$$Q_m = Q_L + Q_V \quad [A. 11.90]$$

$$\rho_m = \rho_L \cdot \lambda + \rho_V \cdot (1 - \lambda) \quad [A. 11.91]$$

$$\lambda = \frac{Q_L}{(Q_L + Q_V)} \quad [A. 11.92]$$

Si se sustituyen los datos correspondientes en las **Ecuaciones A.11.90, A.11.92 A.11.91 y A.11.89** se obtiene:

$$\begin{aligned} Q_m = Q_L + Q_V &= 0,03266 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \cdot \frac{1 \text{ ft}^3}{(0,3048 \text{ m})^3} + 0,3129 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot \frac{1 \text{ ft}^3}{(0,3048 \text{ m}^3)} \\ &= 11,069 \text{ ft}^3/\text{s} \end{aligned}$$

$$\lambda = \frac{0,01922 \frac{\text{ft}^3}{\text{s}}}{(0,01922 + 11,049) \frac{\text{ft}^3}{\text{s}}} = 0,001736$$

$$\rho_m = 759,7 \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{(0,3048 m)^3}{1 ft^3} \cdot \frac{1 lb}{0,4535 kg} \cdot 0,001736 + 6,542 \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{(0,3048 m)^3}{1 ft^3} \cdot \frac{1 lb}{0,4535 kg} \cdot (1 - 0,001736) = 0,49 lb/ft^3$$

$$d_N = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,069 \frac{ft^3}{s}}{60 \cdot \pi \sqrt{0,49 \frac{lb}{ft^3}}}} = 0,4055 ft$$

La expresión anterior está expresada de manera que las unidades del parámetro calculado se representen en pies.

Si se toma en pulgadas,  $d_N$  tendrá un valor de 4,866 pulgadas.

Con todos estos resultados, se tiene que:

$$H_{LIN} = 12 + 4,866 = 16,866 in$$

Para  $H_{LIN}$  se tomará el valor entero estándar de 17 pulgadas, 0,4318 metros.

El cálculo de la altura anterior al eliminador de nieblas,  $H_D$ , se determina por medio de la **Ecuación A.11.93**:

$$H_D = 24 + 0,5 \cdot d_N \quad [A. 11.93]$$

$$H_D = 24 in + 0,5 \cdot 4,866 in = 26,433 in$$

Se tomará también para este caso un valor entero estándar e igual a 27 pulgadas, lo cual supone una altura de 0,6858 metros.

Por último, sólo queda determinar el parámetro  $H_{ME}$  para aquellos sistemas dotados con un eliminador de nieblas según la correlación:

$$H_{ME} = H_{ELIMINADOR} + 12 \quad [A. 11.94]$$



Donde  $H_{ELIMINADOR}$  suele tomar un valor estándar de 6 pulgadas y el valor de 12, expresado en pulgadas, hace referencia a la altura que dista desde la superficie superior del eliminador hasta la costura superior del equipo. De esta forma:

$$H_{ME} = 6 \text{ in} + 12 \text{ in} = 18 \text{ in}$$

El valor estándar de  $H_{ME}$  equivale a 0,457 metros.

#### *11.3.2.5.2.- Determinación de la altura total*

Conocidos todos estos valores es sencillo determinar la altura total del separador si se considera que:

$$H_{TOTAL} = H_{LLL} + H_H + H_S + H_{LIN} + H_D + H_{ME} \quad [A. 11.95]$$

$$H_{TOTAL} = (0,1524 + 1,255 + 0,752 + 0,4318 + 0,6858 + 0,457) \text{ m} = 3,734 \text{ m}$$

El separador tiene una altura total de 3,734 metros.

### **11.3.3.- Diseño mecánico del equipo**

El diseño mecánico del separador se abordará teniendo en cuenta que el conjunto en sí consta de tres partes fundamentales:

- Fondo superior
- Cuerpo central o cubierta
- Fondo inferior

Existe una gama diversa de fondos tanto inferiores como superiores y su elección depende fundamentalmente del diámetro del recipiente y de la presión de trabajo interna del equipo. Estos fondos pueden carecer de profundidad tratándose simplemente de placas de material planas soldadas al cuerpo principal o presentar profundidad constituyendo un fondo abombado. En el caso de disponer de fondos abombados, la línea de transición entre la figura abombada que constituye el fondo y el cuerpo central denominada línea de tangencia, se encuentra sometida a grandes tensiones axiales constituyendo el punto más débil de todo el

recipiente. Por ello, los fondos bombeados se construyen con una parte cilíndrica denominada pestaña o faldilla que favorecen la unión entre el cuerpo central y el fondo.

El cuerpo central o cubierta está constituida por una serie de virolas soldadas unas con otras. La virola se basa en un trozo de tubería o chapa que convenientemente soldada forma un cilindro sin soldaduras circunferenciales.

Para el recipiente tratado en el presente Anexo se procederá al cálculo de las principales dimensiones de la cubierta y fondos así como las faldillas que forman parte de estos últimos.

### ***11.3.3.1.- Cálculo del espesor de la cubierta***

Antes de calcular dicha dimensión, se debe determinar el espesor mínimo de la pared de la cubierta:

- De acuerdo con según el Código ASME VIII-Div.1:

$$t_{\min}(mm) = 2,5 + C \quad [A. 11.96]$$

El espesor debido al margen por corrosión se determina como el producto de la vida útil considerada para el material y el desgaste anual por corrosión. Para una vida útil del separador de 15 años y desgaste anual por corrosión de 5 milésimas de pulgada se obtiene:

$$C = 15 \cdot 0,005 \text{ in} = 0,075 \text{ in} = 1,905 \text{ mm}$$

Por tanto:

$$t_{\min} = 2,5 \text{ mm} + 1,905 \text{ in} = 4,405 \text{ mm}$$

- En el caso de trabajar con aceros al carbono:

$$t_{\min}(mm) = 5 + C \quad [A. 11.97]$$

$$t_{\min} = 5 \text{ mm} + 1,905 \text{ mm} = 6,905 \text{ mm}$$

Posteriormente, debe comprobarse que el espesor de la cubierta será superior a este espesor mínimo.

De acuerdo con el Código ASME VIII-Div.1, para determinar el espesor de la cubierta se requiere conocer el tipo de tensiones a las que se ve sometida la cubierta del separador para conocer la influencia de las mismas sobre el espesor. Estas tensiones se tabulan a continuación.

Tabla A.11.20:  
Tensiones que actúan sobre el separador (Megyesy, E., F., 2001)

CARGA	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		TENSIONES LONGITUDINALES	
	TRACCIÓN	COMPRESIÓN	TRACCIÓN	COMPRESIÓN
<b>Peso</b>				X
<b>Viento</b>			X	X
<b>Seísmo</b>			X	X
<b>Presión interior</b>	X		X	
<b>Presión exterior</b>				

De todas estas tensiones las que ejercerán una acción más importante sobre el equipo se corresponden con la tensión circunferencial y longitudinal ejercida por la presión interna y la carga debida al viento. La tensión ejercida por el propio peso del recipiente se considera despreciable, y debido a la baja actividad sísmica del terreno en el que se sitúa la línea de proceso, la tensión debida a la carga sísmica también lo es.

A continuación se calculan los espesores requeridos para soportar cada una de las tensiones consideradas. El diseño comprenderá adoptar el valor mayor que se determine para cada una de estas tensiones

***Tensión circunferencial***

Para la determinación del espesor debido a la tensión circunferencial se hace uso de la siguiente expresión:

$$t_{circ} = \frac{(P \cdot R)}{(S \cdot E - 0,6 \cdot P)} \quad [A. 11.98]$$

Expresión en la que:

- $t_{circ}$  es el espesor de la pared de la carcasa debido a las tensiones circunferenciales en in.

- P hace referencia a la presión de diseño en psi.
- R es el radio interno de la envolvente en in.
- S es la tensión máxima admisible del material expresado en psi.
- E es la eficiencia de la soldadura.

Estas variables deben ser cuidadosamente elegidas a la hora de abordar el cálculo con el fin de evitar cometer errores al diseñar la estructura mecánica. La presión de diseño se determina a partir de la de trabajo, 308,37 psi, incrementando en un 10% su valor como margen de seguridad ante posibles contratiempos. La temperatura de diseño surge de incrementar en 20 °C la temperatura de trabajo. Si la corriente de entrada proviene del condensador a 35 °C, la temperatura de diseño es, entonces, de 55 °C.

- Eficiencia de la soldadura (E)

Según la tabla UW-12 recogida en el Código ASMEVIII-Div.1 (véase **Tabla A.16.17** del Anexo 16), el valor de E que se asume, para una junta a tope realizada con doble cordón de soldadura o mediante otro método con el que se obtenga la misma calidad de material depositado y siendo una junta que se examina por zonas, es de 0,85.

- Tensión máxima admisible (S)

Para determinar la tensión máxima debe recurrirse a valores tabulados, según el tipo de material, en el Código ASME Sección II. Por medio de la **Tabla A.16.10** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera, para acero SA-285, la tensión máxima admisible trabajando a temperaturas de diseño inferiores a 150 °F tiene un valor de 15700 psi.

Considerando estos criterios es posible determinar el espesor de carcasa a través de la **Ecuación A.11.98**:

$$t_{circ} = \frac{(339,2 \text{ psi} \cdot 18 \text{ in})}{(0,85 \cdot 15700 \text{ psi} - 0,6 \cdot 339,2 \text{ psi})} = 0,464 \text{ in} = 1,17 \text{ cm}$$

### ***Tensiones longitudinales***

El espesor debido a las tensiones longitudinales responde a la siguiente relación:

$$t_{lon} = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P} \quad [A. 11.99]$$

Las unidades son las mismas que las empleadas en la ecuación anterior.

Todos los valores son conocidos por lo que:

$$t_{lon} = \frac{339,2 \text{ psi} \cdot 18 \text{ in}}{2 \cdot 15700 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 339,2 \text{ psi}} = 0,227 \text{ in} = 0,58 \text{ cm}$$

### ***Esfuerzo debido a la carga por viento***

Para la determinación de dicho parámetro debe tenerse en cuenta que la velocidad del viento en el polígono industrial de San Roque situado en la provincia de Cádiz, según los datos meteorológicos, tiene un valor medio de 50 km·h<sup>-1</sup>.

En las condiciones más desfavorables el viento puede alcanzar una velocidad de hasta 180 km·h<sup>-1</sup>. Debido a que el diseño de la línea de proceso se aborda en las condiciones más hostiles, es este último valor el que se considerará para el cálculo de las cargas ejercidas por el viento sobre el equipo.

En primer lugar, debe determinarse la presión de diseño del viento:

$$P_w = q_s \cdot C_q \cdot C_e \quad [A. 11.100]$$

Donde:

- $P_w$  es la presión de diseño del viento, en lb·ft<sup>-2</sup>.
- $q_s$  es la presión de estancamiento del viento a la altura estándar de 30 pies expresada en lb·ft<sup>-2</sup>.
- $C_q$  es un coeficiente de presión denominado factor de forma.
- $C_e$  es el coeficiente referente a la altura combinada.

Los valores de  $q_s$ ,  $C_q$  y  $C_e$  se encuentran tabulados en función de las condiciones climatológicas y las propias propiedades del equipo

Para una velocidad del viento de 180 km·h<sup>-1</sup>, 112,44 mph,  $q_s$  tiene un valor de 32,44 lb·ft<sup>-2</sup> (véase **Tabla A.16.30** del Anexo 16).

Para una configuración de recipiente redonda o elíptica  $C_q$  es igual a 0,8 (véase **Tabla A.16.32** del Anexo 16).

El factor  $C_e$  depende del tipo de exposición a la que se encuentra sometida la planta así como la altura total del recipiente. Para grandes plantas petroquímicas la exposición será tipo C.

Según la **Tabla A.16.31** del Anexo 16, para una exposición severa tipo C y una altura total del recipiente de 15,66 pies  $C_e$  tiene un valor de 1,2.

Sustituyendo todos estos valores en la **Expresión A.11.100** se obtiene:

$$P_w = 32,44 \frac{lb}{ft^2} \cdot 0,8 \cdot 1,2 = 31,14 lb/ft^2$$

Determinada la presión de diseño del viento, es necesario calcular el momento debido al viento en la posición analizada de acuerdo con la relación:

$$M_T = M - h_T \cdot (V - 0,5 \cdot P_w \cdot D_o \cdot h_T) \quad [A. 11.101]$$

En esta relación:

- $M_T$  es el momento debido a la altura  $h_T$  en ft·lb.
- $M$  es el momento máximo en la base expresado en lb·ft.
- $h_T$  es la distancia desde la base del suelo hasta la terminación de la silleta en ft.
- $V$  es la fuerza cortante total en lb.
- $P_w$  es la presión de diseño debida al viento expresada en  $lb \cdot ft^{-2}$ .
- $D_o$  es el diámetro exterior del recipiente considerando al espesor del aislante en ft.

$M$  y  $V$  deben determinarse previamente por medio de las expresiones que se recogen a continuación:

$$M = P_w \cdot D_o \cdot H \cdot h_1 \quad [A. 11.102]$$

$$V = P_w \cdot D_o \cdot H \quad [A. 11.103]$$

$$h_1 = \frac{H}{2} \quad [A. 11.104]$$

Donde H es la altura total del recipiente en ft y  $h_1$  es el brazo de palanca en ft.

La altura total del sistema,  $H=15,66$  ft, nace de considerar la altura de la silleta, la correspondiente al cuerpo central o carcasa, la de los fondos superior e inferior y la correspondiente a las dos faldillas. La altura de la silleta es de 1,64 ft. El cálculo de la altura de los fondos se recoge en los **Apartados 11.3.3.3** y **11.3.3.4** del presente Anexo.

El diámetro exterior, considerando el espesor circunferencial calculado con posterioridad y considerando que carece de aislamiento es  $Do=3,076$  ft.

La altura  $h_T$  es equivalente a la altura de la silleta con lo cual  $h_T = h_{silleta} = 1,64$  ft

Sustituyendo todos estos datos en las **Ecuaciones A.11.104**, **A.11.102**, **A.11.103** y **A.11.101** se tiene:

$$h_1 = \frac{15,66 \text{ ft}}{2} = 7,83 \text{ ft}$$

$$M = 31,14 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \cdot 3,076 \text{ ft} \cdot 15,66 \text{ ft} \cdot 7,38 \text{ ft} = 1,1 \cdot 10^4 \text{ lb} \cdot \text{ft}$$

$$V = 31,14 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \cdot 3,076 \text{ ft} \cdot 15,66 \text{ ft} = 1,5 \cdot 10^3 \text{ lb}$$

$$\begin{aligned} M_T &= 1,1 \cdot 10^4 \text{ ft} \cdot \text{lb} - 1,64 \text{ ft} \cdot \left( 1,5 \cdot 10^3 \text{ lb} - 0,5 \cdot 31,14 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \cdot 3,076 \text{ ft} \cdot 1,64 \text{ ft} \right) \\ &= 8,66 \cdot 10^3 \text{ lb} \cdot \text{ft} \end{aligned}$$

Determinados todos estos parámetros es posible calcular el espesor debido la carga por viento gracias a la expresión:

$$t_v = \frac{12 \cdot M_T}{R^2 \cdot \pi \cdot S \cdot E} \quad [\text{A.11.105}]$$

Donde:

- $t_v$  es el espesor debido a la carga por viento en in.
- $M_T$  es el momento máximo en la base en lb·ft.

- R es el radio medio del recipiente considerando el aislante en in.
- S es la tensión máxima admisible del material en psi.
- E es la eficiencia de la soldadura.

Todos estos valores ya son conocidos con lo cual:

$$t_v = \frac{12 \cdot 8,66 \cdot 10^3 \text{ lb} \cdot \text{ft}}{\left(\frac{3,076}{2} \text{ ft} \cdot \frac{12 \text{ in}}{1 \text{ ft}}\right)^2 \cdot \pi \cdot 15700 \text{ psi} \cdot 0,85} = 7,27 \cdot 10^{-3} \text{ in} = 0,018 \text{ cm}$$

Calculados los espesores debido a cada una de las tres tensiones consideradas, se toma el circunferencial por ser el mayor de todos. A este valor se la añade el espesor debido al desgaste por corrosión, C. Para una vida útil del material de 15 años y un desgaste por corrosión anual de 5 milésimas de pulgada,

$$C = 15 \cdot 0,005 \text{ in} = 0,075 \text{ in}$$

Por lo que el espesor mínimo adquiere un valor:

$$t_{circ} = 0,464 \text{ in} + 0,075 \text{ in} = 0,539 \text{ in} = 0,0137 \text{ m}$$

Por tanto el espesor considerado para la cubierta será de 1,37 centímetros.

Comercialmente, se toma un espesor inmediatamente superior e igual a 0,55 pulgadas, es decir, 1,397 centímetros.

Por último se comprueba que este espesor es mayor al mínimo:

$$t_{cir} = 13,97 \text{ mm} > t_{min} = 6,905 \text{ mm}$$

### ***11.3.3.2.- Determinación del tipo de cúpula***

Existen tres clases de fondos posibles a la hora de diseñar el separador. La clase concreta se selecciona teniendo en cuenta las dimensiones del diámetro del separador y la presión a la que va a estar sometido el equipo. Para el caso que se aborda, se elige la cúpula elíptica



adecuada para trabajar en equipos con un diámetro inferior a 15 ft y presiones superiores a 100 psig [Svrcek, W.Y., Monnery, W. D.].

### **11.3.3.3.- Cálculo de las dimensiones de la cúpula**

Seleccionada el fondo superior a emplear en el diseño del separador, se debe proceder a calcular cuál debe ser el espesor del casco para la misma. Dicho espesor se obtiene por medio de la ecuación recogida a continuación:

$$t = \frac{(P \cdot D)}{(2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P)} + C \quad [A. 11.106]$$

Esta expresión es análoga a la existente para el cálculo del espesor de la cubierta de manera que las unidades y el valor de las variables que intervienen son idénticos. Sustituyendo pues estos datos en la **Ecuación A.11.106** se tiene:

$$t = \frac{(339,2 \text{ psi} \cdot 36 \text{ in})}{(2 \cdot 15700 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,2 \cdot 339,2 \text{ psi})} + 0,075 \text{ in} = 0,533 \text{ in} = 0,0135 \text{ m}$$

Por lo que el fondo superior tendrá un espesor igual a 1,35 cm.

Conocido el valor del espesor del fondo superior es posible calcular el de la faldilla teniendo en cuenta que su forma cilíndrica le confiere las mismas propiedades que a la cubierta a la hora de calcular el espesor.

Comprobada la escasa influencia de las cargas por viento en el diseño mecánico del sistema, el espesor de la faldilla se determinará teniendo en cuenta sólo las tensiones circunferenciales y longitudinales producidas por la tensión interna del recipiente.

### ***Tensiones circunferenciales***

Se determinan por medio de la ya conocida expresión:

$$t_{circ} = \frac{(P \cdot R)}{(S \cdot E - 0,6 \cdot P)} \quad [A. 11.107]$$

Los valores que intervienen en la ecuación son los mismos que los empleados en el cálculo de la cubierta por lo que:

$$t_{cir} = \frac{(339,2 \text{ psi} \cdot 18 \text{ in})}{(15700 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 339,2 \text{ psi})} = 0,464 \text{ in} = 0,025 \text{ m}$$

### ***Tensiones longitudinales***

Para se cálculo se recurre a la expresión:

$$t_{lon} = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P} \quad [A. 11.108]$$

Sustituyendo las variables se obtiene:

$$t_{lon} = \frac{339,2 \text{ psi} \cdot 18 \text{ in}}{(2 \cdot 15700 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 339,2 \text{ psi})} = 0,227 \text{ in}$$

Conocidos los espesores requeridos para cada una de estas tensiones, se elige el correspondiente al circunferencial por razones de seguridad en el diseño. Por último, se considera la aportación debida al efecto de la corrosión de manera que:

$$t = 0,464 \text{ in} + 0,075 \text{ in} = 0,539 \text{ in}$$

Se elige un valor comercial inmediatamente superior e igual a 0,55 pulgadas.

La altura de la faldilla será la mayor de estos tres valores:

$$h = 0,3 \cdot \sqrt{D_e \cdot e_f} \quad [A. 11.109]$$

$$h \geq 3 \cdot e_f \quad [A. 11.110]$$

$$h \geq 25 \text{ mm} \quad [A. 11.111]$$

$$D_e = D_i + 2 \cdot t_{circ} \quad [A. 11.112]$$

Donde:

- $h$  es la altura de la faldilla en milímetros.
- $D_e$  es el diámetro exterior de la faldilla en mm.
- $e_f$  es el espesor de la faldilla en mm.
- $D_i$  es el diámetro interior de la cúpula en mm.
- $t_{\text{circ}}$  es el espesor de la faldilla debido a las tensiones circunferenciales.

Sustituyendo las variables en las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$D_e = 914 \text{ mm} + 2 \cdot 13,97 \text{ mm} = 941,94 \text{ mm}$$

$$h = 0,3 \cdot \sqrt{941,94 \text{ mm} \cdot 13,97 \text{ mm}} = 34,41 \text{ mm}$$

$$h \geq 3 \cdot 13,97 \text{ mm} = 41,91 \text{ mm}$$

$$h \geq 25 \text{ mm}$$

Por tanto la altura de la faldilla es de 41,91 milímetros.

Conocidos tanto los espesores de la cúpula como de la faldilla, se determinarán las dimensiones características para la cúpula seleccionada: altura, área y volumen.

Para ello se hace uso de las siguientes relaciones:

$$h = \frac{D_i}{4} \quad [A. 11.113]$$

$$S = 1,08 \cdot D_o^2 \quad [A. 11.114]$$

$$V = 0,13075 \cdot D_i^3 \quad [A. 11.115]$$

$$D_o = D_i + 2 \cdot t_{\text{cubierta}} \quad [A. 11.116]$$

Donde:

- $h$  es la altura de la cúpula expresada en metros.

- $D_i$  es el diámetro interior de la cúpula en m.
- $S$  es la superficie de la cúpula en  $m^2$ .
- $V$  es el volumen de la cúpula en  $m^3$ .
- $D_o$  es el diámetro exterior de la de la cúpula en m.
- $t_{\text{cubierta}}$  es el espesor de la cubierta en m.

Los valores que intervienen en las relaciones anteriores ya son conocidos con lo que:

$$D_o = 0,914 \text{ m} + 2 \cdot 0,0135 \text{ m} = 0,941 \text{ m}$$

$$h = \frac{0,914 \text{ m}}{4} = 0,2285 \text{ m}$$

$$S = 1,08 \cdot (0,941 \text{ m})^2 = 0,956 \text{ m}^2$$

$$V = 0,13075 \cdot (0,914 \text{ m})^3 = 0,0998 \text{ m}^3$$

#### **11.3.3.4.- Cálculo de las dimensiones del fondo inferior**

Debido a que las condiciones de presión a las que estará sometido el fondo inferior son análogas a las del superior, se opta por el diseño de un fondo elíptico.

En este caso, la presión a la que estará sometido el fondo es  $P_{\text{diseño}}=339,2 \text{ psi}$ .

Considerando los mismos valores ya especificados para las variables que intervienen en la ecuación se obtiene:

$$t = \frac{(P \cdot D)}{(2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P)} + C \quad [A. 11.117]$$

Esta expresión es análoga a la existente para el cálculo del espesor de la cubierta de manera que las unidades y el valor de las variables que intervienen son idénticos. Sustituyendo pues estos datos en la **Ecuación A.11.117** se tiene:

$$t = \frac{(339,2 \text{ psi} \cdot 36 \text{ in})}{(2 \cdot 15700 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,2 \cdot 339,2 \text{ psi})} + 0,075 \text{ in} = 0,533 \text{ in} = 0,0135 \text{ m}$$

Por lo que el fondo inferior tendrá un espesor igual a 1,35 cm.

Conocido el valor del espesor del fondo inferior es posible calcular el de la faldilla teniendo en cuenta que su forma cilíndrica le confiere las mismas propiedades que a la cubierta a la hora de calcular el espesor.

### ***Tensiones circunferenciales***

Se determinan por medio de la ya conocida expresión:

$$t_{circ} = \frac{(P \cdot R)}{(S \cdot E - 0,6 \cdot P)} \quad [A. 11.118]$$

Los valores que intervienen en la ecuación son los mismos que los empleados en el cálculo de la cúpula por lo que:

$$t_{cir} = \frac{(339,2 \text{ psi} \cdot 18 \text{ in})}{(15700 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 339,2 \text{ psi})} = 0,464 \text{ in}$$

### ***Tensiones longitudinales***

Para se cálculo se recurre a la expresión:

$$t_{lon} = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P} \quad [A. 11.119]$$

Sustituyendo las variables se obtiene:

$$t_{lon} = \frac{339,2 \text{ psi} \cdot 18 \text{ in}}{(2 \cdot 15700 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 339,2 \text{ psi})} = 0,227 \text{ in}$$

Conocidos los espesores requeridos para cada una de estas tensiones, se elige el correspondiente al circunferencial por razones de seguridad en el diseño. Por último, se considera la aportación debida al efecto de la corrosión de manera que:

$$t = 0,464 \text{ in} + 0,075 \text{ in} = 0,539 \text{ in}$$

Se elige un valor comercial inmediatamente superior e igual a 0,55 pulgadas, es decir, 1,397 centímetros.

La altura de la faldilla será la mayor de estos tres valores:

$$h = 0,3 \cdot \sqrt{(D_e \cdot e_f)} \quad [A. 11.120]$$

$$h \geq 3 \cdot e_f \quad [A. 11.121]$$

$$h \geq 25 \text{ mm} \quad [A. 11.122]$$

$$D_e = D_i + 2 \cdot t_{circ} \quad [A. 11.123]$$

Sustituyendo las variables en las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$D_e = 914 \text{ mm} + 2 \cdot 13,97 \text{ mm} = 941,94 \text{ mm}$$

$$h = 0,3 \cdot \sqrt{941,94 \text{ mm} \cdot 13,97 \text{ mm}} = 34,4 \text{ mm}$$

$$h \geq 3 \cdot 13,97 \text{ mm} = 41,91 \text{ mm}$$

$$h \geq 25 \text{ mm}$$

Por tanto la altura de la faldilla es de 41,91 milímetros.

Conocidos tanto los espesores de la cúpula como de la faldilla, se determinarán las dimensiones características para el fondo inferior seleccionado: altura, área y volumen.

Para ello se hace uso de las siguientes relaciones:

$$h = \frac{D_i}{4} \quad [A. 11.124]$$

$$S = 1,08 \cdot D_o^2 \quad [A. 11.125]$$

$$V = 0,13075 \cdot D_i^3 \quad [A. 11.126]$$

$$D_o = D_i + 2 \cdot t_{cubierta} \quad [A. 11.127]$$

Los valores que intervienen en las relaciones anteriores ya son conocidos con lo que:

$$D_o = 0,914 \text{ m} + 2 \cdot 0,0135 \text{ m} = 0,941 \text{ m}$$

$$h = \frac{0,914 \text{ m}}{4} = 0,2285 \text{ m}$$

$$S = 1,08 \cdot (0,941 \text{ m})^2 = 0,956 \text{ m}^2$$

$$V = 0,13075 \cdot (0,914 \text{ m})^3 = 0,0998$$

#### ***11.3.3.5.- Dimensiones definitivas***

Al llevar a cabo el diseño de las tres componentes del separador, se han obtenido valores distintos del espesor requerido por la pared para soportar las tensiones a las que se halla sometido. Debido a este hecho, es posible optar por una de estas tres alternativas al diseñar el equipo:

- Construir todo el separador con el mismo espesor de pared, que correspondería con el mayor de los tres obtenidos.
- Construir el separador con el menor de los espesores obtenidos y disponer de anillos de tensión en la zona que requieren un espesor mayor.
- Construir cada región del separador con el espesor calculado para cada una de ellas y emplear las soldaduras adecuadas para cada una de las uniones.

Por razones económicas y de seguridad, se opta por diseñar el separador con el espesor mayor que se corresponde con el de la cubierta, es decir, 1,397 centímetros.

Para este nuevo espesor, es necesario recalcular las dimensiones características de la cúpula y del fondo inferior que serán análogas, por lo tanto aplicando las **Ecuaciones A.11.127, A.11.124, A.11.125 y A.11.126**, se tiene:

$$D_o = 0,942 \text{ m}$$

$$h = \frac{0,914 \text{ m}}{4} = 0,2285 \text{ m}$$

$$S = 1,08 \cdot (0,942 \text{ m})^2 = 0,958 \text{ m}^2$$

$$V = 0,13075 \cdot (0,914 \text{ m})^3 = 0,0998 \text{ m}^3$$

A continuación, se tabulan las dimensiones definitivas de cada una de las partes que componen el separador.

Tabla 11.21:  
Diseño mecánico del Separador

<b>Dimensión</b>	<b>Valor de la dimensión</b>
Espesor de la cubierta	0,01397 m
D interno cubierta	0,914 m
D exterior cubierta	0,942 m
Espesor de la cúpula	0,01397 m
Altura de la cúpula	0,2285 m
Área de la cúpula	0,958 m <sup>2</sup>
Volumen de la cúpula	0,0998 m <sup>3</sup>
D exterior de la cúpula	0,942 m
Espesor del fondo	0,01397 m
Altura del fondo	0,2285 m
D exterior del fondo	0,942 m
Área del fondo	0,958 m <sup>2</sup>
Volumen del fondo	0,0998 m <sup>3</sup>



## **ANEXO 12: DISEÑO DEL SISTEMA DE CONDENSACIÓN CD-03**

### **12.1.- Selección del sistema de condensación**

La corriente de colas obtenida tras la destilación multicomponente constituye el producto final. Esta corriente se compone mayoritariamente por ciclohexano de alta pureza, superior al 99,9%, trazas de metano y trazas de tolueno contenidas inicialmente en la alimentación de la línea de proceso, puesto que éste compuesto se comporta como inerte.

El proceso de destilación ha permitido obtener el producto con las especificaciones exigidas para su comercialización, pero es necesario un acondicionamiento final del mismo antes de su almacenamiento para reducir su temperatura a 50 °C. Este objetivo se consigue en dos pasos:

- En primer lugar, empleando la energía calorífica de la corriente de colas para calentar la alimentación de entrada a la torre por medio de un intercambiador de calor situado justo a la entrada de la columna.
- Posteriormente, sometiendo dicha corriente de colas a un proceso de condensación.

De manera análoga a la condensación a la que se somete el efluente procedente del segundo sistema de reacción antes de introducirse en el separador de fases, se opta por el empleo de una batería de aereorrefrigerantes en serie para acondicionar la temperatura del producto final por medio de aire. Este tipo de equipos permitirá reducir a corto plazo los costes derivados del consumo de ingentes volúmenes de agua de refrigeración.

### **AÉREO 1**

### **12.2.- Diseño del sistema de condensación**

Los aereorrefrigerantes están constituidos por una serie de tubos aleteados dispuesto en bancos dotados en su parte superior o inferior de ventiladores. El objetivo que se persigue con este tipo de tubos aleteados es aumentar la superficie de transmisión paliando la menor eficacia en la transmisión de calor del aire con respecto a otros refrigerantes.

El número de aletas que se disponen por metro lineal de tubería depende de las características propias de las mismas, así como del número de tubos que constituyen los bancos depende de las propiedades del fluido que se va a condensar.

### **12.2.1.- Caracterización de las corrientes**

Tal y como se ha expuesto con anterioridad, el sistema que se va a emplear consta de una serie de tubos dispuestos en bancos por cuyo interior circula el producto final. La corriente se introduce en el sistema a la temperatura de 141,1 °C para abandonarlo a una temperatura de 50 °C. Para alcanzar dicha transferencia será necesario recurrir a una disposición en serie de cinco unidades de aereorrefrigerantes que constituyen un paquete de aéreos de refrigeración. Cada uno de estos equipos está provisto de varios ventiladores que se encargan de impulsar y mover el aire ambiente generando una corriente de aire frío que reducirá la temperatura del producto. El aire presenta una temperatura de 30 °C, impuesta por la climatología del lugar en el cual se implanta la línea de proceso, elevando su temperatura en el proceso hasta unos 40-50 °C.

De acuerdo a esta descripción, la primera unidad de refrigeración recibe la alimentación proveniente de la columna y previamente enfriada a 141,1 °C para reducir su temperatura hasta 120 °C. Después, esta corriente se introduce en un segundo aéreo donde se enfriará hasta alcanzar la temperatura de 102,5 °C. Este proceso se desarrolla sucesivamente en otros tres aéreos reduciendo en cada uno de ellos la temperatura de la corriente en 17,5 °C hasta acondicionar el producto a su temperatura de almacenamiento en el tanque, es decir, 50 °C.

A continuación, se desarrolla el procedimiento de cálculo con el fin de hallar las dimensiones requeridas por el primer aereorrefrigerante de la serie.

### **12.2.2.- Determinación de las dimensiones de los tubos**

Las dimensiones de los tubos por los cuales circula la corriente producto se determinan de forma análoga a la seguida en los cambiadores de calor, sólo que en este caso debe tenerse en cuenta la presencia de aletas y la disposición de los mismos formando bancos de tubos.

El primer equipo de refrigeración permitirá reducir la temperatura del sistema desde 141,1 °C hasta una temperatura de salida de 120 °C. El segundo aereorrefrigerante la reducirá

hasta 102,5 °C, el tercero enfriará la corriente hasta 85 °C, el cuarto hasta 67,5 °C y por último, se requerirá un quinto equipo para alcanzar los 50 °C de temperatura a la salida de la batería de aéreos.

### ***12.2.2.1.- Caracterización de la superficie aleteada***

Las aletas que se dispondrán por el exterior de los tubos son aletas altas insertas en la superficie por medio de una oquedad practicada en los mismos.

Estas aletas pueden tener una altura de hasta 15 centímetros y es posible disponer entre 200 y 400 unidades por metro lineal de tubo. Esta disposición permite aumentar la superficie de transmisión de calor hasta 20 veces con respecto a la superficie de los tubos lisos. Se emplean fundamentalmente para sistemas de refrigeración con aire y el material de construcción al que se recurre normalmente, si se trabaja por debajo de los 300 °C, es el aluminio. Su rendimiento suele ser del 70% [Mendia Urquiola, 1994].

La configuración y características de las aletas puede observarse en la **Figura A.7.2** del **Apartado 7.2.2.1** del Anexo 7 del Presente Proyecto Fin de Carrera.

### ***12.2.2.2.- Determinación de la longitud de los tubos***

Para determinar esta dimensión, es necesario conocer la superficie disponible para la transmisión de calor a través de los mismos y para ello se recurre a la expresión empleada en el caso de los intercambiadores de calor:

$$Q = U \cdot A_t \cdot \Delta t_m \quad [A. 12.1]$$

Donde:

- Q es el calor transmitido en el proceso en J·s<sup>-1</sup>.
- U es el coeficiente global de transmisión de calor en W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>
- Δt<sub>m</sub> es la diferencia de temperaturas media logarítmica en K.
- A<sub>t</sub> es el área disponible de los tubos para la transmisión de calor, expresada en m<sup>2</sup>.

El valor del coeficiente global de transmisión de calor y de la temperatura media logarítmica no es inmediato. A continuación se explica el procedimiento seguido para el

cálculo de ambos parámetros. Este procedimiento es análogo al empleado para el cálculo de las dimensiones de los cambiadores de calor presentes en la línea de proceso que se está diseñando.

- *Determinación de la diferencia de temperaturas media logarítmica*

Para un contacto en contracorriente de ambos fluidos, la expresión que permite calcular la diferencia de temperaturas media logarítmica presenta la forma:

$$LMTD = \frac{(T_{C,L} - T_{F,L}) - (T_{C,O} - T_{F,O})}{\ln \frac{(T_{C,L} - T_{F,L})}{(T_{C,O} - T_{F,O})}} \quad [A. 12.2]$$

Donde los subíndices C y F hacen referencia al fluido caliente y al fluido frío respectivamente y 0 y L a las posiciones del fluido en el interior del sistema.

Para el sistema que se trata el fluido caliente se corresponde con la corriente de producto y el aire será entonces al fluido frío. De manera que de acuerdo con el diagrama térmico:

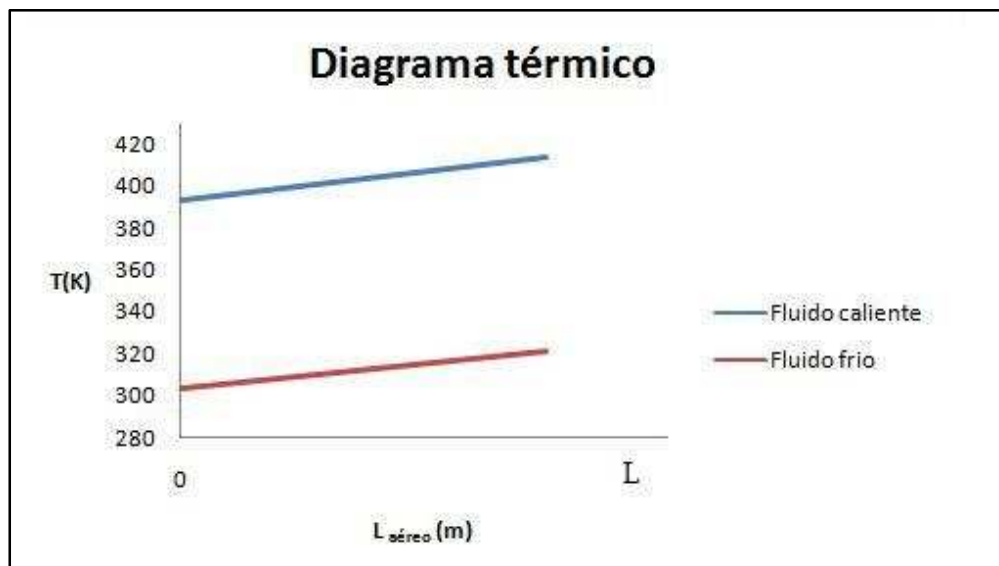


Figura A.12.1: Diagrama térmico aéreo 1

- $T_{C,L}=141,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 414,1 K
- $T_{C,O}=120\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 393 K
- $T_{F,L}=48\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 321 K
- $T_{F,O}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 303 K

Sustituyendo estos valores en la **Ecuación A.12.2** se obtiene:

$$LMTD = \frac{(414,1 - 321) - (393 - 303)K}{\ln \frac{(414,1 - 321)}{(393 - 303)}} = 91,54 K$$

Para el tipo de sistema actual  $LMTD = \Delta t_m$ , debido a que el fluido experimenta un único paso por el haz de tubos.

- *Determinación del coeficiente global de transmisión de calor, U*

El coeficiente global de transmisión de calor referido al área exterior de los tubos se define como:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + R_{f,i}'' \frac{D_o}{D_i} + D_o \frac{\ln(r_o/r_i)}{2 \cdot k_m} + R_{f,o}'' + \frac{1}{h_o} \quad [A. 12.3]$$

Donde:

- $U_o$  es el coeficiente global de transmisión de calor referido al área exterior de los tubos  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ .
- $h_i$  es el coeficiente de película interno de los tubos expresado en  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ .
- $D_i$  es el diámetro interno de los tubos en m.
- $R_{f,i}''$  es el factor de incrustación interno en  $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$
- $D_o$  es el diámetro exterior de los tubos en m.
- $r_o$  y  $r_i$  son radio exterior e interior de los tubos respectivamente en m.
- $R_{f,o}''$  es el factor de incrustación externo en  $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$
- $h_o$  es el coeficiente de película externo expresado en  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
- $k_m$  es conductividad térmica del material en  $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ .

### **Coeficiente de película interna de los tubos ( $h_i$ )**

Para determinar este coeficiente se dispone de la relación:

$$Nu_d = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \quad [A. 12.4]$$

Donde:

- $Nu_d$  es el número de Nusselt.
- $K$  es la conductividad térmica de la corriente en  $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ .

Para determinar el número de Nusselt,  $Nu_d$ , se debe recurrir a correlaciones que dependen del número de Reynolds y de Prandtl para el sistema:

$$Re = \frac{4 \cdot W_m}{\mu \cdot \pi \cdot D_i} \quad [A. 12.5]$$

Donde:

- $W_m$  es el caudal másico de alimentación en  $kg \cdot s^{-1}$ .
- $\mu$  es la viscosidad del sistema medida a la temperatura media entre la entrada y la salida en  $Pa \cdot s$ .
- $D_i$  es el diámetro interior del sistema en m.

Las propiedades  $\mu$ ,  $K$  y  $Pr$  se hallan como una media ponderada de las propiedades de cada uno de los productos presentes en la alimentación a la temperatura media entre la entrada y la salida  $T_m=130$  °C de manera que:

$$Propiedad = \sum_{i=1}^3 propiedad_i \cdot x_i \quad [A. 12.6]$$

A continuación se tabulan estas propiedades para cada uno de los compuestos que componen la corriente de proceso:

Tabla A.12.1:  
Propiedades del sistema a  $T_m=130$  °C

<b>Propiedad</b>	<b>Unidad</b>	<b>Tolueno</b>	<b>Ciclohexano</b>	<b>Metano</b>
Viscosidad	Pa·s	0,00023	0,00015	$1,4 \cdot 10^{-5}$
Conductividad	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	0,106	0,087	0,0484
Prandtl	-	4,4	0,587	0,737
Composición	-	0,000862	0,999122	0,000016

Conociendo estos valores se obtiene la propiedad para la corriente:

Tabla A.12.2:  
Propiedades de la corriente a Tm=130 °C

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
<b><math>\mu_{\text{sistema}}</math></b>	$1,5 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
<b><math>K_{\text{sistema}}</math></b>	$0,087 \text{ W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$
<b><math>Pr_{\text{sistema}}</math></b>	0,59

El caudal másico de la alimentación tiene un valor de  $17,475 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .

El valor del caudal másico se ha obtenido por medio del simulador Hysys versión 3.2.

Los datos de la conductividad y viscosidad se obtienen por medio de una interpolación de los valores contenidos en las **Figuras A.16.3** y **A.16.2** y en la **Tabla A.16.6** del Anexo 16 respectivamente para cada uno de los compuestos a la temperatura media establecida. En el caso del número de Prandtl se procede de forma análoga acudiendo a las **Tablas A.16.6**, **A.16.7** y **A.16.8** de este mismo Anexo. En el caso, del ciclohexano, al no obtener un valor representativo del mismo por medio de este procedimiento, se recurre al valor del número de Prandtl empleado en el segundo aéreo, es decir, 0,587. Este hecho no modifica profundamente el valor del coeficiente global de transmisión de calor,  $U_o$ , puesto que el término en el cual interviene este parámetro tiene una escasa influencia en el cálculo de dicho coeficiente. Este valor pues será orientativo.

Sustituyendo todos estos valores en la **Relación A.12.5**, se obtiene:

$$Re = \frac{4 \cdot 17,475 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\left( \pi \cdot 0,0193\text{m} \cdot 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ s} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2} \right)} = 7,68 \cdot 10^6$$

El cálculo del valor del diámetro interior se recoge en el **Apartado 12.2.2.4** del presente Anexo.

Conocido el Reynolds, la relación que permite calcular el Nusselt en régimen turbulento se recoge a continuación:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot (Pr)^n \quad [A. 12.7]$$

Donde n toma el valor de 0,4. Sustituyendo estos valores se obtiene:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (7,68 \cdot 10^6)^{4/5} \cdot (0,59)^{0,4} = 5,99 \cdot 10^3$$

Una vez determinado el Nusselt, es posible conocer el valor del coeficiente de película interno de los tubos a partir de la **Expresión A.12.4**:

$$h_i = \frac{5,99 \cdot 10^3 \cdot 0,087 \frac{W}{m \cdot K}}{(0,0193 m)} = 2,7 \cdot 10^4 W/K \cdot m^2$$

### **Coeficiente de película externo ( $h_o$ )**

Para la determinación del mismo se debe tener en cuenta que el fluido que circula por el exterior de los tubos es el aire.

El cálculo de esta propiedad es análogo al realizado con anterioridad para hallar el coeficiente de película externo. De manera que:

$$Nu_d = \frac{h_o \cdot D_o}{k} \quad [A. 12.8]$$

$$Re = \frac{4 \cdot W_{aire}}{(\pi \cdot D_o \cdot \mu)} \quad [A. 12.9]$$

Donde:

- $h_o$  es el coeficiente de película externo expresado en  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ .
- $D_o$  es el diámetro exterior de los tubos en m.
- $k$  es la conductividad térmica del aire en  $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ .
- $W_{aire}$  es el caudal másico del aire en  $kg \cdot s^{-1}$
- $\mu$  es la viscosidad del aire en  $Pa \cdot s$

El valor de estos parámetros es el siguiente:

- $D_o = 2,54$  cm
- $K = 2,47 \cdot 10^{-2} W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
- $\mu = 1,88 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s$



- $W_{\text{aire}} = 48,7 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$
- $Pr = 0,757$
- $C_p = 0,9924 \text{ kJ}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{kg}^{-1}$ .

El número de Prandtl para el aire se ha calculado teniendo en cuenta que:

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad [\text{A. 12.10}]$$

De manera que:

$$Pr = \frac{0,9924 \frac{\text{kJ}}{\text{K}\cdot\text{kg}} \cdot \frac{1000\text{J}}{1\text{kJ}} \cdot 1,88 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg}\cdot\text{s}}{\text{m}\cdot\text{s}^2}}{2,47 \cdot 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{K}\cdot\text{m}}} = 0,757$$

Los valores de  $K$ ,  $C_p$  y  $\mu$  son obtenidos por medio del simulador Hysys versión 3.2. El valor del diámetro exterior está tabulado en el caso de cambiadores con disposición de tubos cuadrada (véase **Tabla A.16.13** del Anexo 16). El cálculo del caudal másico de aire se recoge en el **Apartado 12.5.1** del Anexo actual.

Sustituyendo todos estos valores en la **Relación A.12.9** se obtiene el número de Re.

$$Re = \frac{4 \cdot 48,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{(1,88 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg}\cdot\text{s}}{\text{m}\cdot\text{s}^2} \cdot \pi \cdot 0,0254 \text{ m})} = 1,3 \cdot 10^8$$

Conocido el valor el número de Reynolds, se hallará el Nusselt:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (1,3 \cdot 10^8)^{4/5} \cdot (0,757)^{0,4} = 6,37 \cdot 10^4$$

Sustituyendo ahora en la **Expresión A.12.8** se tiene:

$$h_o = \frac{6,37 \cdot 10^4 \cdot 2,47 \cdot 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{K}\cdot\text{m}}}{(0,0254 \text{ m})} = 6,19 \cdot 10^4 \text{ W/K}\cdot\text{m}^2$$

Determinados los coeficientes de película interna y externa y sabiendo por medio de la bibliografía [Perry et al, 2001] que el valor de  $K_m$  para acero SA-285 a 141,1 °C es de

5,238 W·m<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup> y que R<sub>fi</sub>” y R<sub>fo</sub>” es de 0,0004 y 0,0002 m<sup>2</sup>·K·W<sup>-1</sup> respectivamente, es posible calcular el coeficiente global de transmisión de calor U acudiendo a la **Expresión A.12.3**:

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_o} &= \left( \frac{0,0254 \text{ m}}{0,0193 \text{ m} \cdot 2,7 \cdot 10^4 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2}} \right) + 0,0004 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}} \cdot \frac{0,0254 \text{ m}}{0,0193 \text{ m}} \\ &+ \left( \frac{0,0254 \text{ m} \cdot \text{Ln} \left( \frac{0,0127 \text{ m}}{0,00965 \text{ m}} \right)}{2 \cdot 5,238 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} \right) + 0,0002 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}} + \frac{1}{6,19 \cdot 10^4 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2}} \\ &= 0,00145 \text{ K} \cdot \text{m}^2/\text{W} \end{aligned}$$

Por tanto U<sub>o</sub>=689,65 W·K<sup>-1</sup>·m<sup>-2</sup>.

Determinados el valor de Δt<sub>m</sub> y U<sub>o</sub>, se está en disposición de hallar el área de transmisión de calor que corresponde a los tubos por medio de la **Ecuación A.12.1**, sabiendo que:

$$Q = 8,7 \cdot 10^2 \text{ kJ/s}$$

Este valor es tomado del balance de energía realizado al sistema por medio del simulador Hysys versión 3.2 (véase Anexo 1).

$$A_t = \frac{8,7 \cdot 10^2 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}}}{(689,65 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} \cdot 91,54 \text{ K})} = 13,78 \text{ m}^2$$

El área que se acaba de calcular corresponde al área disponible para todos los tubos, por lo que es necesario antes de conocer la longitud de los mismos estimar el número de tubos que se requieren en el proceso de manera que se tiene:

$$N_{\text{tubos}} = \frac{Wm}{v \cdot \frac{D_i^2}{4} \cdot \pi \cdot \rho} \quad [\text{A. 12.11}]$$

Donde:

- N<sub>tubos</sub> es el número de tubos requerido por el sistema.

- $W_m$  es el caudal másico de la alimentación en  $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- $D_i$  es el diámetro interno en m.
- $v$  es la velocidad de paso del fluido a través de los tubos en  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- $\rho$  es la densidad el fluido en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ .

Como valor de velocidad se toma el recomendado por la bibliografía para corriente líquida de proceso cuyos límites se encuentran ente  $4\text{-}6,5 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$ . El elegido es de  $5 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$  (véase **Tabla A.16.21** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera).

La densidad se obtiene por medio del balance de materia realizado con simulador Hysys versión 3.2 (véase Anexo1) y tiene un valor de  $672,8 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ .

Conocidos los parámetros que intervienen en la ecuación se obtiene:

$$N_t = \frac{17,475 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\left(5 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \cdot \frac{0,3048 \text{ m}}{1 \text{ ft}} \cdot \pi \cdot \frac{(0,0193 \text{ m})^2}{4} \cdot 672,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)} = 58,3$$

Este número de tubos indica que son necesarios como mínimo 59 tubos para alcanzar el objeto propuesto. El número de tubos definitivo se elige teniendo en cuenta que la velocidad de paso a través de los mismos sea similar a la determinada por medio de la bibliografía.

$$v_t = \frac{W_m}{(N_t \cdot \pi \cdot \frac{D_i^2}{4} \cdot \rho)} \quad [\text{A. 12.12}]$$

Si se eligen 64 se obtiene una velocidad de:

$$v_t = \frac{17,475 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\left(64 \cdot \pi \cdot \frac{(0,0193 \text{ m})^2}{4} \cdot 672,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)} = 1,38 \text{ m/s}$$

Con un número de tubos de 64 la velocidad es similar a la recomendada por la bibliografía. Estos 64 tubos se dispondrán en 4 filas de 16 tubos.

Conocidos los valores del área disponible para la transmisión de calor a través de los tubos, el número de tubos y el diámetro interior es posible conocer la longitud de los tubos recurriendo a la relación:

$$A_o = \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N_t \quad [A. 12.13]$$

$$L = \frac{13,78 \text{ m}^2}{(0,0254 \text{ m} \cdot \pi \cdot 64)} = 2,7 \text{ m}$$

Normalmente debe elegirse un valor comercial para la longitud de los tubos inmediatamente superior a la obtenida por lo que la longitud de los tubos será de 10 pies, es decir, 3,048 metros.

### **12.2.2.3.- Determinación del área de la superficie aleteada**

La expresión para conocer el área de la superficie aleteada se recoge a continuación:

$$A_{aletas} = A_{sistema} - A_o \quad [A. 12.14]$$

Donde:

- $A_{aletas}$  es el área disponible para las aletas en  $\text{m}^2$ .
- $A_{sistema}$  es el área total de transmisión de calor expresada en  $\text{m}^2$ .
- $A_o$  es el área de los tubos en  $\text{m}^2$ .

Para conocer el área total se recurre a la **Expresión A.12.1**, con la salvedad de que en este caso el valor del coeficiente global para la transmisión de calor  $U$  se toma de la bibliografía [Douglas, J.M., 1ªEdición] para sistemas refrigerados por aire siendo  $U=45,6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ .

$$A_{sistema} = \frac{8,7 \cdot 10^2 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}}}{(45,6 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} \cdot 91,54 \text{ K})} = 208,42 \text{ m}^2$$

Por tanto:

$$A_{aletas} = (208,42 - 13,78) \text{ m}^2 = 194,64 \text{ m}^2$$

Conocida el área disponible para la transmisión de calor a través de las aletas es posible calcular el número de aletas por metro lineal de tubería a través del área de una única aleta:

$$N_{\text{aletas}/m} = \frac{A_{\text{aletas}}}{(N_t \cdot S_{\text{aleta}} \cdot L)} \quad [\text{A. 12.15}]$$

Donde:

- $N_{\text{aletas}/m}$  es el número de aletas por metro lineal de tubería.
- $N_t$  es el número de tubos.
- $A_{\text{aleta}}$  es la superficie disponible para las aletas en  $m^2$ .
- $S_{\text{aleta}}$  es la superficie de una aleta en  $m^2$ .
- $L$  es la longitud de los tubos en m.

La superficie de las aletas a su vez se calcula por medio de las ecuaciones:

$$S_{\text{aleta}} = 2 \cdot S_{\text{frontal}} + S_{\text{espesor}} \quad [\text{A. 12.16}]$$

$$S_{\text{frontal}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{aleta}}^2 - D_o^2) \quad [\text{A. 12.17}]$$

$$S_{\text{espesor}} = \pi \cdot e_a \cdot D_{\text{aleta}} \quad [\text{A. 12.18}]$$

Donde:

- $S_{\text{frontal}}$  es la superficie frontal de la aleta en  $m^2$ .
- $S_{\text{espesor}}$  es la superficie lateral de la aleta en  $m^2$ .
- $D_{\text{aleta}}$  es el diámetro de la aleta en m.
- $D_o$  es el diámetro exterior del tubo en m.
- $e_a$  es el espesor de la aleta en m.

Todas estas propiedades se encuentran en la **Tabla A.7.1** del **Apartado 7.2.2.1** del Anexo 7. En este caso el valor del diámetro de la aleta es equivalente a su altura.

$$S_{\text{frontal}} = \frac{\pi}{4} \cdot ((0,03937 \text{ m})^2 - (0,0254 \text{ m})^2) = 0,00071 \text{ m}^2$$

$$S_{\text{espesor}} = \pi \cdot 0,03937 \text{ m} \cdot 0,0127 \text{ m} = 0,00157 \text{ m}^2$$

$$S_{\text{aleta}} = 2 \cdot 0,00071 \text{ m}^2 + 0,00157 \text{ m}^2 = 0,00299 \text{ m}^2$$

Determinada la superficie de transmisión de calor de una aleta es posible calcular el número de aletas por medio de la **Relación A.12.15**:

$$N_{\text{aletas}/m} = \frac{194,64 \text{ m}^2}{(64 \cdot 0,00299 \text{ m}^2 \cdot 3,048 \text{ m})} = 333,7 \frac{\text{aletas}}{m}$$

Se toma un número de aletas entero por lo que se necesitan 334 aletas.

#### **12.2.2.4.- Determinación del espesor de los tubos**

Para calcular el espesor de los tubos se procede de forma análoga a la empleada para calcular este mismo parámetro en el caso de los intercambiadores de calor y de los reactores ya calculados en el presente Proyecto Fin de Carrera.

Según el Código ASME B31.3, la expresión que permite calcular el espesor de los tubos se recoge a continuación:

$$t = \left( \left( \frac{P_D \cdot D_o}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)} \right) + C \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{M}{100} \right)} \right) \quad [A. 12.19]$$

Donde:

- t es el espesor de la pared de los tubos en in.
- $P_D$  es la presión de diseño en psi
- $D_o$  es el diámetro exterior de los tubos en in.
- S es la tensión máxima admisible del material en psi.
- E es la eficiencia de la soldadura.
- Y es un factor característico de los tubos que depende de la  $T_D$  y el material.
- C es el margen de corrosión en in.
- M es la tolerancia de fabricación.

- Presión de diseño ( $P_D$ )

Según el Código ASME VIII-Div.1 la presión de diseño será un 10% superior a la de trabajo y la temperatura de diseño surge de aumentar 20 °C la temperatura máxima de trabajo en el equipo, por tanto se obtiene:

$$P_D = 1,1 \cdot 318,71 \text{ psi} = 350,58 \text{ psi}$$

Este valor de presión es tomado del balance realizado por medio el simulador Hysys versión 3.2.

- Temperatura de diseño ( $T_D$ )

$$T_D(^{\circ}\text{C}) = 141,1 \text{ }^{\circ}\text{C} + 20 \text{ }^{\circ}\text{C} = 161,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_D(^{\circ}\text{F}) = 1,8 \cdot 161,1 \text{ }^{\circ}\text{C} + 32 = 321,98 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

- Tensión máxima admisible (S)

El valor de la tensión máxima admisible según el Código ASME B31.3 para acero SA-285 a una temperatura de 400 °F, inmediatamente superior a la temperatura de diseño, tiene un valor de 15700 psi (véase **Tabla A.16.10** del Anexo 16 del presente Proyecto).

- Eficiencia de la soldadura (E)

Según UW-12 del Código ASME VIII-Div1, para una junta a tope realizada por doble cordón de soldadura u otro método similar con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado sobre la superficie interior y exterior de la pieza E=1 (véase **Tabla A.16.17** del Anexo 16).

- Factor Y

Teniendo en cuenta que la temperatura de diseño del material no excede los 900 °F y que se trabaja con acero el valor de  $Y=0,4$  (véase **Tabla A.16.16** del Anexo 16).

- Margen de corrosión (C)

Según el Código ASME VIII-Div.1, el margen de corrosión se obtiene como el producto de la vida útil del material por el desgaste que este material sufre anualmente en su espesor debido a la corrosión. Considerando un desgaste anual de 5 milésimas de pulgada y una vida

útil del equipo de 17 años (véase **Tabla A.16.18** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera), se obtiene un valor de  $C=0,085$  pulgadas.

- Tolerancia de fabricación (M)

La tolerancia de fabricación que se adopta es de 12,5%.

Sustituyendo todos estos valores en la **Relación A.12.19** se obtiene:

$$t = \left( \frac{350,58 \text{ psi} \cdot 1 \text{ in}}{(2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 350,58 \text{ psi} \cdot 0,4)) + 0,085 \text{ in}} \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \left(\frac{12,5}{100}\right)} \right) = 0,11 \text{ in}$$

El valor que se escoge para el espesor es el valor estándar superior al calculado y para tubos con un diámetro exterior de 1 pulgada se elige un de valor de 0,12 pulgadas (véase **Tabla A.16.15** del Anexo 16).

Conocido este valor el diámetro interior se determina teniendo en cuenta que:

$$D_i = D_o - 2 \cdot t \quad [A. 12.20]$$

$$D_i = 1 \text{ in} - 2 \cdot 0,12 \text{ in} = 0,76 \text{ in} = 0,0193 \text{ m}$$

### **12.3.- Determinación de las características del banco de tubos**

Tal y como se ha explicado con anterioridad los tubos se agrupan formando bancos sometidos a una corriente de aire impulsada por ventiladores situados en la zona superior del sistema.

Conocida las propiedades de los tubos deben caracterizarse los bancos en los que estos van a situarse. Para ello debe definirse la magnitud conocida como anchura disponible del haz teniendo en cuenta que estos haces adoptarán forma cuadrada. De manera que:

$$A_h = \frac{L}{4} \quad [A. 12.21]$$

$A_h$  simboliza la anchura disponible del haz y  $L$  es la longitud de los tubos expresada en m. De esta forma:



$$A_h = \frac{3,048 \text{ m}}{4} = 0,762 \text{ m}$$

Como ya se ha mencionado con anterioridad, el sistema consta de 4 filas de 16 tubos que se sitúan horizontalmente. Para conocer el número de tubos por ancho del haz se recurre a la siguiente expresión:

$$N_{tubos}/A_h = \left( \frac{A_h - 200}{Pitch} \right) - 0,5 \quad [A. 12.22]$$

Donde:

- $N_{tubos}/A_h$  es el número de tubos por ancho del haz.
- $A_h$  es la anchura del haz en mm.
- Pitch es el espaciado entre los centros de dos tubos adyacentes en mm.

El valor del pitch en estas condiciones es de 2,45 pulgadas.

$$N_{tubos}/A_h = \left( \frac{762 \text{ mm} - 200}{2,45 \text{ in} \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ in}}} \right) - 0,5 = 8,53 \frac{\text{tubos}}{A_h}$$

Se toma un número entero de tubos por ancho de haz igual a 8.

Conocido el número de tubos por ancho del haz y el número de tubos por fila es posible determinar el número de haces por medio de la relación:

$$N_{haces} = \frac{N_{tubos}/fila}{N_{tubos}/A_h} \quad [A. 12.23]$$

$$N_{haces} = \frac{16}{8} = 2$$

Se toma un número de haces entero e igual a 2. Por lo que el número de tubos por haz será:

$$N_{tubos}/haz = \frac{N_{tubos}}{N_{haces}} \quad [A. 12.24]$$

$$N_{tubos}/haz = \frac{64}{2} = 32 \frac{tubos}{haz}$$

Se obtienen dos haces donde se distribuyen los 64 tubos del aéreo.

Una vez determinado el número de haces en los cuales se dispondrán los 64 tubos del sistema, es necesario dimensionar el haz.

Para calcular la altura y anchura de los haces, se dispone de las siguientes relaciones:

$$A_{haz}(mm) = A_c + 200 \quad [A. 12.25]$$

Donde:

- $A_{haz}$  se corresponde con la anchura del haz de tubos en mm.
- $A_c$  es la altura mínima del cabezal de los tubos en mm.

Para hallar la altura mínima del cabezal se recurre a la siguiente correlación:

$$A_c = (N_{tubos}/A_h - 1) \cdot pitch + D_{aleta} + 200 \quad [A. 12.26]$$

Sustituyendo el valor de los parámetros en la ecuación se obtiene:

$$A_c(mm) = (8 - 1) \cdot 62,23 \text{ mm} + 39,37 \text{ mm} + 200 \text{ mm} = 674,98 \text{ mm}$$

Este valor de  $A_c$  es muy cercano al valor de la anchura disponible del haz. La anchura recomendada para el haz requiere sumar a este valor 200 milímetros como margen de seguridad.

$$A_{haz}(mm) = 674,98 \text{ mm} + 200 \text{ mm} = 874,98 \text{ mm}$$

La anchura total de la sección para el sistema de banco de tubos se determina acudiendo a la expresión:

$$A_s = (A_{haz} + 40) \cdot N_{haces} + 60 \quad [A. 12.27]$$

Sustituyendo valores en la ecuación:

$$A_s = (874,98 + 40) \cdot 2 + 60 = 1889,96 \text{ mm} = 1,9 \text{ m}$$

La longitud del haz coincide con la longitud de los tubos.

## **12.4.- Determinación de las pérdidas de carga a través del banco de tubos**

Las pérdidas de carga a través del banco de tubos se determina de forma análoga a como se calculan las pérdidas de carga de un fluido que circula por los tubos de un cambiador de calor.

Por tanto la relación que permite conocer esta propiedad será:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{\rho \cdot D_i} \quad [A. 12.28]$$

Donde:

- f es el factor de fricción.
- G es la velocidad másica de la alimentación en  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ .
- L es la longitud de los tubos en m.
- $D_i$  es el diámetro interior de los tubos en m.

### ▪ *Determinación de la velocidad másica*

La velocidad másica debe calcularse de acuerdo con la relación:

$$G = \frac{4 \cdot M \cdot n_t}{(\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t)} \quad [A. 12.29]$$

En esta expresión:

- M es el caudal másico de la alimentación en  $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ .
- $n_t$  es el número de pasos por tubo.
- $D_i$  es el diámetro interior de los tubos en m.
- $N_t$  es el número de tubos.

Admitiendo un único paso por tubo se obtiene:

$$G = \frac{4 \cdot 17,475 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{(\pi \cdot (0,0193 \text{ m})^2 \cdot 64)} = 933,32 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$$

▪ *Determinación de factor de fricción*

El factor de fricción se halla gráficamente a partir del Reynolds y de la rugosidad relativa del material.

La rugosidad de tubos de acero comercial es de 0,00015 y la rugosidad relativa  $\varepsilon/D_i=0,0002$  (véase **Figura A.16.5** del Anexo16).

El número de Reynolds se define:

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu} \quad [A.12.30]$$

$$Re = \frac{933,32 \frac{kg}{s \cdot m^2} \cdot 0,0193 m}{1,5 \cdot 10^{-4} \frac{kg \cdot s}{m \cdot s^2}} = 1,2 \cdot 10^5$$

A partir de la gráfica de Moody recogida en el Anexo 16 se obtiene un factor de fricción,  $f=0,018$ .

Todos los valores de la **Ecuación A.12.28** son conocidos por lo que:

$$\Delta P = \frac{0,018 \cdot (933,32 \frac{kg}{s \cdot m^2})^2 \cdot 3,048 m}{(672,8 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,0193 m)} = 3680,5 Pa = 0,0368 bar$$

## 12.5.- Caracterización del sistema de impulsión

La refrigeración del sistema se va a llevar a cabo por medio de grandes caudales de aire movidos e impulsados por ventiladores situados en la parte superior de la sección del aereorrefrigerante. Para este tipo de sistema de refrigeración el aumento de temperatura del aire durante la refrigeración está en torno a los 15-20 °C [Madrid Vicente A., 1993]. Debido a este hecho, el ventilador impulsará aire a 30 °C y lo devolverá a la atmósfera con una temperatura de 48 °C.

Dentro de la gama de ventiladores comerciales, los más importantes son los ventiladores centrífugos y los axiales y estos últimos son los más aconsejados para la impulsión de

volúmenes de aire de hasta  $235 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  [Greene, Richard, W., 1987]. Por tanto para la impulsión de aire hacia el sistema se emplearán ventiladores axiales.

### 12.5.1.- Determinación del caudal de aire

El caudal de aire total que debe ser impulsado se determina recurriendo a la expresión:

$$Q = W_{\text{aire}} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad [A. 12.31]$$

Donde:

- Q es el calor cedido por la corriente en  $\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1}$ .
- W aire hace referencia al caudal másico de aire en  $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ .
- $C_p$  es la capacidad calorífica del aire medida en  $\text{kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$ .
- $\Delta T$  es el incremento de temperaturas entre la entrada y la salida en K.

Los valores para estas variables se obtienen de los balances de materia y de energía realizados con el simulador Hysys versión 3.2.

- $C_p = 0,9924 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$
- $Q = 8,7 \cdot 10^2 \text{ kJ} \cdot \text{s}^{-1}$

Sustituyendo ahora estos valores en la **Expresión A.12.31** se obtiene:

$$W_{\text{aire}} = \frac{8,7 \cdot 10^2 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{(0,9924 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (321 - 303)\text{K}} = 48,7 \text{ kg/s}$$

### 12.5.2.- Determinación del diámetro del ventilador

Los ventiladores empleados para los sistemas de refrigeración por aire tienen un diámetro comprendido entre 4 y 18 pies de diámetro [Greene, Richard W., 1987].

El diámetro del ventilador requerido para el sistema se calcula por medio de la expresión:

$$D_{\text{ventilador}} = 0,5 \cdot \sqrt{A_s \cdot L} \quad [12.32]$$

En esta ecuación  $A_s$  es la anchura de la sección ya calculada en m y L es la longitud de los tubos en m.

$$D_{\text{ventilador}} = 0,5 \cdot \sqrt{1,9 \text{ m} \cdot 3,048 \text{ m}} = 1,2 \text{ m} = 3,94 \text{ ft}$$

Se elegirá un valor para el diámetro estándar e igual a 4 pies.

### 12.5.3.- Determinación del número de ventiladores

Para calcular dicho parámetro se recurre a la expresión:

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{A_s \cdot L_h}{S_v} \quad [\text{A. 12.33}]$$

Donde:

- $A_s$  es la anchura de la sección de los bancos de tubos en m.
- $L_h$  es la longitud del haz.
- $S_v$  es la superficie ocupada por el ventilador.

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{A_s \cdot L_h}{\left(\pi \cdot \frac{D_{\text{ventilador}}^2}{4}\right)} \quad [\text{A. 12.34}]$$

Sustituyendo los valores de las variables en la **Expresión A.12.34** se tiene:

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{1,9 \text{ m} \cdot 3,048 \text{ m}}{\left(\pi \cdot \frac{(1,22 \text{ m})^2}{4}\right)} = 4,95$$

Por tanto el sistema requiere 5 ventiladores de 4 pies.

### 12.5.4.- Determinación de la potencia real de los ventiladores

La potencia requerida por el sistema de ventilación se determina por medio de la expresión:

$$P_{real} = \frac{P_i}{\eta \cdot E} \quad [A. 12.35]$$

Donde:

- $P_{real}$  simboliza la potencia real requerida por el sistema de impulsión en C.V.
- $P_i$  es la potencia ideal del sistema en C.V.
- $\eta$  es el rendimiento mecánico del equipo.
- $E$  es el rendimiento de los impulsores.

La potencia ideal, además se calcula como:

$$P_i = 0,04 \cdot S_f \quad [A. 12.36]$$

$S_f$  simboliza la superficie frontal del sistema en  $ft^2$ .

$$S_f = A_s \cdot L_h \quad [A. 12.37]$$

Sustituyendo estas variables se obtiene:

$$S_f = 1,9 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0,3048 \text{ m}} \cdot 3,048 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0,3048 \text{ m}} = 62,33 \text{ ft}^2$$

$$P_i = 0,04 \cdot 62,33 = 2,49 \text{ C.V.} \cdot \frac{736 \text{ W}}{1 \text{ C.V.}} = 1832,64 \text{ W}$$

El rendimiento mecánico máximo,  $\eta$ , de los ventiladores axiales está comprendido entre 75-80% y el rendimiento de los impulsores es de un 95% [Greene, Richard W., 1987].

$$P_{real} = \frac{2,49 \text{ C.V.}}{(0,95 \cdot 0,78)} = 3,36 \text{ C.V.} \cdot \frac{736 \text{ W}}{1 \text{ C.V.}} = 2.472,96 \text{ W}$$

Por tanto la potencia requerida por cada ventilador será:

$$P_{ventilador} = \frac{P_{real}}{N_v} \quad [A. 12.38]$$

$$P_{\text{ventilador}} = \frac{2.472,96 \text{ W}}{5} = 494 \text{ W}$$

A continuación se tabulan a modo resumen las características del primer aéreo de la serie:

Tabla A.12.3:  
Propiedades del aéreo 1

<b>Dimensión</b>	<b>Valor</b>
$D_o$ tubos	2,54 cm
$e_{\text{tubos}}$	0,3048 cm
$D_i$ tubos	1,93 cm
Pitch	6,223 cm
$N_{\text{tubos}}$	64
$L_{\text{tubos}}$	3,048 m
$N_{\text{tubos/fila}}$	16
$S_{\text{aletas}}$	0,00299 m <sup>2</sup>
$N_{\text{aletas/tubo}}$	334
$N_{\text{tubos por ancho de haz}}$	8
$N_{\text{haces}}$	2
$N_{\text{tubos/haz}}$	32
Anchura del haz	0,875 m
Anchura de sección	1,9 m
$L_{\text{haz}}$	3,048 m
$D_{\text{ventilador}}$	1,22 m
$N_{\text{ventiladores}}$	5
$P_{\text{ventiladores}}$	0,494 kW

Determinadas las propiedades del primer aereorrefrigerante de la serie se repite el mismo procedimiento de cálculo para el segundo con el fin de hallar las dimensiones del mismo.



## **AÉREO 2**

### **12.2.1.- Caracterización de las corrientes**

Tal y como se ha mencionado con anterioridad la misión de este segundo equipo de refrigeración será recibir la corriente proveniente del primero a 120 °C y reducir su temperatura hasta 102,5 °C. Para ello la corriente de alimentación atravesará los tubos dispuestos en bancos mientras que el aire exterior movido por los ventiladores actuará de fluido refrigerante. Esta corriente, a su vez, se dirigirá hacia al tercero de los equipos de la serie reduciendo aún más su temperatura. En dicho proceso, el aire de refrigeración a 30 °C se devolverá al medio a la temperatura de 45 °C.

### **12.2.2.- Determinación de las dimensiones de los tubos**

Se procede de forma análoga a la descrita para la determinación de las dimensiones del primer equipo de refrigeración.

#### ***12.2.2.1.- Caracterización de la superficie aleteada***

Las aletas empleadas en la superficie de los tubos son idénticas a las empleadas con el primer aereorrefrigerante. El número de aletas por metro lineal de tubo puede variar al depender, además de la propia naturaleza de la aleta, de la superficie disponible para la transferencia de calor.

#### ***12.2.2.2.- Determinación de la longitud de los tubos***

La expresión empleada para ello se recoge a continuación:

$$Q = U \cdot A_t \cdot \Delta t_m \quad [A. 12.39]$$

Donde las unidades ya han sido determinadas con anterioridad

Como sucede con el equipo anterior, es necesario hallar el valor de  $\Delta t_m$  y del coeficiente global de transmisión de calor.

- *Determinación de la diferencia de temperaturas media logarítmica*

Para calcular este parámetro se recurre a la relación ya conocida:

$$LMTD = \frac{(T_{C,L} - T_{F,L}) - (T_{C,O} - T_{F,O})}{Ln \frac{(T_{C,L} - T_{F,L})}{(T_{C,O} - T_{F,O})}} \quad [A. 12.40]$$

Donde los subíndices C y F hacen referencia al fluido frío y al caliente respectivamente y O y L a las posiciones a lo largo de los tubos. Por medio del diagrama térmico se obtiene:

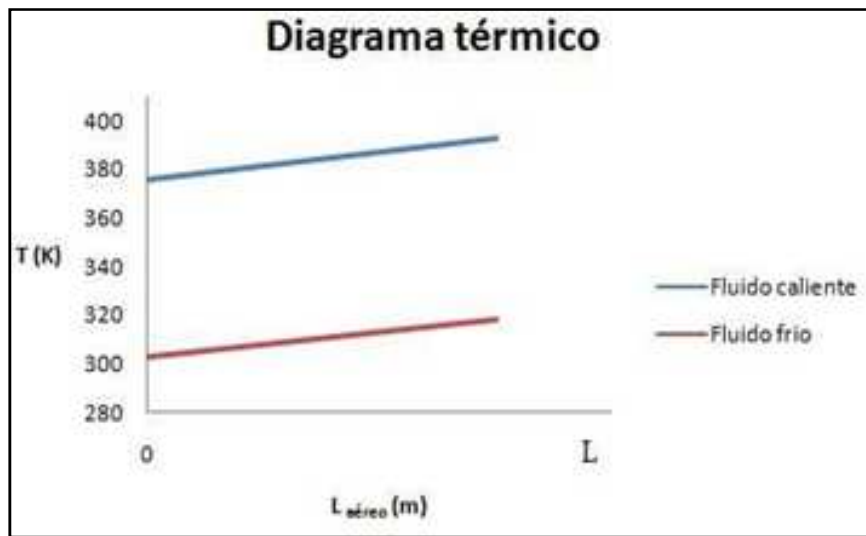


Figura A.12.2: Diagrama térmico aéreo 2

- $T_{C,L} = 120 \text{ }^\circ\text{C}, 393 \text{ K}$
- $T_{C,O} = 102,5 \text{ }^\circ\text{C}, 375,5 \text{ K}$
- $T_{F,L} = 45 \text{ }^\circ\text{C}, 318 \text{ K}$
- $T_{F,O} = 30 \text{ }^\circ\text{C}, 303 \text{ K}$

Sustituyendo estos valores en la **Ecuación A.12.40** se obtiene:

$$LMTD = \frac{(393 - 318) - (375,5 - 303) \text{ K}}{Ln \frac{(393 - 318)}{(375,5 - 303)}} = 73,74 \text{ K}$$

Para el tipo de sistema actual  $LMTD = \Delta t_m$ , debido a que el fluido experimenta un único paso por el haz de tubos.

- *Determinación del coeficiente global de transmisión de calor, U*

El coeficiente global de transmisión de calor referido al área exterior de los tubos se define como:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + R_i'' \frac{D_o}{D_i} + D_o \frac{\text{Ln}(r_o/r_i)}{2 \cdot k_m} + R_o'' + \frac{1}{h_o} \quad [\text{A. 12.41}]$$

Donde estas variables y sus unidades ya son conocidas.

### **Coeficiente de película interna de los tubos ( $h_i$ )**

Para determinar este coeficiente se dispone de la relación:

$$Nu_d = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \quad [\text{A. 12.42}]$$

Donde:

- $Nu_d$  es el número de Nusselt.
- $k$  es la conductividad de la corriente en  $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ .

El número de Nusselt depende del Reynolds con lo cual:

$$Re = \frac{4 \cdot W_m}{\mu \cdot \pi \cdot D_i} \quad [\text{A. 12.43}]$$

Las propiedades  $\mu$ ,  $K$  y  $Pr$  se hallan como una media ponderada de las propiedades de cada uno de los productos presentes en la alimentación a la temperatura media entre la entrada y la salida  $T_m=111,25$  °C de manera que:

$$Propiedad = \sum_{i=1}^3 propiedad_i \cdot x_i \quad [\text{A. 12.44}]$$

A continuación se tabulan estas propiedades para cada uno de los compuestos que componen la corriente de proceso:

Tabla A.12.4:

Propiedades del sistema a  $T_m=111,25\text{ °C}$

<b>Propiedad</b>	<b>Unidad</b>	<b>Tolueno</b>	<b>Ciclohexano</b>	<b>Metano</b>
Viscosidad	Pa·s	0,00025	0,00023	$1,39 \cdot 10^{-5}$
Conductividad	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	0,11	0,092	0,046
Prandtl	-	4,59	0,587	0,7373
Composición	-	0,000862	0,999122	0,000016

A continuación se tabulan, además, los resultados obtenidos aplicando la **Ecuación A.12.44**.

Tabla A.12.5:

Propiedades de la corriente a  $T_m=111,25\text{ °C}$

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
$\mu_{\text{sistema}}$	$2,3 \cdot 10^{-4}$ Pa·s
$K_{\text{sistema}}$	$0,092 W \cdot K^{-1} \cdot m^{-1}$
$Pr_{\text{sistema}}$	0,59

El caudal másico de la alimentación tiene un valor de  $17,475\text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Los datos de las propiedades son de bibliografía (véase **Figuras A.16.2 y A.16.3 y Tabla A.16.6** del Anexo 16. Para determinar el número de Prandtl se extrapola su valor a partir de los contenidos en las **Tablas A.16.6, A.16.7 y A.16.8** del Anexo 16 para el ciclohexano y el tolueno). El valor del caudal másico se ha obtenido por medio del simulador Hysys versión 3.2.

Sustituyendo todos estos valores en la **Relación A.12.43**, se obtiene:

$$Re = \frac{4 \cdot 17,475 \frac{kg}{s}}{(\pi \cdot 0,0193 m \cdot 2,3 \cdot 10^{-4} s \cdot \frac{kg}{m \cdot s^2})} = 5 \cdot 10^6$$

El cálculo del valor del diámetro interior se recoge en el **Apartado 12.2.2.4** correspondiente al segundo aéreo del presente Anexo.

La relación que permite calcular el Nusselt en régimen turbulento se recoge a continuación:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot (Pr)^n \quad [A. 12.45]$$

Donde n toma el valor de 0,4. Sustituyendo estos valores se obtiene:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (5 \cdot 10^6)^{4/5} \cdot (0,59)^{0,4} = 4,26 \cdot 10^3$$

Una vez determinado el Nusselt, es posible conocer el valor del coeficiente de película interno de los tubos a partir de la **Expresión A.12.42**:

$$h_i = \frac{4,26 \cdot 10^3 \cdot 0,092 \frac{W}{m \cdot K}}{(0,0193 m)} = 2,03 \cdot 10^4 W/K \cdot m^2$$

### **Coefficiente de película externo ( $h_o$ )**

Esta propiedad se determina por medio de la relación:

$$Nu_d = \frac{h_o \cdot D_o}{k} \quad [A. 12.46]$$

$$Re = \frac{4 \cdot W_{aire}}{(\pi \cdot D_o \cdot \mu)} \quad [A. 12.47]$$

El valor de estos parámetros es el siguiente:

- $D_o = 2,54 \text{ cm}$
- $K = 2,47 \cdot 10^{-2} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- $\mu = 1,88 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
- $W_{aire} = 45,288 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- $Pr = 0,757$
- $C_p = 0,9924 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$

El número de Prandtl para el aire se ha calculado teniendo en cuenta que:

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad [A.12.48]$$

$$Pr = \frac{0,9924 \frac{kJ}{K \cdot kg} \cdot \frac{1000 J}{1 kJ} \cdot 1,88 \cdot 10^{-5} \frac{kg \cdot s}{m \cdot s^2}}{2,47 \cdot 10^{-2} \frac{W}{K \cdot m}} = 0,757$$

Los valores de K, C<sub>p</sub> y μ son los mismos que en el caso del primer aéreo calculado. El valor del diámetro exterior está tabulado para cambiadores con disposición de tubos cuadrada (véase **Tabla A.16.13** del Anexo 16). El cálculo del caudal másico de aire se recoge en el **Apartado 12.5.1** correspondiente al segundo aereorrefrigerante del Anexo actual.

Sustituyendo todos estos valores en la **Relación A.12.47** se obtiene el número de Re:

$$Re = \frac{4 \cdot 45,288 \frac{kg}{s}}{(1,88 \cdot 10^{-5} \frac{kg \cdot s}{m \cdot s^2} \cdot \pi \cdot 0,0254 m)} = 1,207 \cdot 10^8$$

$$Nu_d = 0,023 \cdot (1,207 \cdot 10^8)^{4/5} \cdot (0,757)^{0,4} = 6 \cdot 10^4$$

Sustituyendo ahora en la **Expresión A.12.46** se tiene:

$$h_o = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 2,47 \cdot 10^{-2} \frac{W}{K \cdot m}}{(0,0254 m)} = 5,83 \cdot 10^4 W/K \cdot m^2$$

Determinados los coeficientes de película interna y externa y sabiendo por medio de la bibliografía [Perry et al ,2001] que el valor de K<sub>m</sub> para acero SA-285 a la temperatura de diseño de 284 °F es de 5,238 W·m<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup> y que los coeficientes R<sub>f,i</sub>'' y R<sub>f,o</sub>'' conservan su valor, es posible calcular el coeficiente global de transmisión de calor U acudiendo a la **Expresión A.12.41**:

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_o} &= \left( \frac{0,0254 \text{ m}}{0,0193 \text{ m} \cdot 2,03 \cdot 10^4 \frac{W}{K \cdot m^2}} \right) + 0,0004 \frac{K \cdot m^2}{W} \cdot \frac{0,0254 \text{ m}}{0,0193 \text{ m}} \\ &+ \left( \frac{0,0254 \text{ m} \cdot \ln \left( \frac{0,0127 \text{ m}}{0,00965 \text{ m}} \right)}{2 \cdot 5,238 \frac{W}{m \cdot K}} \right) + 0,0002 \frac{K \cdot m^2}{W} + \frac{1}{5,84 \cdot 10^4 \frac{W}{K \cdot m^2}} \\ &= 0,00147 \frac{W}{K \cdot m^2} \end{aligned}$$

Por tanto  $U_o = 680 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ .

Sabiendo por medio del balance de energía realizado con el simulador Hysys versión 3.2 que:

$$Q = 6,74 \cdot 10^2 \text{ kJ/s}$$

Se tiene:

$$A_t = \frac{6,74 \cdot 10^2 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}}}{\left( 680 \frac{W}{K \cdot m^2} \cdot 73,74 \text{ K} \right)} = 13,44 \text{ m}^2$$

El área que se acaba de calcular corresponde al área disponible para todos los tubos, por lo que es necesario antes de conocer la longitud de los mismos estimar el número de tubos que se requieren en el proceso de manera que se tiene:

$$N_{\text{tubos}} = \frac{W_m}{v \cdot \frac{D_i^2}{4} \cdot \pi \cdot \rho} \quad [\text{A. 12.49}]$$

Donde:

- $N_{\text{tubos}}$  es el número de tubos requerido por el sistema.
- $W_m$  es el caudal másico de la alimentación en  $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ .
- $D_i$  es el diámetro interno en m.
- $v$  es la velocidad de paso del fluido a través de los tubos en  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ .
- $\rho$  es la densidad el fluido en  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .

Como valor de velocidad se toma el recomendado por la bibliografía para corriente líquida de proceso cuyos límites se encuentran ente 4-6,5 ft·s<sup>-1</sup>. El elegido es de 5 ft·s<sup>-1</sup> (véase **Tabla A.16.21** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera).

La densidad se obtiene por medio del balance de materia realizado con simulador Hysys versión 3.2 y tiene un valor de 693,7 kg·m<sup>-3</sup>.

Por tanto:

$$N_t = \frac{17,475 \frac{kg}{s}}{\left(5 \frac{ft}{s} \cdot \frac{0,3048 m}{1 ft} \cdot \pi \cdot \frac{(0,0193 m)^2}{4} \cdot 693,7 \frac{kg}{m^3}\right)} = 56,5$$

Este número de tubos indica que son necesarios como mínimo 57 tubos para alcanzar el objeto propuesto. El número de tubos definitivo se elige teniendo en cuenta que la velocidad de paso a través de los mismos sea similar a la determinada por medio de la bibliografía.

$$v_t = \frac{W_m}{(N_t \cdot \pi \cdot \frac{D_i^2}{4} \cdot \rho)} \quad [A. 12.50]$$

Si se eligen 64 se obtiene una velocidad de:

$$v_t = \frac{17,475 \frac{kg}{s}}{\left(64 \cdot \pi \cdot \frac{(0,0193 m)^2}{4} \cdot 693,7 \frac{kg}{m^3}\right)} = 1,34 m/s$$

Con un número de tubos de 64 la velocidad está dentro de los límites recomendados por la bibliografía. Estos 64 tubos se dispondrán en 4 filas de 16 tubos.

Conocidos los valores del área disponible para la transmisión de calor a través de los tubos, el número de tubos y el diámetro interior es posible conocer la longitud de los tubos recurriendo a la relación:

$$A_o = \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N_t \quad [A. 12.51]$$

$$L = \frac{13,44 m^2}{(0,0254 m \cdot \pi \cdot 64)} = 2,63 m$$



Normalmente debe elegirse un valor comercial para la longitud de los tubos inmediatamente superior a la obtenida por lo que la longitud de los tubos será de 10 pies, es decir, 3,048 metros.

### **12.2.2.3.- Determinación del área de la superficie aleteada**

La expresión para conocer el área de la superficie aleteada se recoge a continuación:

$$A_{aletas} = A_{sistema} - A_o \quad [A. 12.52]$$

Para conocer el área total se recurre a la **Expresión A.12.39**, con la salvedad de que en este caso el valor del coeficiente global para la transmisión de calor U se toma de la bibliografía [Douglas, J.M., 1ªEdición] para sistemas refrigerados por aire siendo  $U=45,6 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ .

$$A_{sistema} = \frac{6,74 \cdot 10^2 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}}}{(45,6 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} \cdot 73,74 \text{ K})} = 200,44 \text{ m}^2$$

Por tanto:

$$A_{aletas} = (200,44 - 13,44) \text{ m}^2 = 187 \text{ m}^2$$

Conocida el área disponible para la transmisión de calor a través de las aletas es posible calcular el número de aletas por metro lineal de tubería a través del área de una única aleta:

$$N_{aletas}/m = \frac{A_{aletas}}{(N_t \cdot S_{aleta} \cdot L)} \quad [A. 12.53]$$

La superficie de las aletas a su vez se calcula por medio de las ecuaciones:

$$S_{aleta} = 2 \cdot S_{frontal} + S_{espesor} \quad [A. 12.54]$$

$$S_{frontal} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{aleta}^2 - D_o^2) \quad [A. 12.55]$$

$$S_{espesor} = \pi \cdot e_a \cdot D_{aleta} \quad [A. 12.56]$$

Todas estas propiedades se encuentran en la **Tabla A.7.1** del **Apartado 7.2.2.1** del Anexo 7 del presente Proyecto Fin de Carrera. En este caso el valor del diámetro de la aleta es equivalente a su altura.

$$S_{\text{frontal}} = \frac{\pi}{4} \cdot ((0,03937 \text{ m})^2 - (0,0254 \text{ m})^2) = 0,00071 \text{ m}^2$$

$$S_{\text{espesor}} = \pi \cdot 0,03937 \text{ m} \cdot 0,0127 \text{ m} = 0,00157 \text{ m}^2$$

$$S_{\text{aleta}} = 2 \cdot 0,00071 \text{ m}^2 + 0,00157 \text{ m}^2 = 0,00299 \text{ m}^2$$

Determinada la superficie de transmisión de calor de una aleta es posible calcular el número de aletas por medio de la **Relación A.12.53**:

$$N_{\text{aletas}/m} = \frac{187 \text{ m}^2}{(64 \cdot 0,00299 \text{ m}^2 \cdot 3,048 \text{ m})} = 320,6 \frac{\text{aletas}}{m}$$

Se toma un número de aletas entero por lo que se necesitan 321 aletas.

#### **12.2.2.4.- Determinación del espesor de los tubos**

Para calcular el espesor de los tubos se procede de forma análoga a la empleada para determinar este mismo parámetro en el caso de los intercambiadores de calor y de los reactores ya calculados en el Presente proyecto Fin de Carrera.

Según el Código ASME B31.3, la expresión que permite calcular el espesor de los tubos se recoge a continuación:

$$t = \left( \left( \frac{(P_D \cdot D_o)}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)} \right) + C \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{M}{100} \right)} \right) \quad [\text{A. 12.57}]$$

Donde estas variables y sus unidades ya han sido definidas.

- Presión de diseño ( $P_D$ )

Según el Código ASME VIII-Div.1, la presión de diseño será un 10% superior a la de trabajo y la temperatura de diseño surge de aumentar 20 °C la temperatura máxima de trabajo en el equipo, por tanto se obtiene:

$$P_D = 1,1 \cdot 318,71 \text{ psi} = 350,58 \text{ psi}$$

La presión de trabajo se determina por medio del balance realizado con el simulador Hysys versión 3.2.

- Temperatura de diseño ( $T_D$ )

$$T_D(\text{°C}) = 120 \text{ °C} + 20 \text{ °C} = 140 \text{ °C}$$

$$T_D(\text{°F}) = 1,8 \cdot 140 \text{ °C} + 32 = 284 \text{ °F}$$

- Tensión máxima admisible (S)

El valor de la tensión máxima admisible según el Código ASME B31.3 para acero SA-285 a una temperatura de 300°F, inmediatamente superior a la temperatura de diseño, tiene un valor de 15700 psi (véase **Tabla A.16.10** del Anexo 16).

- Eficiencia de la soldadura (E)

Según UW-12 del Código ASME VIII-Div1, para una junta a tope realizada por doble cordón de soldadura u otro método similar con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado sobre la superficie interior y exterior de la pieza  $E=1$ .(véase **Tabla A.16.17** del Anexo 16).

- Factor Y

Teniendo en cuenta que la temperatura de diseño del material no excede los 900 °F y que se trabaja con acero el valor de  $Y=0,4$  (véase **Tabla A.16.16** del Anexo).

- Margen de corrosión(C)

Según el Código ASME VIII-Div.1, el margen de corrosión se obtiene como el producto de la vida útil del material por el desgaste que este material sufre anualmente en su espesor debido a la corrosión. Considerando un desgaste anual de 5 milésimas de pulgada y una vida útil del equipo de 17 años (véase **Tabla A.16.18** del Anexo 16), se obtiene un valor de  $C=0,085$  pulgadas.

- Tolerancia de fabricación (M)

La tolerancia de fabricación que se adopta es de 12,5%.

Sustituyendo todos estos valores en la **Relación A.12.57** se obtiene:

$$t = \left( \left( \frac{350,58 \text{ psi} \cdot 1 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 350,58 \text{ psi} \cdot 0,4)} \right) + 0,085 \text{ in} \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{12,5}{100} \right)} \right) = 0,11 \text{ in}$$

El valor que se escoge para el espesor es el valor estándar inmediatamente superior al calculado y para tubos con un diámetro exterior de 1 pulgada tiene un valor de 0,12 pulgadas (véase **Tabla A.16.15** del Anexo 16 del presente Proyecto).

Conocido este valor el diámetro interior se determina teniendo en cuenta que:

$$D_i = D_o - 2 \cdot t \quad [A. 12.58]$$

$$D_i = 1 \text{ in} - 2 \cdot 0,120 \text{ in} = 0,76 \text{ in} = 0,0193 \text{ m}$$

### **12.3.- Determinación de las características del banco de tubos**

Al igual que sucede con la primera unidad, los tubos se agrupan formando bancos sometidos a una corriente de aire impulsada por ventiladores situados en la zona superior del sistema.

Conocida las propiedades de los tubos deben caracterizarse los bancos en los que estos van a situarse. Para ello debe definirse la magnitud conocida como anchura disponible del haz teniendo en cuenta que estos haces adoptarán forma cuadrada de manera que:

$$A_h = \frac{L}{4} \quad [A. 12.59]$$

$A_h$  simboliza la anchura disponible del haz y  $L$  es la longitud de los tubos expresada en m. De esta forma:

$$A_h = \frac{3,048 \text{ m}}{4} = 0,762 \text{ m}$$

Como ya se ha mencionado con anterioridad, el sistema consta de 4 filas de 16 tubos que se sitúan horizontalmente. Para conocer el número de tubos por ancho del haz se recurre a la siguiente expresión:

$$N_{tubos}/A_h = \left( \frac{A_h - 200}{Pitch} \right) - 0,5 \quad [A. 12.60]$$

El valor del pitch en las condiciones consideradas es 2,45 pulgadas.

$$N_{tubos}/A_h = \left( \frac{762 \text{ mm} - 200}{2,45 \text{ in} \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ in}}} \right) - 0,5 = 8,53 \frac{\text{tubos}}{A_h}$$

Se toma un valor de 8 tubos por ancho del haz.

Conocido el número de tubos por ancho del haz y el número de tubos por fila es posible determinar el número de haces por medio de la relación:

$$N_{haces} = \frac{N_{tubos}/fila}{N_{tubos}/A_h} \quad [A. 12.61]$$

$$N_{haces} = \frac{16}{8} = 2$$

Se toma un número de haces entero e igual a 2, con lo que se tiene 2 haces con 8 tubos por ancho del haz. Por lo que el número de tubos por haz será:

$$N_{tubos}/haz = \frac{N_{tubos}}{N_{haces}} \quad [A. 12.62]$$

$$N_{tubos}/haz = \frac{64}{2} = 32 \frac{tubos}{haz}$$

Por tanto se obtienen 2 haces con 32 tubos cada uno de ellos.

Una vez determinado el número de haces en los cuales se dispondrán los 64 tubos del sistema, es necesario dimensionar el haz.

Para calcular la altura y anchura de los haces, se dispone de las siguientes relaciones:

$$A_{haz}(mm) = A_c + 200 \quad [A. 12.63]$$

Para hallar la altura mínima del cabezal se recurre a la siguiente correlación:

$$A_c = (N_{tubos}/A_h - 1) \cdot pitch + D_{aleta} + 200 \quad [A. 12.64]$$

Sustituyendo el valor de los parámetros en la ecuación se obtiene:

$$A_c(mm) = (8 - 1) \cdot 62,23 \text{ mm} + 39,37 \text{ mm} + 200 \text{ mm} = 674,98 \text{ mm}$$

Este valor de  $A_c$  es muy cercano al valor de la anchura disponible del haz. La anchura recomendada para el haz requiere sumar a este valor 200 milímetros como margen de seguridad.

$$A_{haz}(mm) = 674,98 + 200 = 874,98 \text{ mm}$$

La anchura total de la sección para el sistema de banco de tubos se determina acudiendo a la expresión:

$$A_s = (A_{haz} + 40) \cdot N_{haces} + 60 \quad [A. 12.65]$$

Sustituyendo valores en la ecuación:

$$A_s = (874,98 + 40) \cdot 2 + 60 = 1889,96 \text{ mm} = 1,9 \text{ m}$$

La longitud del haz coincide con la longitud de los tubos.

## 12.4.- Determinación de las pérdidas de carga a través del banco de tubos

Las pérdidas de carga a través del banco de tubos se determina de forma análoga a como se calculan las pérdidas de carga de un fluido que circula por los tubos de un cambiador de calor.

Por tanto la relación que permite conocer esta propiedad será:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{\rho \cdot D_i} \quad [A. 12.66]$$

- *Determinación de la velocidad másica*

La velocidad másica debe calcularse de acuerdo con la relación:

$$G = \frac{4 \cdot M \cdot n_t}{(\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t)} \quad [A. 12.67]$$

Admitiendo un único paso por tubo se obtiene:

$$G = \frac{4 \cdot 17,475 \frac{kg}{s}}{(\pi \cdot (0,0193 m)^2 \cdot 64)} = 933,32 \text{ kg/s} \cdot m^2$$

- *Determinación de factor de fricción*

El factor de fricción se halla gráficamente a partir del Reynolds y de la rugosidad relativa del material.

La rugosidad de tubos de acero comercial es de 0,00015 y la rugosidad relativa  $\varepsilon/D_i=0,0002$  (véase **Figura A.16.5** del Anexo 16).

El número de Reynolds se define:

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu} \quad [A. 12.68]$$

$$Re = \frac{933,32 \frac{kg}{s \cdot m^2} \cdot 0,0193 m}{2,3 \cdot 10^{-4} \frac{kg \cdot s}{m \cdot s^2}} = 7,8 \cdot 10^4$$

A partir de la gráfica de Moody recogida en el Anexo 16 se obtiene un factor de fricción,  $f=0,0205$ .

Todos los valores de la **Ecuación A.12.66** son conocidos por lo que:

$$\Delta P = \frac{0,0205 \cdot \left(933,32 \frac{kg}{s \cdot m^2}\right)^2 \cdot 3,048 m}{\left(693,7 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,0193 m\right)} = 4065,38 Pa = 0,0406 bar$$

## 12.5.- Caracterización del sistema de impulsión

La refrigeración del sistema se va a llevar a cabo por medio de grandes caudales de aire movidos e impulsados por ventiladores situados en la parte superior de la sección del aereorrefrigerante. Para este tipo de sistema de refrigeración el aumento de temperatura del aire durante la refrigeración está en torno a los 15-20 °C. Debido a este hecho, el ventilador impulsará aire a 30 °C y lo devolverá a la atmósfera con una temperatura de 45 °C [Madrid Vicente, A., 1993].

Tal y como en el caso anterior también se van a emplear ventiladores axiales.

### 12.5.1.- Determinación del caudal de aire

El caudal de aire total que debe ser impulsado se determina recurriendo a la expresión:

$$Q = W_{aire} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad [A. 12.69]$$

Los valores para estas variables se obtienen de los balances de materia y de energía realizados con el simulador Hysys versión 3.2.

- $C_p = 0,9924 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$
- $Q = 6,74 \cdot 10^2 \text{ kJ} \cdot \text{s}^{-1}$

Sustituyendo ahora estos valores en la **Expresión A.12.69** se obtiene:

$$W_{aire} = \frac{6,74 \cdot 10^2 \frac{kJ}{s}}{\left(0,9924 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (318 - 303) K\right)} = 45,288 \text{ kg/s}$$



### 12.5.2.- Determinación del diámetro del ventilador

El diámetro del ventilador requerido para el sistema se calcula por medio de la expresión:

$$D_{\text{ventilador}} = 0,5 \cdot \sqrt{A_s \cdot L} \quad [A. 12.70]$$

En esta ecuación  $A_s$  es la anchura de la sección ya calculada en m y L es la longitud de los tubos en m.

$$D_{\text{ventilador}} = 0,5 \cdot \sqrt{1,9 \text{ m} \cdot 3,048 \text{ m}} = 1,22 \text{ m} = 3,94 \text{ ft}$$

El valor del diámetro que se elige es inmediatamente superior e igual a 4 pies.

### 12.5.3.- Determinación del número de ventiladores

Para calcular dicho parámetro se recurre a la expresión:

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{A_s \cdot L_h}{S_v} \quad [A. 12.71]$$

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{A_s \cdot L_h}{\left(\pi \cdot \frac{D_{\text{ventilador}}^2}{4}\right)} \quad [A. 12.72]$$

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{1,9 \text{ m} \cdot 3,048 \text{ m}}{\left(\pi \cdot \frac{(1,22 \text{ m})^2}{4}\right)} = 4,95$$

Por tanto el sistema requiere 5 ventiladores de 4 pies de diámetro.

### 12.5.4.- Determinación de la potencia real de los ventiladores

La potencia requerida por el sistema de ventilación se determina por medio de la expresión:

$$P_{real} = \frac{P_i}{\eta \cdot E} \quad [A. 12.73]$$

La potencia ideal, además se calcula como:

$$P_i = 0,04 \cdot S_f \quad [A. 12.74]$$

$S_f$  simboliza la superficie frontal del sistema en  $ft^2$ .

$$S_f = A_s \cdot L_h \quad [A. 12.75]$$

Sustituyendo estas variables se obtiene:

$$S_f = 1,9 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0,3048 \text{ m}} \cdot 3,048 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0,3048 \text{ m}} = 62,33 \text{ ft}^2$$

$$P_i = 0,04 \cdot 62,33 = 2,49 \text{ C.V.} \cdot \frac{736 \text{ W}}{1 \text{ C.V.}} = 1.835,17 \text{ W}$$

El rendimiento máximo y la potencia de los impulsores que se consideran serán análogos a los de la primera unidad.

$$t = \frac{2,49 \text{ C.V.}}{(0,95 \cdot 0,78)} = 3,36 \text{ C.V.} \cdot \frac{736 \text{ W}}{1 \text{ C.V.}} = 2.473,2 \text{ W}$$

Por tanto la potencia requerida por cada ventilador será:

$$P_{ventilador} = \frac{P_{real}}{N_v} \quad [A. 12.76]$$

$$P_{ventilador} = \frac{2.473,2 \text{ W}}{5} = 494 \text{ W}$$

A continuación se recoge una tabla resumen con las principales características del segundo equipo de refrigeración.

Tabla A.12.6:  
Propiedades del aéreo 2

<b>Dimensión</b>	<b>Valor de la dimensión</b>
$D_o$ tubos	2,54 cm
$e_{\text{tubos}}$	0,3048 cm
$D_i$ tubos	1,9304 cm
Pitch	6,223 cm
$N_{\text{tubos}}$	64
$L_{\text{tubos}}$	3,048 m
$N_{\text{tubos/fila}}$	16
$S_{\text{aletas}}$	0,00299 m <sup>2</sup>
$N_{\text{aletas/tubo}}$	321
$N_{\text{tubosxancho de haz}}$	8
$N_{\text{haces}}$	2
$N_{\text{tubos/haz}}$	32
Anchura del haz	0,875 m
Anchura de sección	1,9 m
$L_{\text{haz}}$	3,048 m
$D_{\text{ventilador}}$	1,22 m
$N_{\text{ventiladores}}$	5
$P_{\text{ventiladores}}$	0,494 kW

Determinadas las propiedades del primer y segundo aéreo de la serie para el cálculo de las dimensiones y propiedades del tercero de los equipos se procede de forma análoga.

## **AÉREO 3**

### **12.2.1.- Caracterización de las corrientes**

La misión del tercer equipo de refrigeración será recibir la corriente proveniente del segundo a 102,5 °C y reducir su temperatura hasta 85 °C. Para ello la corriente de alimentación atravesará los tubos dispuestos en bancos mientras que el aire exterior movido por los ventiladores actuará de fluido refrigerante. En dicho proceso, el aire de refrigeración a 30 °C se devolverá al medio a la temperatura de 45 °C.

### **12.2.2.- Determinación de las dimensiones de los tubos**

Se procede de forma análoga a la descrita para la determinación de las dimensiones del primer y segundo equipo de refrigeración.

#### **12.2.2.1.- Caracterización de la superficie aleteada**

Las aletas empleadas en la superficie de los tubos son idénticas a las empleadas en los otros dos equipos precedentes. El número de aletas por metro lineal de tubo puede variar al depender, además de la propia naturaleza de la aleta, de la superficie disponible para la transferencia de calor.

#### **12.2.2.2.- Determinación de la longitud de los tubos**

Se determina por medio de la expresión ya recogida:

$$Q = U \cdot A_t \cdot \Delta t_m \quad [A. 12.77]$$

Donde las variables presentan las mismas unidades que se expresaron con anterioridad

Como sucede con el equipo anterior, es necesario hallar el valor de  $\Delta t_m$  y del coeficiente global de transmisión de calor.

- *Determinación de la diferencia de temperaturas media logarítmica*

Para calcular este parámetro se recurre a la relación ya conocida:

$$LMTD = \frac{(T_{C,L} - T_{F,L}) - (T_{C,O} - T_{F,O})}{Ln \frac{(T_{C,L} - T_{F,L})}{(T_{C,O} - T_{F,O})}} \quad [A. 12.78]$$

Donde los subíndices C y F hacen referencia al fluido frío y al caliente respectivamente y O y L a las posiciones a lo largo de los tubos. Por medio del diagrama térmico se obtiene:

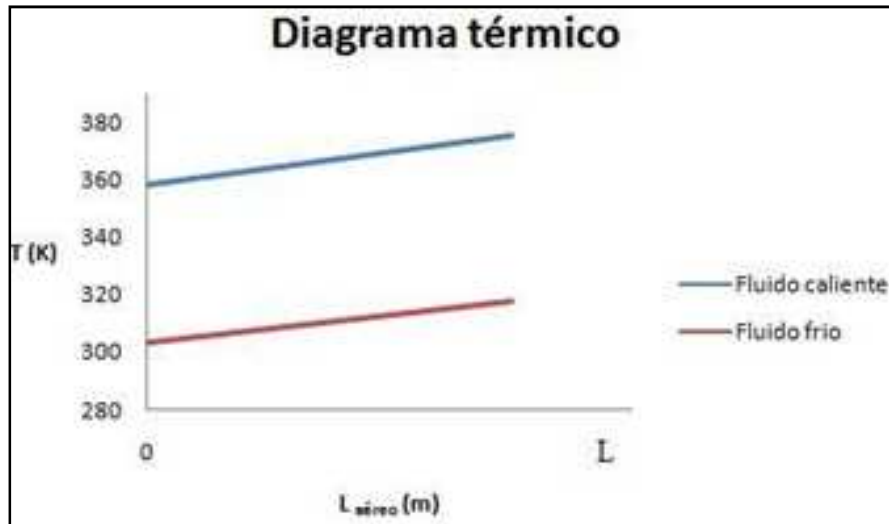


Figura A.12.3: Diagrama térmico aéreo 3

- $T_{C,L} = 102,5^{\circ}\text{C}, 375,5\text{K}$
- $T_{C,O} = 85^{\circ}\text{C}, 358\text{K}$
- $T_{F,L} = 45^{\circ}\text{C}, 318\text{K}$
- $T_{F,O} = 30^{\circ}\text{C}, 303\text{K}$

Sustituyendo estos valores en la Ecuación **A.12.78** se obtiene:

$$LMTD = \frac{(375,5 - 318) - (358 - 303)K}{\ln \frac{(375,5 - 318)}{(358 - 303)}} = 56,24 K$$

Para el tipo de sistema actual  $LMTD = \Delta t_m$ , debido a que el fluido experimenta un único paso por el haz de tubos.

- *Determinación del coeficiente global de transmisión de calor, U*

El coeficiente global de transmisión de calor referido al área exterior de los tubos se define como:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + R_i'' \frac{D_o}{D_i} + D_o \frac{\ln(r_o/r_i)}{2 \cdot k_m} + R_o'' + \frac{1}{h_o} \quad [A.12.79]$$

Las unidades de estos parámetros son idénticas a las recogidas con anterioridad para la misma ecuación.

**Coefficiente de película interna de los tubos ( $h_i$ )**

Para determinar este coeficiente se dispone de la relación:

$$Nu_d = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \quad [A. 12.80]$$

El número de Nusselt depende del Reynolds con lo cual:

$$Re = \frac{4 \cdot W_m}{\mu \cdot \pi \cdot D_i} \quad [A. 12.81]$$

Las propiedades  $\mu$ ,  $K$  y  $Pr$  se hallan como una media ponderada de las propiedades de cada uno de los productos presentes en la alimentación a la temperatura media entre la entrada y la salida  $T_m=93,75$  °C de manera que:

$$Propiedad = \sum_{i=1}^3 propiedad_i \cdot x_i \quad [A. 12.82]$$

A continuación se tabulan estas propiedades para cada uno de los compuestos que componen la corriente de proceso:

Tabla A.12.7:  
Propiedades del sistema a  $T_m=93,75$  °C

<b>Propiedad</b>	<b>Unidad</b>	<b>Tolueno</b>	<b>Ciclohexano</b>	<b>Metano</b>
Viscosidad	Pa·s	0,00032	0,00027	$1,27 \cdot 10^{-5}$
Conductividad	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	0,114	0,1	0,0437
Prandtl	-	4,76	3,56	0,7376
Composición	-	0,000862	0,999122	0,000016

A continuación se recogen estas propiedades para la corriente de producto.

Tabla A.12.8:  
Propiedades de la corriente a  $T_m=93,75$  °C

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
$\mu_{sistema}$	$2,7 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
$K_{sistema}$	0,1	$W \cdot K^{-1} \cdot m^{-1}$
$Pr_{sistema}$	3,561	-

El caudal másico de la alimentación tiene un valor de  $17,475 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Los datos de las propiedades son de bibliografía (véase **Figuras A.16.2 y A.16.3** y la **Tabla A.16.6** del Anexo 16. Para determinar el número de Prandtl se extrapola su valor a partir de los contenidos en las **Tablas A.16.6, A.16.7 y A.16.8** del Anexo 16 para el ciclohexano y el tolueno). El valor del caudal másico se ha obtenido por medio del simulador Hysys versión 3.2.

Conocidos todos estos datos se obtiene:

$$Re = \frac{4 \cdot 17,475 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{(\pi \cdot 0,0193 \text{ m} \cdot 2,7 \cdot 10^{-4} \text{ s} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2})} = 4,27 \cdot 10^6$$

El cálculo del valor del diámetro interior se recoge en el **Apartado 12.2.2.4** correspondiente al tercer aéreo del presente Anexo.

La relación que permite calcular el Nusselt en régimen turbulento se recoge a continuación:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot (Pr)^n \quad [\text{A. 12.83}]$$

Donde n toma el valor de 0,4. Sustituyendo estos valores se obtiene:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (4,27 \cdot 10^6)^{4/5} \cdot (3,561)^{0,4} = 7,7 \cdot 10^3$$

$$h_i = \frac{7,7 \cdot 10^3 \cdot 0,1 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}}{(0,0193 \text{ m})} = 3,99 \cdot 10^4 \text{ W/K} \cdot \text{m}^2$$

### **Coefficiente de película externo ( $h_o$ )**

Esta propiedad se determina por medio de la relación:

$$Nu_d = \frac{h_o \cdot D_o}{k} \quad [\text{A. 12.84}]$$

$$Re = \frac{4 \cdot W_{aire}}{(\pi \cdot D_o \cdot \mu)} \quad [\text{A. 12.85}]$$

Las unidades para estas variables son idénticas a las ya especificadas para los dos equipos calculados con anterioridad.

El valor de estos parámetros es el siguiente:

- $D_o = 2,54 \text{ cm}$
- $K = 2,47 \cdot 10^{-2} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- $\mu = 1,88 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
- $W_{\text{aire}} = 43,049 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- $Pr = 0,757$
- $C_p = 0,9924 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$ .

El número de Prandtl para el aire se ha calculado teniendo en cuenta que:

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad [\text{A. 12.86}]$$

$$Pr = \frac{0,9924 \frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{kg}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}} \cdot 1,88 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}}{2,47 \cdot 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}}} = 0,757$$

Los valores de  $K$ ,  $C_p$  y  $\mu$  son los mismos que en el caso de los dos aéreos anteriores. El valor del diámetro exterior está tabulado para cambiadores con disposición de tubos cuadrada (véase **Tabla A.16.13** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera). El cálculo el caudal másico de aire se recoge en el **Apartado 12.5.1** correspondiente al tercer aereorrefrigerante del Anexo actual.

Sustituyendo todos estos valores en la **Relación A.12.85** se obtiene el número de  $Re$ :

$$Re = \frac{4 \cdot 43,049 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{(1,88 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m} \cdot \text{s}^2} \cdot \pi \cdot 0,0254 \text{ m})} = 1,147 \cdot 10^8$$

$$Nu_d = 0,023 \cdot (1,147 \cdot 10^8)^{4/5} \cdot (0,757)^{0,4} = 5,75 \cdot 10^4$$

$$h_o = \frac{5,75 \cdot 10^4 \cdot 2,47 \cdot 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}}}{(0,0254 \text{ m})} = 5,59 \cdot 10^4 \text{ W/K} \cdot \text{m}^2$$



Determinados los coeficientes de película interna y externa y sabiendo por medio de la bibliografía [Perry et al ,2001] que el valor de  $K_m$  para acero SA-285 a la temperatura 252,5 °F es de  $5,238 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  y que los coeficientes  $R_{f,i}$  y  $R_{f,o}$  conservan su valor, se halla el coeficiente global de transmisión de calor U:

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_o} &= \left( \frac{0,0254 \text{ m}}{0,0193 \text{ m} \cdot 3,99 \cdot 10^4 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2}} \right) + 0,0004 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}} \cdot \frac{0,0254 \text{ m}}{0,0193 \text{ m}} \\ &+ \left( \frac{0,0254 \text{ m} \cdot \text{Ln} \left( \frac{0,0127 \text{ m}}{0,00965 \text{ m}} \right)}{2 \cdot 5,238 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} \right) + 0,0002 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}} + \frac{1}{5,59 \cdot 10^4 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2}} \\ &= 0,00144 \text{ K} \cdot \text{m}^2 / \text{W} \end{aligned}$$

Por tanto  $U_o=694,4 \text{ W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ .

Sabiendo por medio del balance de energía realizado con el simulador Hysys versión 3.2 que:

$$Q = 6,41 \cdot 10^2 \text{ kJ/s}$$

Se obtiene:

$$A_t = \frac{6,41 \cdot 10^2 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}}}{\left( 694,4 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} \cdot 56,24 \text{ K} \right)} = 16,41 \text{ m}^2$$

El área que se acaba de calcular corresponde al área disponible para todos los tubos, por lo que es necesario antes de conocer la longitud de los mismos estimar el número de tubos que se requieren en el proceso de manera que se tiene:

$$N_{\text{tubos}} = \frac{Wm}{v \cdot \frac{D_i^2}{4} \cdot \pi \cdot \rho} \quad [A. 12.87]$$

Como valor de velocidad se toma el recomendado por la bibliografía para corriente líquida de proceso cuyos límites se encuentran ente  $4\text{-}6,5 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$ . El elegido es de  $4,5 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$  (véase **Tabla A.16.21** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera).

La densidad se obtiene por medio del balance de materia realizado con simulador Hysys versión 3.2 y tiene un valor de  $711,51 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ .

Por tanto:

$$N_t = \frac{17,475 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\left(4,5 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \cdot \frac{0,3048 \text{ m}}{1 \text{ ft}} \cdot \pi \cdot \frac{(0,0193 \text{ m})^2}{4} \cdot 711,51 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)} = 61,2$$

Este número de tubos indica que son necesarios como mínimo 62 tubos para alcanzar el objeto propuesto. El número de tubos definitivo se elige teniendo en cuenta que la velocidad de paso a través de los mismos sea similar a la determinada por medio de la bibliografía.

$$v_t = \frac{W_m}{(N_t \cdot \pi \cdot \frac{D_i^2}{4} \cdot \rho)} \quad [\text{A. 12.88}]$$

Si se eligen 66 se obtiene una velocidad de:

$$v_t = \frac{17,475 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\left(66 \cdot \pi \cdot \frac{(0,0193 \text{ m})^2}{4} \cdot 711,51 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)} = 1,27 \text{ m/s}$$

Con un número de tubos de 66 la velocidad es similar a la recomendada por la bibliografía. Estos 66 tubos se dispondrán en 3 filas de 22 tubos.

Conocidos los valores del área disponible para la transmisión de calor a través de los tubos, el número de tubos y el diámetro interior es posible conocer la longitud de los tubos recurriendo a la relación:

$$A_o = \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N_t \quad [\text{A. 12.89}]$$

$$L = \frac{16,41 \text{ m}^2}{(0,0254 \text{ m} \cdot \pi \cdot 66)} = 3,115 \text{ m}$$

Normalmente debe elegirse un valor comercial para la longitud de los tubos inmediatamente superior a la obtenida por lo que la longitud de los tubos será de 12 pies, es decir, 3,6576 metros.

### 12.2.2.3.- Determinación del área de la superficie aleteada

La expresión para conocer el área de la superficie aleteada se recoge a continuación:

$$A_{aletas} = A_{sistema} - A_o \quad [A. 12.90]$$

Para conocer el área total se recurre a la **Expresión A.12.77**, con la salvedad de que en este caso el valor del coeficiente global para la transmisión de calor U se toma de la bibliografía [Douglas, J.M., 1ªEdición] para sistemas refrigerados por aire siendo  $U=45,6 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ .

$$A_{sistema} = \frac{6,41 \cdot 10^2 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}}}{\left(45,6 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} \cdot 56,24 \text{ K}\right)} = 249,94 \text{ m}^2$$

Por tanto:

$$A_{aletas} = (249,94 - 16,41) \text{ m}^2 = 233,54 \text{ m}^2$$

Conocida el área disponible para la transmisión de calor a través de las aletas es posible calcular el número de aletas por metro lineal de tubería a través del área de una única aleta:

$$N_{aletas}/m = \frac{A_{aletas}}{(N_t \cdot S_{aleta} \cdot L)} \quad [A. 12.91]$$

La superficie de las aletas a su vez se calcula por medio de las ecuaciones:

$$S_{aleta} = 2 \cdot S_{frontal} + S_{espesor} \quad [A. 12.92]$$

$$S_{frontal} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{aleta}^2 - D_o^2) \quad [A. 12.93]$$

$$S_{espesor} = \pi \cdot e_a \cdot D_{aleta} \quad [A. 12.94]$$

Donde las unidades de todos estos parámetros son idénticas a las determinadas con anterioridad.

Todas estas propiedades se encuentran en la **Tabla A.7.1** del **Apartado 7.2.2.1** del Anexo 7. En este caso el valor del diámetro de la aleta es equivalente a su altura.

$$S_{frontal} = \frac{\pi}{4} \cdot ((0,03937 \text{ m})^2 - (0,0254 \text{ m})^2) = 0,00071 \text{ m}^2$$

$$S_{espesor} = \pi \cdot 0,03937 \text{ m} \cdot 0,0127 \text{ m} = 0,00157 \text{ m}^2$$

$$S_{aleta} = 2 \cdot 0,00071 \text{ m}^2 + 0,00157 \text{ m}^2 = 0,00299 \text{ m}^2$$

Por tanto:

$$N_{aletas}/m = \frac{233,54 \text{ m}^2}{(66 \cdot 0,00299 \text{ m}^2 \cdot 3,6576 \text{ m})} = 323,55 \frac{\text{aletas}}{\text{m}}$$

Se toma un número de aletas entero por lo que se necesitan 324 aletas.

#### **12.2.2.4.- Determinación del espesor de los tubos**

Según el Código ASME B31.3, la expresión que permite calcular el espesor de los tubos se recoge a continuación:

$$t = \left( \left( \frac{(P_D \cdot D_o)}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)} \right) + C \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{M}{100} \right)} \right) \quad [A. 12.95]$$

- Presión de diseño ( $P_D$ )

Según el Código ASME VIII-Div.1, la presión de diseño será un 10% superior a la de trabajo y la temperatura de diseño surge de aumentar 20 °C la temperatura máxima de trabajo en el equipo, por tanto se obtiene:

$$P_D = 1,1 \cdot 318,71 \text{ psi} = 350,58 \text{ psi}$$

Como la presión se reduce escasamente en los otros dos equipos, no va a considerarse este descenso en el valor inicial de la presión de entrada al sistema de aereorrefrigerantes y se

admite la presión de trabajo de 318,71 psi. La presión de trabajo se obtiene por medio del balance realizado con el simulador Hysys versión 3.2.

- Temperatura de diseño ( $T_D$ )

$$T_D(^{\circ}\text{C}) = 102,5^{\circ}\text{C} + 20^{\circ}\text{C} = 122,5^{\circ}\text{C}$$

$$T_D(^{\circ}\text{F}) = 1,8 \cdot 122,5^{\circ}\text{C} + 32 = 252,5^{\circ}\text{F}$$

- Tensión máxima admisible (S)

El valor de la tensión máxima admisible según el Código ASME B31.3 para acero al carbono SA-285 a una temperatura de 300 °F, inmediatamente superior a la temperatura de diseño, tiene un valor de 15700 psi (véase **Tabla.16.10** del Anexo 16).

- Eficiencia de la soldadura (E)

Según UW-12 del Código ASME VIII-Div1, para una junta a tope realizada por doble cordón de soldadura u otro método similar con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado sobre la superficie interior y exterior de la pieza E=1 (consúltese **Tabla A.16.17** del Anexo 16).

- Factor Y

Teniendo en cuenta que la temperatura de diseño del material no excede los 900°F y que se trabaja con acero el valor de  $Y = 0,4$  (véase **Tabla A.16.16** del Anexo 16 del presente Proyecto).

- Margen de corrosión (C)

Según el Código ASME VIII-Div.1, el margen de corrosión se obtiene como el producto de la vida útil del material por el desgaste que este material sufre anualmente en su espesor debido a la corrosión. Considerando un desgaste anual de 5 milésimas de pulgada y una vida

útil del equipo de 17 años (véase **Tabla A.16.18** del Anexo 16), se obtiene un valor de  $C=0,085$  pulgadas.

- Tolerancia de fabricación (M)

La tolerancia de fabricación que se adopta es de 12,5%.

Sustituyendo todos estos valores se obtiene:

$$t = \left( \frac{350,58 \text{ psi} \cdot 1 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 350,58 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,085 \text{ in} \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{12,5}{100} \right)} \right) = 0,11 \text{ in}$$

El valor que se escoge para el espesor es el valor estándar inmediatamente superior al calculado y para tubos con un diámetro exterior de 1 pulgada tiene un valor de 0,12 pulgadas.

Conocido este valor el diámetro interior se determina teniendo en cuenta que:

$$D_i = D_o - 2 \cdot t \quad [A. 12.96]$$

$$D_i = 1 \text{ in} - 2 \cdot 0,12 \text{ in} = 0,76 \text{ in} = 0,0193 \text{ m}$$

### **12.3.- Determinación de las características del banco de tubos**

Al igual que sucede con las dos primeras unidades, los tubos se agrupan formando bancos sometidos a una corriente de aire impulsada por ventiladores situados en la zona superior del sistema.

Conocida las propiedades de los tubos deben caracterizarse los bancos en los que estos van a situarse. Para ello debe definirse la magnitud conocida como anchura disponible del haz teniendo en cuenta que estos haces adoptarán forma cuadrada de manera que:

$$A_h = \frac{L}{4} \quad [A. 12.97]$$

$A_h$  simboliza la anchura disponible del haz y  $L$  es la longitud de los tubos expresada en m. De esta forma:

$$A_h = \frac{3,6576 \text{ m}}{4} = 0,9144 \text{ m}$$

Como ya se ha mencionado con anterioridad, el sistema consta de 3 filas de 22 tubos que se sitúan horizontalmente. Para conocer el número de tubos por ancho del haz se recurre a la siguiente expresión:

$$N_{tubos}/A_h = \left( \frac{A_h - 200}{Pitch} \right) - 0,5 \quad [A. 12.98]$$

El valor del pitch que se asume es de 2,45 pulgadas.

$$N_{tubos}/A_h = \left( \frac{914,4 \text{ mm} - 200}{2,45 \text{ in} \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ in}}} \right) - 0,5 = 10,97 \frac{\text{tubos}}{A_h}$$

Se elige un número entero e igual a 11 tubos por ancho del haz.

Conocido el número de tubos por ancho del haz y el número de tubos por fila es posible determinar el número de haces por medio de la relación:

$$N_{haces} = \frac{N_{tubos}/fila}{N_{tubos}/A_h} \quad [A. 12.99]$$

$$N_{haces} = \frac{22}{11} = 2$$

Se obtiene dos haces con 11 tubos por ancho del haz. Por lo que el número de tubos por haz será:

$$N_{tubos}/haz = \frac{N_{tubos}}{N_{haces}} \quad [A. 12.100]$$

$$N_{tubos}/haz = \frac{66}{2} = 33 \frac{\text{tubos}}{\text{haz}}$$

Por tanto, todos los tubos se obtienen dos haces con 33 tubos cada uno.

Una vez determinado el número de haces en los cuales se dispondrán los 66 tubos del sistema, es necesario dimensionar el haz.

Para calcular la altura y anchura de los haces, se dispone de las siguientes relaciones:

$$A_{haz}(mm) = A_c + 200 \quad [A. 12.101]$$

Para hallar la altura mínima del cabezal se recurre a la siguiente correlación:

$$A_c = (N_{tubos}/A_h - 1) \cdot pitch + D_{aleta} + 200 \quad [A. 12.102]$$

Sustituyendo el valor de los parámetros en la ecuación se obtiene:

$$A_c(mm) = (11 - 1) \cdot 62,23 \text{ mm} + 39,37 \text{ mm} + 200 \text{ mm} = 861,67 \text{ mm}$$

Este valor de  $A_c$  es muy cercano al valor de la anchura disponible del haz. La anchura recomendada para el haz requiere sumar a este valor 200 milímetros como margen de seguridad.

$$A_{haz}(mm) = 861,67 \text{ mm} + 200 \text{ mm} = 1061,67 \text{ mm}$$

La anchura total de la sección para el sistema de banco de tubos se determina acudiendo a la expresión:

$$A_s = (A_{haz} + 40) \cdot N_{haces} + 60 \quad [A. 12.103]$$

Sustituyendo valores en la ecuación:

$$A_s = (1061,67 + 40) \cdot 2 + 60 = 2,263 \text{ mm} = 2,26 \text{ m}$$

La longitud del haz coincide con la longitud de los tubos.

## **12.4.- Determinación de las pérdidas de carga a través del banco de tubos**

La relación que permite conocer esta propiedad es la siguiente:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{\rho \cdot D_i} \quad [A. 12.104]$$



▪ *Determinación de la velocidad másica*

La velocidad másica debe calcularse de acuerdo con la relación:

$$G = \frac{4 \cdot M \cdot n_t}{(\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t)} \quad [A. 12.105]$$

En esta expresión:

- M es el caudal másico de la alimentación en  $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- $n_t$  es el número de pasos por tubo.
- $D_i$  es el diámetro interior de los tubos en m.
- $N_t$  es el número de tubos.

Admitiendo un único paso por tubo se obtiene:

$$G = \frac{4 \cdot 17,475 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{(\pi \cdot (0,0193 \text{ m})^2 \cdot 66)} = 905,04 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$$

▪ *Determinación de factor de fricción*

El factor de fricción se halla gráficamente a partir del Reynolds y de la rugosidad relativa del material.

La rugosidad de tubos de acero comercial es de 0,00015 y la rugosidad relativa  $\varepsilon/D_i=0,0002$  (véase **Figura A.16.5** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera).

El número de Reynolds se define:

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu} \quad [A. 12.106]$$

$$Re = \frac{905,04 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2} \cdot 0,0193 \text{ m}}{2,7 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}} = 6,47 \cdot 10^4$$

A partir de la gráfica de Moody recogida en el Anexo 16 se obtiene un factor de fricción,  $f=0,0215$ .

Todos los valores de la **Ecuación A.12.104** son conocidos por lo que:

$$\Delta P = \frac{0,0215 \cdot \left(905,04 \frac{kg}{s \cdot m^2}\right)^2 \cdot 3,6576 m}{\left(711,55 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,0193 m\right)} = 4690,37 Pa = 0,047 bar$$

## 12.5.- Caracterización del sistema de impulsión

La refrigeración del sistema se va a llevar a cabo por medio de grandes caudales de aire movidos e impulsados por ventiladores situados en la parte superior de la sección del aereorrefrigerante. Para este tipo de sistema de refrigeración el aumento de temperatura del aire durante la refrigeración está en torno a los 15-20 °C. Debido a este hecho, el ventilador impulsará aire a 30 °C y lo devolverá a la atmósfera con una temperatura de 45 °C.

Tal y como en el caso anterior también se van a emplear ventiladores axiales.

### 12.5.1.- Determinación del caudal de aire

El caudal de aire total que debe ser impulsado se determina recurriendo a la expresión:

$$Q = W_{aire} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad [A. 12.107]$$

Donde estas variables y sus unidades ya han sido definidas anteriormente.

Los valores para estas variables se obtienen de los balances de materia y de energía realizados con el simulador Hysys versión 3.2.

- $C_p = 0,9924 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$
- $Q = 6,41 \cdot 10^2 \text{ kJ} \cdot \text{s}^{-1}$

Sustituyendo ahora estos valores se obtiene:

$$W_{aire} = \frac{6,41 \cdot 10^2 \frac{kJ}{s}}{\left(0,9924 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (318 - 303) K\right)} = 43,049 \text{ kg/s}$$

### 12.5.2.- Determinación del diámetro del ventilador

El diámetro del ventilador requerido para el sistema se calcula por medio de la expresión:

$$D_{\text{ventilador}} = 0,5 \cdot \sqrt{A_s \cdot L} \quad [A. 12.108]$$

En esta ecuación  $A_s$  es la anchura de la sección ya calculada en m y  $L$  es la longitud de los tubos en m.

$$D_{\text{ventilador}} = 0,5 \cdot \sqrt{2,26 \text{ m} \cdot 3,6576 \text{ m}} = 1,43 \text{ m} = 4,69 \text{ ft}$$

El valor estándar del diámetro que se elige es inmediatamente superior e igual a 4,8 pies.

### 12.5.3.- Determinación del número de ventiladores

Para calcular dicho parámetro se recurre a la expresión:

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{A_s \cdot L_h}{S_v} \quad [A. 12.109]$$

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{A_s \cdot L_h}{\left(\pi \cdot \frac{D_{\text{ventilador}}^2}{4}\right)} \quad [A. 12.110]$$

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{2,26 \text{ m} \cdot 3,6576 \text{ m}}{\left(\pi \cdot \frac{(1,463 \text{ m})^2}{4}\right)} = 4,91$$

Por tanto el sistema requiere 5 ventiladores de 4,8 pies de diámetro.

### 12.5.4.- Determinación de la potencia real de los ventiladores

La potencia requerida por el sistema de ventilación se determina por medio de la expresión:

$$P_{\text{real}} = \frac{P_i}{\eta \cdot E} \quad [A. 12.111]$$

Donde todas estas variables ya han sido descritas.

La potencia ideal, además se calcula como:

$$P_i = 0,04 \cdot S_f \quad [A. 12.112]$$

$S_f$  simboliza la superficie frontal del sistema en  $ft^2$ .

$$S_f = A_s \cdot L_h \quad [A. 12.113]$$

Sustituyendo estas variables se obtiene:

$$S_f = 2,26 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0,3048 \text{ m}} \cdot 3,6576 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0,3048 \text{ m}} = 88,97 \text{ ft}^2$$

$$P_i = 0,04 \cdot 88,97 = 3,55 \text{ C.V.} \cdot \frac{736 \text{ W}}{1 \text{ C.V.}} = 2.619,27 \text{ W}$$

El rendimiento máximo y la potencia de los impulsores que se consideran serán análogos a los de la primera unidad.

$$P_{real} = \frac{3,55 \text{ C.V.}}{(0,95 \cdot 0,78)} = 4,79 \text{ C.V.} \cdot \frac{736 \text{ W}}{1 \text{ C.V.}} = 3.526,04 \text{ W}$$

Por tanto la potencia requerida por cada ventilador será:

$$P_{ventilador} = \frac{P_{real}}{N_v} \quad [A. 12.114]$$

$$P_{ventilador} = \frac{3.526,04 \text{ W}}{5} = 705,21 \text{ W}$$

A continuación se recoge una tabla resumen con las principales características del tercer equipo de refrigeración.

Tabla A.12.9:  
Propiedades del aéreo 3

<b>Dimensión</b>	<b>Valor de la dimensión</b>
$D_o$ tubos	2,54 cm
$e$ tubos	0,3048 cm
$D_i$ tubos	1,93 cm
Pitch	6,223 cm
$N_{\text{tubos}}$	66
$L_{\text{tubos}}$	3,6576 m
$N_{\text{tubos/fila}}$	22
$S_{\text{aletas}}$	0,00299 m <sup>2</sup>
$N_{\text{aletas/tubo}}$	324
$N_{\text{tubosxancho de haz}}$	11
$N_{\text{haces}}$	2
$N_{\text{tubos/haz}}$	33
Anchura del haz	1,061 m
Anchura de sección	2,26 m
$L_{\text{haz}}$	3,6576 m
$D_{\text{ventilador}}$	1,46 m
$N_{\text{ventiladores}}$	5
$P_{\text{ventiladores}}$	0,7 kW

Conocidas las características de los tres primeros equipos de refrigeración se determinarán las del cuarto aéreo de la serie siguiendo un procedimiento idéntico.

## **AÉREO 4**

### **12.2.1.- Caracterización de las corrientes**

La misión del cuarto equipo de refrigeración será recibir la corriente proveniente del tercero a 85 °C y reducir su temperatura hasta 67,5 °C. Para ello la corriente de alimentación atravesará los tubos dispuestos en bancos mientras que el aire exterior movido por los ventiladores actuará de fluido refrigerante. En dicho proceso, el aire de refrigeración a 30 °C se devolverá al medio a la temperatura de 45 °C.

### **12.2.2.- Determinación de las dimensiones de los tubos**

Se procede de forma análoga a la descrita para la determinación de las dimensiones de los primeros equipos de refrigeración.

#### **12.2.2.1.- Caracterización de la superficie aleteada**

Las aletas empleadas en la superficie de los tubos son idénticas a las empleadas en los otros tres equipos precedentes. El número de aletas por metro lineal de tubo puede variar al depender, además de la propia naturaleza de la aleta, de la superficie disponible para la transferencia de calor.

#### **12.2.2.2.- Determinación de la longitud de los tubos**

Se determina por medio de la expresión ya recogida:

$$Q = U \cdot A_t \cdot \Delta t_m \quad [A. 12.115]$$

Como sucede con el equipo anterior, es necesario hallar el valor de  $\Delta t_m$  y del coeficiente global de transmisión de calor.

- *Determinación de la diferencia de temperaturas media logarítmica*

Para calcular este parámetro se recurre a la relación ya conocida:

$$LMTD = \frac{(T_{C,L} - T_{F,L}) - (T_{C,O} - T_{F,O})}{Ln \frac{(T_{C,L} - T_{F,L})}{(T_{C,O} - T_{F,O})}} \quad [A. 12.116]$$

Donde los subíndices C y F hacen referencia al fluido frío y al caliente respectivamente y O y L a las posiciones a lo largo de los tubos. Por medio del diagrama térmico se obtiene:

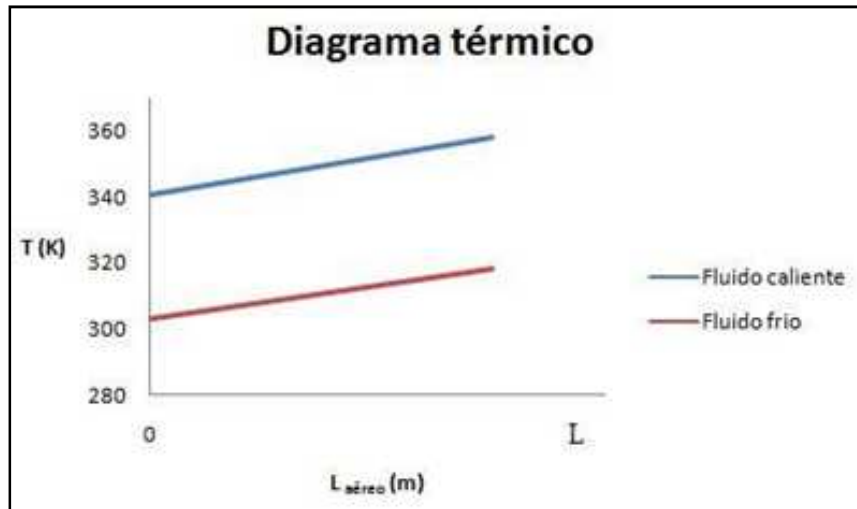


Figura A.12.4: Diagrama térmico del aéreo 4

- $T_{C,L} = 85\text{ }^{\circ}\text{C}, 358\text{ K}$
- $T_{C,O} = 67,5\text{ }^{\circ}\text{C}, 340,5\text{ K}$
- $T_{F,L} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}, 318\text{ K}$
- $T_{F,O} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}, 303\text{ K}$

Sustituyendo estos valores en la **Ecuación A.12.116** se obtiene:

$$LMTD = \frac{(358 - 318) - (340,5 - 303)\text{ K}}{\ln \frac{(358 - 318)}{(340,5 - 303)}} = 38,74\text{ K}$$

Para el tipo de sistema actual  $LMTD = \Delta t_m$ , debido a que el fluido experimenta un único paso por el haz de tubos.

- *Determinación del coeficiente global de transmisión de calor, U*

El coeficiente global de transmisión de calor referido al área exterior de los tubos se define como:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + R_i'' \frac{D_o}{D_i} + D_o \frac{\ln(r_o/r_i)}{2 \cdot k_m} + R_o'' + \frac{1}{h_o} \quad [A. 12.117]$$

### Coefficiente de película interna de los tubos ( $h_i$ )

Para determinar este coeficiente se dispone de la relación:

$$Nu_d = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \quad [A. 12.118]$$

El número de Nusselt depende del Reynolds con lo cual:

$$Re = \frac{4 \cdot W_m}{\mu \cdot \pi \cdot D_i} \quad [A. 12.119]$$

Las propiedades  $\mu$ ,  $K$  y  $Pr$  se hallan como una media ponderada de las propiedades de cada uno de los productos presentes en la alimentación a la temperatura media entre la entrada y la salida  $T_m=76,25$  °C de manera que:

$$Propiedad = \sum_{i=1}^3 propiedad_i \cdot x_i \quad [A. 12.120]$$

A continuación se tabulan estas propiedades para cada uno de los compuestos que componen la corriente de proceso:

Tabla A.12.10:  
Propiedades del sistema a  $T_m=76,25$  °C

<b>Propiedad</b>	<b>Unidad</b>	<b>Tolueno</b>	<b>Ciclohexano</b>	<b>Metano</b>
Viscosidad	Pa·s	0,00035	0,00036	$1,26 \cdot 10^{-5}$
Conductividad	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	0,122	0,106	0,0413
Prandtl	-	5,175	6,53	0,738
Composición	-	0,000862	0,999122	0,000016

Las propiedades de la corriente, después de aplicar la **Ecuación A.12.120** se encuentran tabuladas a continuación.

Tabla A.12.11:  
Propiedades de la corriente a  $T_m=76,25$ °C

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
$\mu_{sistema}$	$3,59 \cdot 10^{-4}$ Pa·s
$K_{sistema}$	$0,106 W \cdot K^{-1} \cdot m^{-1}$
$Pr_{sistema}$	6,528

El caudal másico de la alimentación tiene un valor de  $17,475$  kg·s<sup>-1</sup>.



Los datos de las propiedades son de bibliografía (véase **Figuras A.16.2 y A.16.3** y ala **Tabla A.16.6** del Anexo 16. Para determinar el número de Prandtl se extrapola su valor a partir de los contenidos en las **Tablas A.16.6, A.16.7 y A.16.8** del Anexo 16 para el ciclohexano y el tolueno respectivamente). El valor del caudal másico se ha obtenido por medio del simulador Hysys versión 3.2.

Conocidos todos estos datos se obtiene:

$$Re = \frac{4 \cdot 17,475 \frac{kg}{s}}{(\pi \cdot 0,0193 m \cdot 3,59 \cdot 10^{-4} s \cdot \frac{kg}{m \cdot s^2})} = 3,21 \cdot 10^6$$

El cálculo del valor del diámetro interior se recoge en el **Apartado 12.2.2.4** correspondiente al cuarto aéreo del presente Anexo.

La relación que permite calcular el Nusselt en régimen turbulento se recoge a continuación:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot (Pr)^n \quad [A. 12.121]$$

Donde n toma el valor de 0,4. Sustituyendo estos valores se obtiene:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (3,21 \cdot 10^6)^{4/5} \cdot (6,53)^{0,4} = 7,81 \cdot 10^3$$

$$h_i = \frac{7,81 \cdot 10^3 \cdot 0,106 \frac{W}{m \cdot K}}{(0,0193 m)} = 4,29 \cdot 10^4 W/K \cdot m^2$$

### **Coefficiente de película externo ( $h_o$ )**

Esta propiedad se determina por medio de la relación:

$$Nu_d = \frac{h_o \cdot D_o}{k} \quad [A. 12.122]$$

$$Re = \frac{4 \cdot W_{aire}}{(\pi \cdot D_o \cdot \mu)} \quad [A. 12.123]$$

Las unidades para estas variables son idénticas a las ya especificadas para los tres equipos calculados con anterioridad.

El valor de estos parámetros es el siguiente:

- $D_o = 2,54 \text{ cm}$
- $K = 2,47 \cdot 10^{-2} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- $\mu = 1,88 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
- $W_{\text{aire}} = 40,866 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- $Pr = 0,757$
- $C_p = 0,9924 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$ .

El número de Prandtl para el aire se ha calculado teniendo en cuenta que:

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad [A. 12.124]$$

$$Pr = \frac{0,9924 \frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{kg}} \cdot \frac{1.000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}} \cdot 1,88 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}}{2,47 \cdot 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}}} = 0,757$$

Los valores de  $K$ ,  $C_p$  y  $\mu$  son los mismos que en el caso de los aéreos anteriores. El valor del diámetro exterior está tabulado para cambiadores con disposición de tubos cuadrada (véase **Tabla A.16.13** del Anexo 16). El cálculo del caudal másico de aire se recoge en el **Apartado 12.5.1** correspondiente al cuarto aereorrefrigerante del Anexo actual.

Sustituyendo todos estos valores en la **Relación A.12.123** se obtiene el número de Re:

$$Re = \frac{4 \cdot 40,866 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{(1,88 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m} \cdot \text{s}^2} \cdot \pi \cdot 0,0254 \text{ m})} = 1,089 \cdot 10^8$$

$$Nu_d = 0,023 \cdot (1,089 \cdot 10^8)^{4/5} \cdot (0,757)^{0,4} = 5,53 \cdot 10^4$$

$$h_o = \frac{5,53 \cdot 10^4 \cdot 2,47 \cdot 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}}}{(0,0254 \text{ m})} = 5,38 \cdot 10^4 \text{ W} / \text{K} \cdot \text{m}^2$$

Determinados los coeficientes de película interno y externo y sabiendo por medio de la bibliografía [Perry et al, 2001] que el valor de  $K_m$  para acero al carbono SA-285 a la temperatura 221 °F es de  $5,238 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  y que los coeficientes  $R_{f,i}$  y  $R_{f,o}$  conservan su valor, se halla el coeficiente global de transmisión de calor  $U$  :

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_o} &= \left( \frac{0,0254 \text{ m}}{0,0193 \text{ m} \cdot 4,29 \cdot 10^4 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2}} \right) + 0,0004 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}} \cdot \frac{0,0254 \text{ m}}{0,0193 \text{ m}} \\ &+ \left( \frac{0,0254 \text{ m} \cdot \text{Ln} \left( \frac{0,0127 \text{ m}}{0,00965 \text{ m}} \right)}{2 \cdot 5,238 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} \right) + 0,0002 \frac{\text{K} \cdot \text{m}^2}{\text{W}} + \frac{1}{5,38 \cdot 10^4 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2}} \\ &= 0,00144 \text{ K} \cdot \text{m}^2 / \text{W} \end{aligned}$$

Por tanto  $U_o=694,44 \text{ W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ .

Sabiendo por medio el balance de energía realizado con el simulador Hysys versión 3.2 que  $Q=6,08 \cdot 10^2 \text{ kJ}\cdot\text{s}^{-1}$ , se tiene:

$$A_t = \frac{6,08 \cdot 10^2 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}}}{\left( 694,44 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} \cdot 38,74 \text{ K} \right)} = 22,6 \text{ m}^2$$

El área que se acaba de calcular corresponde al área disponible para todos los tubos, por lo que es necesario antes de conocer la longitud de los mismos estimar el número de tubos que se requieren en el proceso de manera que se tiene:

$$N_{tubos} = \frac{Wm}{v \cdot \frac{D_i^2}{4} \cdot \pi \cdot \rho} \quad [A. 12.125]$$

Como valor de velocidad se toma el recomendado por la bibliografía para corriente líquida de proceso cuyos límites se encuentran ente  $4-6,5 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$ . El elegido es de  $4,5 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$  (véase **Tabla A.16.21** del Anexo 16 del presente Proyecto)

La densidad se obtiene por medio del balance de materia realizado con simulador Hysys versión 3.2 y tiene un valor de  $728,75 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ .

Por tanto:

$$N_t = \frac{17,475 \frac{kg}{s}}{\left(4,5 \frac{ft}{s} \cdot \frac{0,3048 m}{1 ft} \cdot \pi \cdot \frac{(0,0193 m)^2}{4} \cdot 728,75 \frac{kg}{m^3}\right)} = 59,75$$

Este número de tubos indica que son necesarios como mínimo 60 tubos para alcanzar el objeto propuesto. El número de tubos definitivo se elige teniendo en cuenta que la velocidad de paso a través de los mismos sea similar a la determinada por medio de la bibliografía.

$$v_t = \frac{W_m}{(N_t \cdot \pi \cdot \frac{D_i^2}{4} \cdot \rho)} \quad [A. 12.126]$$

Si se eligen 72 se obtiene una velocidad de:

$$v_t = \frac{17,475 \frac{kg}{s}}{\left(72 \cdot \pi \cdot \frac{(0,0193 m)^2}{4} \cdot 728,75 \frac{kg}{m^3}\right)} = 1,21 m/s$$

Con un número de tubos de 72 la velocidad está dentro de los límites recomendados por la bibliografía. Estos 72 tubos se dispondrán en 3 filas de 24 tubos.

Conocidos los valores del área disponible para la transmisión de calor a través de los tubos, el número de tubos y el diámetro interior es posible conocer la longitud de los tubos recurriendo a la relación:

$$A_o = \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N_t \quad [A. 12.127]$$

$$L = \frac{22,6 m^2}{(0,0254 m \cdot \pi \cdot 72)} = 3,93 m$$

Normalmente debe elegirse un valor comercial para la longitud de los tubos inmediatamente superior a la obtenida por lo que la longitud de los tubos será de 14 pies, es decir, 4,2672 metros.

### ***12.2.2.3.- Determinación del área de la superficie aleteada***

La expresión para conocer el área de la superficie aleteada se recoge a continuación:

$$A_{aletas} = A_{sistema} - A_o \quad [A.12.128]$$

Para conocer el área total se recurre a la **Expresión A.12.115** con la salvedad de que en este caso el valor del coeficiente global para la transmisión de calor  $U$  se toma de la bibliografía [Douglas, J.M., 1ª Edición] para sistemas refrigerados por aire siendo  $U=45,6 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ .

$$A_{sistema} = \frac{6,08 \cdot 10^2 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}}}{(45,6 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} \cdot 38,74 \text{ K})} = 344,17 \text{ m}^2$$

Por tanto:

$$A_{aletas} = (344,17 - 22,6) \text{ m}^2 = 321,57 \text{ m}^2$$

Conocida el área disponible para la transmisión de calor a través de las aletas es posible calcular el número de aletas por metro lineal de tubería a través del área de una única aleta:

$$N_{aletas}/m = \frac{A_{aletas}}{(N_t \cdot S_{aleta} \cdot L)} \quad [A.12.129]$$

La superficie de las aletas a su vez se calcula por medio de las ecuaciones:

$$S_{aleta} = 2 \cdot S_{frontal} + S_{espesor} \quad [A.12.130]$$

$$S_{frontal} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{aleta}^2 - D_o^2) \quad [A.12.131]$$

$$S_{espesor} = \pi \cdot e_a \cdot D_{aleta} \quad [A.12.132]$$

Donde las unidades de todos estos parámetros son idénticas a las determinadas con anterioridad.

Todas estas propiedades se encuentran en la **Tabla A.7.1** del **Apartado 7.2.2.1** del Anexo 7. En este caso el valor del diámetro de la aleta es equivalente a su altura.

$$S_{frontal} = \frac{\pi}{4} \cdot ((0,03937 \text{ m})^2 - (0,0254 \text{ m})^2) = 0,00071 \text{ m}^2$$

$$S_{\text{espesor}} = \pi \cdot 0,03937 \text{ m} \cdot 0,0127 \text{ m} = 0,00157 \text{ m}^2$$

$$S_{\text{aleta}} = 2 \cdot 0,00071 \text{ m}^2 + 0,00157 \text{ m}^2 = 0,00299 \text{ m}^2$$

Por tanto:

$$N_{\text{aletas}}/m = \frac{321,57 \text{ m}^2}{(72 \cdot 0,00299 \text{ m}^2 \cdot 4,2672 \text{ m})} = 350,05 \frac{\text{aletas}}{\text{m}}$$

Se toma un número de aletas entero por lo que se necesitan 350 aletas.

#### **12.2.2.4.- Determinación del espesor de los tubos**

Según el Código ASME B31.3, la expresión que permite calcular el espesor de los tubos se recoge a continuación:

$$t = \left( \left( \frac{(P_D \cdot D_o)}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)} \right) + C \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{M}{100} \right)} \right) \quad [\text{A. 12.133}]$$

- Presión de diseño ( $P_D$ )

Según el Código ASME VIII-Div.1, la presión de diseño será un 10% superior a la de trabajo y la temperatura de diseño surge de aumentar 20 °C la temperatura máxima de trabajo en el equipo, por tanto se obtiene:

$$P_D = 1,1 \cdot 318,71 \text{ psi} = 350,58 \text{ psi}$$

Debido a que las pérdidas de carga sufridas por el fluido al atravesar los equipos anteriores son despreciables, se tomará como presión la inicial.

La presión de trabajo se obtiene por medio del balance realizado con el simulador Hysys versión 3.2.

- Temperatura de diseño ( $T_D$ )

$$T_D(\text{°C}) = 85 + 20 = 105 \text{ °C}$$

$$T_D(^{\circ}\text{F}) = 1,8 \cdot 105^{\circ}\text{C} + 32 = 221^{\circ}\text{F}$$

- Tensión máxima admisible (S)

El valor de la tensión máxima admisible según el Código ASME B31.3 para acero al carbono SA-285 a una temperatura de 300 °F, inmediatamente superior a la temperatura de diseño, tiene un valor de 15700 psi (véase **Tabla A.16.10** del Anexo 16).

- Eficiencia de la soldadura (E)

Según UW-12 del Código ASME VIII-Div1, para una junta a tope realizada por doble cordón de soldadura u otro método similar con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado sobre la superficie interior y exterior de la pieza E=1 (consúltese **Tabla A.16.17** del Anexo 16 del presente Proyecto).

- Factor Y

Teniendo en cuenta que la temperatura de diseño del material no excede los 900°F y que se trabaja con acero el valor de Y =0,4 (véase **Tabla A.16.16** del Anexo 16).

- Margen de corrosión (C)

Según el Código ASME VIII-Div.1, el margen de corrosión se obtiene como el producto de la vida útil del material por el desgaste que este material sufre anualmente en su espesor debido a la corrosión. Considerando un desgaste anual de 5 milésimas de pulgada y una vida útil del equipo de 17 años (véase **Tabla A.16.18** del Anexo 16), se obtiene un valor de C=0,085 pulgadas.

- Tolerancia de fabricación (M)

La tolerancia de fabricación que se adopta es de 12,5%.

Sustituyendo todos estos valores se obtiene:

$$t = \left( \frac{350,58 \text{ psi} \cdot 1 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 350,58 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,085 \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{12,5}{100} \right)} \right) = 0,11 \text{ in}$$

El valor que se escoge para el espesor es el valor estándar inmediatamente superior al calculado y para tubos con un diámetro exterior de 1 pulgada tiene un valor de 0,12 pulgadas.

Conocido este valor el diámetro interior se determina teniendo en cuenta que:

$$D_i = D_o - 2 \cdot t \quad [A. 12.134]$$

$$D_i = 1 \text{ in} - 2 \cdot 0,12 \text{ in} = 0,76 \text{ in} = 0,0193 \text{ m}$$

### **12.3.- Determinación de las características del banco de tubos**

Al igual que sucede con las primeras unidades, los tubos se agrupan formando bancos sometidos a una corriente de aire impulsada por ventiladores situados en la zona superior del sistema.

Conocida las propiedades de los tubos deben caracterizarse los bancos en los que estos van a situarse. Para ello debe definirse la magnitud conocida como anchura disponible del haz teniendo en cuenta que estos haces adoptarán forma cuadrada de manera que:

$$A_h = \frac{L}{4} \quad [A. 12.135]$$

$A_h$  simboliza la anchura disponible del haz y  $L$  es la longitud de los tubos expresada en m. De esta forma:

$$A_h = \frac{4,2672 \text{ m}}{4} = 1,0668 \text{ m}$$

Como ya se ha mencionado con anterioridad, el sistema consta de 3 filas de 24 tubos que se sitúan horizontalmente. Para conocer el número de tubos por ancho del haz se recurre a la siguiente expresión:

$$N_{tubos}/A_h = \left( \frac{A_h - 200}{Pitch} \right) - 0,5 \quad [A. 12.136]$$



El valor del pitch en estas condiciones es de 2,45 pulgadas.

$$N_{tubos}/A_h = \left( \frac{1066,8 \text{ mm} - 200}{2,45 \text{ in} \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ in}}} \right) - 0,5 = 13,428 \frac{\text{tubos}}{A_h}$$

Se elige un número entero e igual a 12 tubos por ancho del haz.

Conocido el número de tubos por ancho del haz y el número de tubos por fila es posible determinar el número de haces por medio de la relación:

$$N_{haces} = \frac{N_{tubos}/fila}{N_{tubos}/A_h} \quad [A. 12.137]$$

$$N_{haces} = \frac{24}{12} = 2$$

Se obtiene dos haces con 12 tubos por ancho del haz. Por lo que el número de tubos por haz será:

$$N_{tubos}/haz = \frac{N_{tubos}}{N_{haces}} \quad [A. 12.138]$$

$$N_{tubos}/haz = \frac{72}{2} = 36 \frac{\text{tubos}}{\text{haz}}$$

Por tanto, se obtienen 2 haces con 36 tubos por haz.

Una vez determinado el número de haces en los cuales se dispondrán los 72 tubos del sistema, es necesario dimensionar el haz.

Para calcular la altura y anchura de los haces, se dispone de las siguientes relaciones:

$$A_{haz}(\text{mm}) = A_c + 200 \quad [A. 12.139]$$

Para hallar la altura mínima del cabezal se recurre a la siguiente correlación:

$$A_c = (N_{tubos}/A_h - 1) \cdot pitch + D_{aleta} + 200 \quad [A. 12.140]$$

Sustituyendo el valor de los parámetros en la ecuación se obtiene:

$$A_c(mm) = (12 - 1) \cdot 62,23 \text{ mm} + 39,37 \text{ mm} + 200 \text{ mm} = 923,9 \text{ mm}$$

Este valor de  $A_c$  es muy cercano al valor de la anchura disponible del haz. La anchura recomendada para el haz requiere sumar a este valor 200 milímetros como margen de seguridad.

$$A_{haz}(mm) = 923,9 \text{ mm} + 200 \text{ mm} = 1123,9 \text{ mm}$$

La anchura total de la sección para el sistema de banco de tubos se determina acudiendo a la expresión:

$$A_s = (A_{haz} + 40) \cdot N_{haces} + 60 \quad [A. 12.141]$$

Sustituyendo valores en la ecuación:

$$A_s = (1123,9 + 40) \cdot 2 + 60 = 2387,8 \text{ mm} = 2,39 \text{ m}$$

La longitud del haz coincide con la longitud de los tubos.

#### **12.4.- Determinación de las pérdidas de carga a través del banco de tubos**

La relación que permite conocer esta propiedad es la siguiente:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{\rho \cdot D_i} \quad [A. 12.142]$$

- *Determinación de la velocidad másica*

La velocidad másica debe calcularse de acuerdo con la relación:

$$G = \frac{4 \cdot M \cdot n_t}{(\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t)} \quad [A. 12.143]$$

Admitiendo un único paso por tubo se obtiene:

$$G = \frac{4 \cdot 17,475 \frac{kg}{s}}{(\pi \cdot (0,0193 \text{ m})^2 \cdot 72)} = 829,6 \text{ kg/s} \cdot m^2$$

▪ *Determinación de factor de fricción*

El factor de fricción se halla gráficamente a partir del Reynolds y de la rugosidad relativa del material.

La rugosidad de tubos de acero comercial es de 0,00015 y la rugosidad relativa  $\varepsilon/D_i=0,0002$  (véase **Figura A.16.5** del Anexo 16).

El número de Reynolds se define:

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu} \quad [A. 12.144]$$

$$Re = \frac{829,6 \frac{kg}{s \cdot m^2} \cdot 0,0193 m}{3,59 \cdot 10^{-4} \frac{kg \cdot s}{m \cdot s^2}} = 4,45 \cdot 10^4$$

A partir de la gráfica de Moody recogida en el Anexo 16 se obtiene un factor de fricción,  $f=0,023$ .

Todos los valores de la **Ecuación A.12.142** son conocidos por lo que:

$$\Delta P = \frac{0,023 \cdot \left(829,6 \frac{kg}{s \cdot m^2}\right)^2 \cdot 4,2672 m}{\left(728,75 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,0193 m\right)} = 4802,55 Pa = 0,048 bar$$

## 12.5.- Caracterización del sistema de impulsión

La refrigeración del sistema se va a llevar a cabo por medio de grandes caudales de aire movidos e impulsados por ventiladores situados en la parte superior de la sección del aereorrefrigerante. Para este tipo de sistema de refrigeración el aumento de temperatura del aire durante la refrigeración está en torno a los 15-20 °C. Debido a este hecho, el ventilador impulsará aire a 30 °C y lo devolverá a la atmósfera con una temperatura de 45 °C. Se van a emplear también ventiladores axiales.

### 12.5.1.- Determinación del caudal de aire

El caudal de aire total que debe ser impulsado se determina recurriendo a la expresión:

$$Q = W_{aire} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad [A. 12.145]$$

Los valores para estas variables se obtienen de los balances de materia y de energía realizados con el simulador Hysys versión 3.2.

- $C_p = 0,9924 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$
- $Q = 6,08 \cdot 10^2 \text{ kJ} \cdot \text{s}^{-1}$

Sustituyendo ahora estos valores se obtiene:

$$W_{aire} = \frac{6,08 \cdot 10^2 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{(0,9924 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (318 - 303) \text{ K})} = 40,866 \text{ kg/s}$$

### 12.5.2.- Determinación del diámetro del ventilador

El diámetro del ventilador requerido para el sistema se calcula por medio de la expresión:

$$D_{ventilador} = 0,5 \cdot \sqrt{A_s \cdot L} \quad [A. 12.146]$$

En esta ecuación  $A_s$  es la anchura de la sección ya calculada en m y L es la longitud de los tubos en m.

$$D_{ventilador} = 0,5 \cdot \sqrt{2,39 \text{ m} \cdot 4,2672 \text{ m}} = 1,6 \text{ m} = 5,23 \text{ ft}$$

El valor estándar del diámetro que se elige es inmediatamente superior e igual a 5,5 pies.

### 12.5.3.- Determinación del número de ventiladores

Para calcular dicho parámetro se recurre a la expresión:

$$N_{ventiladores} = \frac{A_s \cdot L_h}{S_v} \quad [A. 12.147]$$

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{A_s \cdot L_h}{\left(\pi \cdot \frac{D_{\text{ventilador}}^2}{4}\right)} \quad [\text{A. 12.148}]$$

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{2,39 \text{ m} \cdot 4,2672 \text{ m}}{\left(\pi \cdot \frac{(1,676 \text{ m})^2}{4}\right)} = 4,62$$

Por tanto el sistema requiere 5 ventiladores de 5,5 pies de diámetro.

#### 12.5.4.- Determinación de la potencia real de los ventiladores

La potencia requerida por el sistema de ventilación se determina por medio de la expresión:

$$P_{\text{real}} = \frac{P_i}{\eta \cdot E} \quad [\text{A. 12.149}]$$

La potencia ideal, además se calcula como:

$$P_i = 0,04 \cdot S_f \quad [\text{A. 12.150}]$$

$S_f$  simboliza la superficie frontal del sistema en  $\text{ft}^2$ .

$$S_f = A_s \cdot L_h \quad [\text{A. 12.151}]$$

Sustituyendo estas variables se obtiene:

$$S_f = 2,39 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0,3048 \text{ m}} \cdot 4,2672 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0,3048 \text{ m}} = 109,64 \text{ ft}^2$$

$$P_i = 0,04 \cdot 109,64 = 4,38 \text{ C.V.} \cdot \frac{736 \text{ W}}{1 \text{ C.V.}} = 3.223,68 \text{ W}$$

El rendimiento máximo y la potencia de los impulsores que se consideran serán análogos a los de las primeras unidades.

$$P_{\text{real}} = \frac{4,38 \text{ C.V.}}{(0,95 \cdot 0,78)} = 5,91 \text{ C.V.} \cdot \frac{736 \text{ W}}{1 \text{ C.V.}} = 4.349,76 \text{ W}$$

Por tanto la potencia requerida por cada ventilador será:

$$P_{\text{ventilador}} = \frac{P_{\text{real}}}{N_v} \quad [A. 12.152]$$

$$P_{\text{ventilador}} = \frac{4.349,76 \text{ W}}{5} = 896,95 \text{ W}$$

A continuación se recoge una tabla resumen con las principales características del cuarto equipo de refrigeración.

Tabla A.12.12:  
Propiedades del aéreo 4

<b>Dimensión</b>	<b>Valor de la dimensión</b>
D <sub>o</sub> tubos	2,54 cm
e <sub>tubos</sub>	0,3048 cm
D <sub>i</sub> tubos	1,93 cm
Pitch	6,223 cm
N <sub>tubos</sub>	72
L <sub>tubos</sub>	4,2672 m
N <sub>tubos/fila</sub>	24
S <sub>aletas</sub>	0,00299 m <sup>2</sup>
N <sub>aletas/tubo</sub>	350
N <sub>tubos por ancho de haz</sub>	12
N <sub>haces</sub>	2
N <sub>tubos/haz</sub>	36
Anchura del haz	1,124 m
Anchura de sección	2,39 m
L <sub>haz</sub>	4,2672 m
D <sub>ventilador</sub>	1,676 m
N <sub>ventiladores</sub>	5
P <sub>ventiladores</sub>	0,896 kW

Caracterizado estos cuatro aéreos de la serie se procede al diseño del quinto y último equipo de refrigeración.

## **AÉREO 5**

### **12.2.1.- Caracterización de las corrientes**

La misión del último equipo de refrigeración será recibir la corriente proveniente del cuarto a 67,5 °C y reducir su temperatura hasta 50 °C para su consiguiente almacenamiento en los tanques. Para ello la corriente de alimentación atravesará los tubos dispuestos en bancos mientras que el aire exterior movido por los ventiladores actuará de fluido refrigerante. En dicho proceso, el aire de refrigeración a 30 °C se devolverá al medio a la temperatura de 45 °C.

### **12.2.2.- Determinación de las dimensiones de los tubos**

Se procede de forma análoga a la descrita para la determinación de las dimensiones de los primeros cuatro equipos de refrigeración.

#### ***12.2.2.1.- Caracterización de la superficie aleteada***

Las aletas empleadas en la superficie de los tubos son idénticas a las empleadas en los otros cuatro equipos precedentes. El número de aletas por metro lineal de tubo puede variar al depender, además de la propia naturaleza de la aleta, de la superficie disponible para la transferencia de calor.

#### ***12.2.2.2.- Determinación de la longitud de los tubos***

Se determina por medio de la expresión ya recogida:

$$Q = U \cdot A_t \cdot \Delta t_m \quad [A.12.153]$$

Como sucede con el equipo anterior, es necesario hallar el valor de  $\Delta t_m$  y del coeficiente global de transmisión de calor.

- *Determinación de la diferencia de temperaturas media logarítmica*

Para calcular este parámetro se recurre a la relación ya conocida:

$$LMTD = \frac{(T_{C,L} - T_{F,L}) - (T_{C,O} - T_{F,O})}{Ln \frac{(T_{C,L} - T_{F,L})}{(T_{C,O} - T_{F,O})}} \quad [A. 12.154]$$

Donde los subíndices C y F hacen referencia al fluido frío y al caliente respectivamente y O y L a las posiciones a lo largo de los tubos. Por medio del diagrama térmico se tiene:

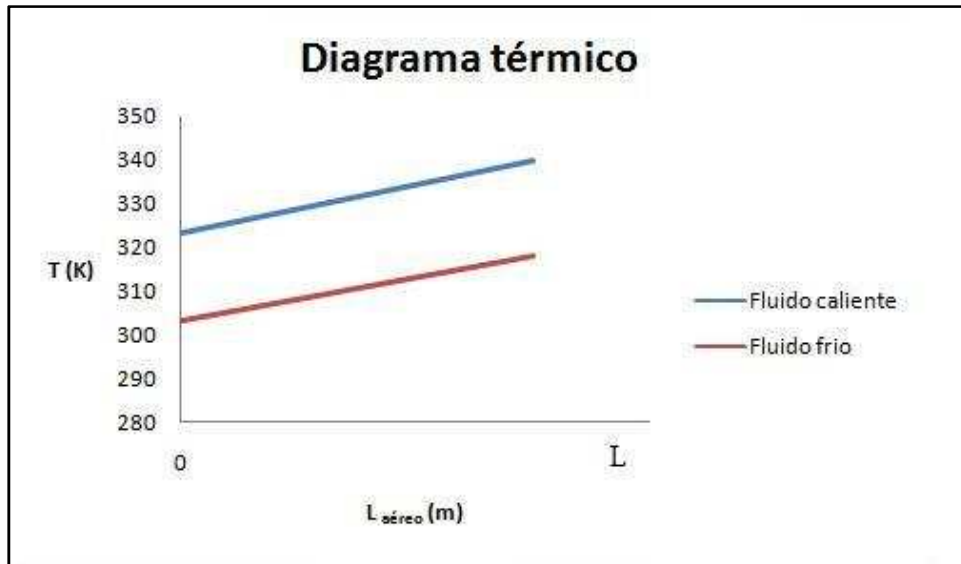


Figura A.12.5: Diagrama térmico del aéreo 5

- $T_{C,L} = 67,5 \text{ }^\circ\text{C}$ , 340,5 K
- $T_{C,O} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ , 323 K
- $T_{F,L} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ , 318 K
- $T_{F,O} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ , 303 K

Sustituyendo estos valores en la **Ecuación A.12.154** se obtiene:

$$LMTD = \frac{(340,5 - 318) - (323 - 303) K}{Ln \frac{(340,5 - 318)}{(323 - 303)}} = 21,22 K$$

Para el tipo de sistema actual  $LMTD = \Delta t_m$ , debido a que el fluido experimenta un único paso por el haz de tubos.



- *Determinación del coeficiente global de transmisión de calor, U*

El coeficiente global de transmisión de calor referido al área exterior de los tubos se define como:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + R_i'' \frac{D_o}{D_i} + D_o \frac{\ln(r_o/r_i)}{2 \cdot k_m} + R_o'' + \frac{1}{h_o} \quad [A. 12.155]$$

### **Coeficiente de película interna de los tubos ( $h_i$ )**

Para determinar este coeficiente se dispone de la relación:

$$Nu_d = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \quad [A. 12.156]$$

El número de Nusselt depende del Reynolds con lo cual:

$$Re = \frac{4 \cdot W_m}{\mu \cdot \pi \cdot D_i} \quad [A. 12.157]$$

Las propiedades  $\mu$ ,  $K$  y  $Pr$  se hallan como una media ponderada de las propiedades de cada uno de los productos presentes en la alimentación a la temperatura media entre la entrada y la salida  $T_m=58,75$  °C de manera que:

$$Propiedad = \sum_{i=1}^3 propiedad_i \cdot x_i \quad [A. 12.158]$$

A continuación se tabulan estas propiedades para cada uno de los compuestos que componen la corriente de proceso:

Tabla A.12.13:  
Propiedades del sistema a  $T_m=58,75$  °C

<b>Propiedad</b>	<b>Unidad</b>	<b>Tolueno</b>	<b>Ciclohexano</b>	<b>Metano</b>
Viscosidad	Pa·s	0,00042	0,00046	$1,2 \cdot 10^{-5}$
Conductividad	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	0,124	0,11	0,0388
Prandtl	-	5,55	9,51	0,7383
Composición	-	0,000862	0,999122	0,000016

Las propiedades para la corriente serán entonces:

Tabla A.12.14:  
Propiedades de la corriente a Tm=58,75 °C

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
$\mu_{\text{sistema}}$	$4,599 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
$K_{\text{sistema}}$	$0,11 \text{ W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$
$Pr_{\text{sistema}}$	9,5

El caudal másico de la alimentación tiene un valor de  $17,475 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Los datos de las propiedades son de bibliografía (véase **Figura A.16.2** y **A.16.3** y **Tabla A.16.6** del Anexo 16. Para determinar el número de Prandtl se extrapola su valor a partir de los contenidos en las **Tablas A.16.6, A.16.7** y **A.16.8** del Anexo 16 para el ciclohexano y el tolueno respectivamente). El valor del caudal másico se ha obtenido por medio del simulador Hysys versión 3.2.

Conocidos todos estos datos se obtiene:

$$Re = \frac{4 \cdot 17,475 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{(\pi \cdot 0,0193 \text{ m} \cdot 4,599 \cdot 10^{-4} \text{ s} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2})} = 2,5 \cdot 10^6$$

El cálculo del valor del diámetro interior se recoge en el **Apartado 12.2.2.4** correspondiente al quinto y último aéreo del presente Anexo.

La relación que permite calcular el Nusselt en régimen turbulento se recoge a continuación:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot (Pr)^n \quad [A. 12.159]$$

Donde n toma el valor de 0,4. Sustituyendo estos valores se obtiene:

$$Nu_d = 0,023 \cdot (2,5 \cdot 10^6)^{4/5} \cdot (9,5)^{0,4} = 7,433 \cdot 10^3$$

$$h_i = \frac{7,433 \cdot 10^3 \cdot 0,11 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}}{(0,0193 \text{ m})} = 4,23 \cdot 10^4 \text{ W/K} \cdot \text{m}^2$$

### Coefficiente de película externo ( $h_o$ )

Esta propiedad se determina por medio de la relación:

$$Nu_d = \frac{h_o \cdot D_o}{k} \quad [A. 12.160]$$

$$Re = \frac{4 \cdot W_{aire}}{(\pi \cdot D_o \cdot \mu)} \quad [A. 12.161]$$

Las unidades para estas variables son idénticas a las ya especificadas para los equipos calculados con anterioridad.

El valor de estos parámetros es el siguiente:

- $D_o = 2,54 \text{ cm}$
- $K = 2,47 \cdot 10^{-2} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- $\mu = 1,88 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
- $W_{aire} = 38,79 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- $Pr = 0,757$
- $C_p = 0,9924 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$ .

El número de Prandtl para el aire se ha calculado teniendo en cuenta que:

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad [A. 12.162]$$

$$Pr = \frac{0,9924 \frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{kg}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}} \cdot 1,88 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}}{2,47 \cdot 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}}} = 0,757$$

Los valores de  $K$ ,  $C_p$  y  $\mu$  son los mismos que en el caso de los aéreos anteriores. El valor del diámetro exterior está tabulado para cambiadores con disposición de tubos cuadrada (consúltese **Tabla A.16.13** del Anexo 16). El cálculo del caudal másico de aire se recoge en el **Apartado 12.5.1** correspondiente al quinto aereorrefrigerante del Anexo actual.

Sustituyendo todos estos valores en la **Relación A.12.161** se obtiene el número de Re:

$$Re = \frac{4 \cdot 38,79 \frac{kg}{s}}{(1,88 \cdot 10^{-5} \frac{kg \cdot s}{m \cdot s^2} \cdot \pi \cdot 0,0254 m)} = 1,034 \cdot 10^8$$

$$Nu_d = 0,023 \cdot (1,034 \cdot 10^8)^{4/5} \cdot (0,757)^{0,4} = 5,31 \cdot 10^4$$

$$h_o = \frac{5,31 \cdot 10^4 \cdot 2,47 \cdot 10^{-2} \frac{W}{K \cdot m}}{(0,0254 m)} = 5,16 \cdot 10^4 W/K \cdot m^2$$

Determinados los coeficientes de película interna y externa y sabiendo por medio de la bibliografía [Perry et al, 2001] que el valor de  $K_m$  para acero SA-285 a la temperatura 189,5 °F es de  $4,956 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$  y que los coeficientes  $R_{f,i}$  y  $R_{f,o}$  conservan su valor, se halla el coeficiente global de transmisión de calor U:

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_o} &= \left( \frac{0,0254m}{0,0193m \cdot 4,23 \cdot 10^4 \frac{W}{K \cdot m^2}} \right) + 0,0004 \frac{K \cdot m^2}{W} \cdot \frac{0,0254m}{0,0193m} \\ &+ \left( \frac{0,0254m \cdot \ln \left( \frac{0,0127m}{0,00965m} \right)}{2 \cdot 4,956 \frac{W}{m \cdot K}} \right) + 0,0002 \frac{K \cdot m^2}{W} + \frac{1}{5,16 \cdot 10^4 \frac{W}{K \cdot m^2}} \\ &= 0,00148 K \cdot m^2 / W \end{aligned}$$

Por tanto  $U_o = 675,67 W \cdot K^{-1} \cdot m^{-2}$ .

Sabiendo por medio el balance de energía realizado con el simulador Hysys versión 3.2 que  $Q = 5,78 \cdot 10^2 kJ \cdot s^{-1}$  se tiene:

$$A_t = \frac{5,78 \cdot 10^2 \frac{kJ}{s} \cdot \frac{1000 J}{1 kJ}}{(675,67 \frac{W}{K \cdot m^2} \cdot 21,22 K)} = 40,31 m^2$$

El área que se acaba de calcular corresponde al área disponible para todos los tubos, por lo que es necesario antes de conocer la longitud de los mismos estimar el número de tubos que se requieren en el proceso de manera que se tiene:

$$N_{tubos} = \frac{W_m}{v \cdot \frac{D_i^2}{4} \cdot \pi \cdot \rho} \quad [A. 12.163]$$

Como valor de velocidad se toma el recomendado por la bibliografía para corriente líquida de proceso cuyos límites se encuentran entre 4-6,5 ft·s<sup>-1</sup>. El elegido es de 4 ft·s<sup>-1</sup> (consúltese **Tabla A.16.21** del Anexo 16 del presente Proyecto).

La densidad se obtiene por medio del balance de materia realizado con simulador Hysys versión 3.2 y tiene un valor de 745,3 kg·m<sup>-3</sup>.

Por tanto:

$$N_t = \frac{17,475 \frac{kg}{s}}{\left(4 \frac{ft}{s} \cdot \frac{0,3048 m}{1 ft} \cdot \pi \cdot \frac{(0,0193 m)^2}{4} \cdot 745,3 \frac{kg}{m^3}\right)} = 65,74$$

Este número de tubos indica que son necesarios como mínimo 66 tubos para alcanzar el objeto propuesto. El número de tubos definitivo se elige teniendo en cuenta que la velocidad de paso a través de los mismos sea similar a la determinada por medio de la bibliografía.

$$v_t = \frac{W_m}{(N_t \cdot \pi \cdot \frac{D_i^2}{4} \cdot \rho)} \quad [A. 12.164]$$

Si se eligen 72 se obtiene una velocidad de:

$$v_t = \frac{17,475 \frac{kg}{s}}{\left(72 \cdot \pi \cdot \frac{(0,0193 m)^2}{4} \cdot 745,3 \frac{kg}{m^3}\right)} = 1,11 m/s$$

Con un número de tubos de 72 la velocidad es similar a la recomendada por la bibliografía. Estos 72 tubos se dispondrán en 3 filas de 24 tubos.

Conocidos los valores del área disponible para la transmisión de calor a través de los tubos, el número de tubos y el diámetro interior es posible conocer la longitud de los tubos recurriendo a la relación:

$$A_o = \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N_t \quad [A. 12.165]$$

$$L = \frac{40,31 \text{ m}^2}{(0,0254 \text{ m} \cdot \pi \cdot 72)} = 7,02 \text{ m}$$

Normalmente debe elegirse un valor comercial para la longitud de los tubos inmediatamente superior a la obtenida por lo que la longitud de los tubos será de 24 pies, es decir, 7,3152 metros.

### **12.2.2.3.- Determinación del área de la superficie aleteada**

La expresión para conocer el área de la superficie aleteada se recoge a continuación:

$$A_{aletas} = A_{sistema} - A_o \quad [A. 12.166]$$

Para conocer el área total se recurre a la **Expresión A.12.153** con la salvedad de que en este caso el valor del coeficiente global para la transmisión de calor U se toma de la bibliografía [Douglas, J.M., 1ª Edición] para sistemas refrigerados por aire siendo  $U=45,6 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ .

$$A_{sistema} = \frac{5,78 \cdot 10^2 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}}}{\left(45,6 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2} \cdot 21,22 \text{ K}\right)} = 597,33 \text{ m}^2$$

Por tanto:

$$A_{aletas} = (597,33 - 40,31) \text{ m}^2 = 557 \text{ m}^2$$

Conocida el área disponible para la transmisión de calor a través de las aletas es posible calcular el número de aletas por metro lineal de tubería a través del área de una única aleta:

$$N_{aletas}/m = \frac{A_{aletas}}{(N_t \cdot S_{aleta} \cdot L)} \quad [A. 12.167]$$

La superficie de las aletas a su vez se calcula por medio de las ecuaciones:

$$S_{aleta} = 2 \cdot S_{frontal} + S_{espesor} \quad [A. 12.168]$$

$$S_{frontal} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{aleta}^2 - D_o^2) \quad [A. 12.169]$$

$$S_{espesor} = \pi \cdot e_a \cdot D_{aleta} \quad [A. 12.170]$$

Donde las unidades de todos estos parámetros son idénticas a las determinadas con anterioridad.

Todas estas propiedades se encuentran en la **Tabla A.7.1** del **Apartado 7.2.2.1** del Anexo 7. En este caso el valor del diámetro de la aleta es equivalente a su altura.

$$S_{frontal} = \frac{\pi}{4} \cdot ((0,03937 \text{ m})^2 - (0,0254 \text{ m})^2) = 0,00071 \text{ m}^2$$

$$S_{espesor} = \pi \cdot 0,03937 \text{ m} \cdot 0,0127 \text{ m} = 0,00157 \text{ m}^2$$

$$S_{aleta} = 2 \cdot 0,00071 \text{ m}^2 + 0,00157 \text{ m}^2 = 0,00299 \text{ m}^2$$

Por tanto:

$$N_{aletas}/m = \frac{557 \text{ m}^2}{(72 \cdot 0,00299 \text{ m}^2 \cdot 7,3152 \text{ m})} = 353,7 \frac{\text{aletas}}{\text{m}}$$

Se toma un número de aletas entero por lo que se necesitan 354 aletas.

#### **12.2.2.4.- Determinación del espesor de los tubos**

Según el Código ASME B31.3, la expresión que permite calcular el espesor de los tubos se recoge a continuación:

$$t = \left( \left( \frac{(P_D \cdot D_o)}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)} \right) + C \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{M}{100} \right)} \right) \quad [A. 12.171]$$

- Presión de diseño ( $P_D$ )

Según el Código ASME VIII-Div.1, la presión de diseño será un 10% superior a la de trabajo y la temperatura de diseño surge de aumentar 20 °C la temperatura máxima de trabajo en el equipo, por tanto se obtiene:

$$P_D = 1,1 \cdot 318,71 \text{ psi} = 350,58 \text{ psi}$$

Debido a que las pérdidas de carga sufridas por el fluido a lo largo de los sistemas anteriores son escasas se toma la presión inicial para hallar la presión de diseño.

La presión de trabajo se obtiene por medio del balance realizado con el simulador Hysys versión 3.2.

- Temperatura de diseño ( $T_D$ )

$$T_D(^{\circ}\text{C}) = 67,5 + 20 = 87,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_D(^{\circ}\text{F}) = 1,8 \cdot 87,5 \text{ }^{\circ}\text{C} + 32 = 189,5 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

- Tensión máxima admisible (S)

El valor de la tensión máxima admisible según el Código ASME B31.3 para acero al carbono SA-285 a una temperatura de 200 °F, inmediatamente superior a la temperatura de diseño, tiene un valor de 15700 psi (véase **Tabla A.16.10** del Anexo 16).

- Eficiencia de la soldadura (E)

Según UW-12 del Código ASME VIII-Div1, para una junta a tope realizada por doble cordón de soldadura u otro método similar con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado sobre la superficie interior y exterior de la pieza  $E=1$  (véase **Tabla A.16.17** del Anexo 16).



- Factor Y

Teniendo en cuenta que la temperatura de diseño del material no excede los 900 °F y que se trabaja con acero el valor de Y =0,4 (consúltese **Tabla A.16.16** del Anexo 16).

- Margen de corrosión (C)

Según el Código ASME VIII-Div.1, el margen de corrosión se obtiene como el producto de la vida útil del material por el desgaste que este material sufre anualmente en su espesor debido a la corrosión. Considerando un desgaste anual de 5 milésimas de pulgada y una vida útil del equipo de 17 años (véase **Tabla A.16.18** del Anexo 16), se obtiene un valor de C=0,085 pulgadas.

- Tolerancia de fabricación (M)

La tolerancia de fabricación que se adopta es de 12,5%.

Sustituyendo todos estos valores se obtiene:

$$t = \left( \frac{350,58 \text{ psi} \cdot 1 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 350,58 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,085 \text{ in} \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{12,5}{100} \right)} \right) = 0,11 \text{ in}$$

El valor que se escoge para el espesor es el valor estándar inmediatamente superior al calculado y para tubos con un diámetro exterior de 1 pulgada tiene un valor de 0,12 pulgadas.

Conocido este valor el diámetro interior se determina teniendo en cuenta que:

$$D_i = D_o - 2 \cdot t \quad [A. 12.172]$$

$$D_i = 1 \text{ in} - 2 \cdot 0,12 \text{ in} = 0,76 \text{ in} = 0,0193 \text{ m}$$

### **12.3.- Determinación de las características del banco de tubos**

Al igual que sucede con las primeras unidades, los tubos se agrupan formando bancos sometidos a una corriente de aire impulsada por ventiladores situados en la zona superior del sistema.

Conocida las propiedades de los tubos deben caracterizarse los bancos en los que estos van a situarse. Para ello debe definirse la magnitud conocida como anchura disponible del haz teniendo en cuenta que estos haces adoptarán forma cuadrada de manera que:

$$A_h = \frac{L}{4} \quad [A. 12.173]$$

$A_h$  simboliza la anchura disponible del haz y  $L$  es la longitud de los tubos expresada en m. De esta forma:

$$A_h = \frac{7,3152 \text{ m}}{4} = 1,8288 \text{ m}$$

Como ya se ha mencionado con anterioridad, el sistema consta de 3 filas de 24 tubos que se sitúan horizontalmente. Para conocer el número de tubos por ancho del haz se recurre a la siguiente expresión:

$$N_{tubos}/A_h = \left( \frac{A_h - 200}{Pitch} \right) - 0,5 \quad [A. 12.174]$$

El valor del pitch en estas condiciones es de 2,45 pulgadas.

$$N_{tubos}/A_h = \left( \frac{1828,8 \text{ mm} - 200}{2,45 \text{ in} \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ in}}} \right) - 0,5 = 25,67 \frac{\text{tubos}}{A_h}$$

Se elige un número de tubos inferior e igual a 12 tubos por ancho del haz con el fin de que todos los tubos puedan situarse en 2 haces.

Conocido el número de tubos por ancho del haz y el número de tubos por fila es posible determinar el número de haces por medio de la relación:

$$N_{haces} = \frac{N_{tubos}/fila}{N_{tubos}/A_h} \quad [A. 12.175]$$

$$N_{haces} = \frac{24}{12} = 2$$

Se obtiene dos haces con 12 tubos por ancho del haz. Por lo que el número de tubos por haz será:

$$N_{tubos}/haz = \frac{N_{tubos}}{N_{haces}} \quad [A. 12.176]$$

$$N_{tubos}/haz = \frac{72}{2} = 36 \frac{tubos}{haz}$$

Por tanto, los tubos se distribuyen en dos haces con 36 tubos cada uno de ellos.

Una vez determinado el número de haces en los cuales se dispondrán los 72 tubos del sistema, es necesario dimensionar el haz.

Para calcular la altura y anchura de los haces, se dispone de las siguientes relaciones:

$$A_{haz}(mm) = A_c + 200 \quad [A. 12.177]$$

Para hallar la altura mínima del cabezal se recurre a la siguiente correlación:

$$A_c = (N_{tubos}/A_h - 1) \cdot pitch + D_{aleta} + 200 \quad [A. 12.178]$$

Sustituyendo el valor de los parámetros en la ecuación se obtiene:

$$A_c(mm) = (12 - 1) \cdot 62,23 \text{ mm} + 39,37 \text{ mm} + 200 \text{ mm} = 923,9 \text{ mm}$$

Este valor de  $A_c$  es muy cercano al valor de la anchura disponible del haz. La anchura recomendada para el haz requiere sumar a este valor 200 milímetros como margen de seguridad.

$$A_{haz}(mm) = 923,9 + 200 = 1123,9 \text{ mm}$$

La anchura total de la sección para el sistema de banco de tubos se determina acudiendo a la expresión:

$$A_s = (A_{haz} + 40) \cdot N_{haces} + 60 \quad [A. 12.179]$$

Sustituyendo valores en la ecuación:

$$A_s = (1123,9 + 40) \cdot 2 + 60 = 2387,8 \text{ mm} = 2,39 \text{ m}$$

La longitud del haz coincide con la longitud de los tubos.

## 12.4.- Determinación de las pérdidas de carga a través del banco de tubos

La relación que permite conocer esta propiedad es la siguiente:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{\rho \cdot D_i} \quad [A. 12.180]$$

- *Determinación de la velocidad másica*

La velocidad másica debe calcularse de acuerdo con la relación:

$$G = \frac{4 \cdot M \cdot n_t}{(\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t)} \quad [A. 12.181]$$

Admitiendo un único paso por tubo se obtiene:

$$G = \frac{4 \cdot 17,475 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{(\pi \cdot (0,0193 \text{ m})^2 \cdot 72)} = 829,62 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$$

- *Determinación de factor de fricción*

El factor de fricción se halla gráficamente a partir del Reynolds y de la rugosidad relativa del material.

La rugosidad de tubos de acero comercial es de 0,00015 y la rugosidad relativa  $\varepsilon/D_i=0,0002$  (véase **Figura A.16.5** del Anexo 16).

El número de Reynolds se define:

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu} \quad [A. 12.182]$$

$$Re = \frac{829,62 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2} \cdot 0,0193 \text{ m}}{4,599 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}} = 3,48 \cdot 10^4$$

A partir de la gráfica de Moody recogida en el Anexo 16 se obtiene un factor de fricción,  $f=0,024$

Todos los valores de la **Ecuación A.12.180** son conocidos por lo que:

$$\Delta P = \frac{0,024 \cdot (829,62 \frac{kg}{s \cdot m^2})^2 \cdot 7,3152 m}{\left(745,3 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,0193 m\right)} = 8400,54 Pa = 0,084 bar$$

## 12.5.- Caracterización del sistema de impulsión

La refrigeración del sistema se va a llevar a cabo por medio de grandes caudales de aire movidos e impulsados por ventiladores situados en la parte superior de la sección del aereorrefrigerante. Para este tipo de sistema de refrigeración el aumento de temperatura del aire durante la refrigeración está en torno a los 15-20 °C. Debido a este hecho, el ventilador impulsará aire a 30 °C y lo devolverá a la atmósfera con una temperatura de 45 °C.

Tal y como en el caso anterior también se van a emplear ventiladores axiales.

### 12.5.1.- Determinación del caudal de aire

El caudal de aire total que debe ser impulsado se determina recurriendo a la expresión:

$$Q = W_{aire} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad [A. 12.183]$$

Los valores para estas variables se obtienen de los balances de materia y de energía realizados con el simulador Hysys versión 3.2.

- $C_p=0,9924 \text{ kJ}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{kg}^{-1}$
- $Q=5,78\cdot 10^2 \text{ kJ}\cdot\text{s}^{-1}$

Sustituyendo ahora estos valores se obtiene:

$$W_{aire} = \frac{5,78 \cdot 10^2 \frac{kJ}{s}}{\left(0,9924 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (318 - 303) K\right)} = 38,79 \text{ kg/s}$$

### 12.5.2.- Determinación del diámetro del ventilador

El diámetro del ventilador requerido para el sistema se calcula por medio de la expresión:

$$D_{\text{ventilador}} = 0,5 \cdot \sqrt{A_s \cdot L} \quad [A. 12.184]$$

En esta ecuación  $A_s$  es la anchura de la sección ya calculada en m y  $L$  es la longitud de los tubos en m.

$$D_{\text{ventilador}} = 0,5 \cdot \sqrt{2,39 \text{ m} \cdot 7,3152 \text{ m}} = 2,09 \text{ m} = 6,85 \text{ ft}$$

El valor estándar del diámetro que se elige es igual a 7 pies (2,1336 m).

### 12.5.3.- Determinación del número de ventiladores

Para calcular dicho parámetro se recurre a la expresión:

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{A_s \cdot L_h}{S_v} \quad [A. 12.185]$$

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{A_s \cdot L_h}{\left(\pi \cdot \frac{D_{\text{ventilador}}^2}{4}\right)} \quad [A. 12.186]$$

$$N_{\text{ventiladores}} = \frac{2,39 \text{ m} \cdot 7,3152 \text{ m}}{\left(\pi \cdot \frac{(2,1336 \text{ m})^2}{4}\right)} = 4,9$$

Por tanto el sistema requiere 5 ventiladores de 7 pies de diámetro.

### 12.5.4.- Determinación de la potencia real de los ventiladores

La potencia requerida por el sistema de ventilación se determina por medio de la expresión:

$$P_{\text{real}} = \frac{P_i}{\eta \cdot E} \quad [A. 12.187]$$

La potencia ideal, además se calcula como:

$$P_i = 0,04 \cdot S_f \quad [A. 12.188]$$

$S_f$  simboliza la superficie frontal del sistema en  $ft^2$ .

$$S_f = A_s \cdot L_h \quad [A. 12.189]$$

Sustituyendo estas variables se obtiene:

$$S_f = 2,39 \text{ m} \cdot 7,3152 \text{ m} = 17,48 \text{ m}^2 = 188,2 \text{ ft}^2$$

$$P_i = 0,04 \cdot 188,2 = 7,53 \text{ C.V.} \cdot \frac{736 \text{ W}}{1 \text{ C.V.}} = 5.540,6 \text{ W}$$

El rendimiento máximo y la potencia de los impulsores que se consideran serán análogos a los de las primeras unidades.

$$P_{real} = \frac{7,53 \text{ C.V.}}{(0,95 \cdot 0,78)} = 11 \text{ C.V.} \cdot \frac{736 \text{ W}}{1 \text{ C.V.}} = 8.102,46 \text{ W}$$

Por tanto la potencia requerida por cada ventilador será:

$$P_{ventilador} = \frac{P_{real}}{N_v} \quad [A. 12.190]$$

$$P_{ventilador} = \frac{8.102,46 \text{ W}}{5} = 1.620,5 \text{ W}$$

A continuación se recoge una tabla resumen con las principales características del quinto equipo de refrigeración.

Tabla A.12.15:  
Propiedades del aéreo 5

<b>Dimensión</b>	<b>Valor de la dimensión</b>
$D_o$ tubos	2,54 cm
$e$ tubos	0,3048 cm
$D_i$ tubos	1,93 cm
Pitch	6,223 cm
$N_{\text{tubos}}$	72
$L_{\text{tubos}}$	7,3152 m
$N_{\text{tubos/fila}}$	24
$S_{\text{aletas}}$	0,00299 m <sup>2</sup>
$N_{\text{aletas/tubo}}$	354
$N_{\text{tubos por ancho de haz}}$	12
$N_{\text{haces}}$	3
$N_{\text{tubos/haz}}$	36
Anchura del haz	1,124 m
Anchura de sección	2,39 m
$L_{\text{haz}}$	7,3152 m
$D_{\text{ventilador}}$	2,1336 m
$N_{\text{ventiladores}}$	5
$P_{\text{ventiladores}}$	1,62 kW

## 12.6.- Especificaciones del sistema de aereorrefrigerantes

Cada uno de los cinco aéreos diseñados está provisto de los correspondientes tubos que forman el banco, así como por los cabezales. Estos últimos, al igual que en el caso de los intercambiadores de calor serán desmontables: un cabezal de distribución de tipo A, canal y cabeza desmontable, y otro de retorno tipo, S.

La conexión entre la salida de la corriente de un equipo a otro se lleva a cabo por medio de un tramo de conducción de 0,2 metros de longitud, construida en acero SA-285 y de 6 pulgadas de diámetro exterior, el cual coincide con el diámetro de la tubería que conecta la salida del intercambiador IC-03 con dicho equipo, es decir, la conducción designada bajo el nombre de línea 22 (consúltese Anexo 14 del presente Proyecto Fin de Carrera).



## ANEXO 13: DISEÑO DE LOS DEPÓSITOS DE ALMACENAMIENTO

### 13.1.- Diseño de los depósitos de benceno

#### 13.1.1.- Introducción

Como se justificó en la Memoria, se diseñan depósitos cilíndricos de disposición vertical y de fondo plano. En cuanto al techo de los tanques, según las razones expuestas en la Memoria Descriptiva, serán de techo flotante cubiertos.

La capacidad de los tanques se determinará en función del caudal másico y la densidad del producto a almacenar, y el tiempo de almacenamiento de cada uno de ellos. Destacar que la capacidad de los tanques debe ser tal que estén llenos al 50% de su capacidad total. Se diseñarán dos tanques para el almacenamiento de benceno.

Se diseñan en base a la norma API 650 (Instituto Americano del Petróleo).

#### 13.1.2.- Dimensiones de los depósitos

El benceno se almacena a una temperatura de 20 °C y a presión atmosférica.

Para realizar el cálculo del volumen requerido del tanque para el almacenamiento de benceno se considera que el flujo de entrada de corriente de alimentación fresca de benceno es de 59.520 kg·h<sup>-1</sup>. Teniendo en cuenta que es necesario disponer de benceno para la producción propuesta durante un tiempo de 7 días de almacenamiento, la masa a almacenar será:

$$M = 59.520 \frac{kg}{h} \cdot 7 \text{ días} \cdot 24 \frac{h}{\text{día}} = 9.999.360 \text{ kg}$$

Conociendo que la densidad del benceno es 877,5 kg·m<sup>-3</sup>, la capacidad útil del tanque será:

$$V_{\text{útil}} = \frac{9.999.360 \text{ kg}}{877,5 \frac{kg}{m^3}} = 11.395,28 \text{ m}^3 = 3.010.642,55 \text{ galUS}$$

Como se indicó en la introducción, se diseñan los tanques para que estén llenos hasta un 50%, por lo que, siguiendo la norma API, que normaliza el diseño de tanques cilíndricos, se van a colocar dos tanques de 3.525.495,27 galUS (13.344 m<sup>3</sup>) de capacidad cada uno cuyas dimensiones son:

$$\text{Diámetro} = 30,48 \text{ m} = 100 \text{ ft}$$

$$\text{Altura} = 18,30 \text{ m} = 60 \text{ ft}$$

Para más de 1.000 gal, como es este caso, se utilizan tanques verticales montados sobre estructura de hormigón [Branan, Carl R. 3<sup>o</sup> Edición]. Por tanto, se eligen tanques verticales.

No se toman tanques de mayor altura ya que por razones de seguridad, en Refinería, no se deben construir depósitos de almacenamiento de más de 22 metros, ya que en caso de incendios, dificulta la acción de apagado mediante mangueras.

Se tiene por tanto que el volumen útil en cada tanque será:

$$V_{\text{útil}} = 5.697,64 \text{ m}^3 = 1.505.321,27 \text{ galUS}$$

Se construyen otros dos tanques de las mismas dimensiones por medidas de seguridad, tal y como se explica en la Memoria Descriptiva.

### **13.1.3.- Diseño mecánico**

#### ***13.1.3.1.- Determinación del espesor***

Para el cálculo del espesor de los depósitos de almacenamiento, se debe estudiar previamente las tensiones a las que están sometidos. Teniendo en cuenta los esfuerzos posibles que pueden afectar los depósitos (véase **Tabla A.13.1**), se consideran los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna, ya que la carga del viento es prácticamente insignificante comparado con el espesor necesario por la carga anterior. Además se tomará un valor comercial inmediatamente superior al espesor calculado para soportar la presión interna, tomando así un margen de seguridad que cubre las tensiones que se han despreciado.

Tabla A.13.1:  
Tensiones que influyen en el recipiente (Megyesy, E., F., 2001)

CARGA	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		TENSIONES LONGITUDINALES	
	TRACCIÓN	COMPRESIÓN	TRACCIÓN	COMPRESIÓN
<b>Peso</b>				X
<b>Viento</b>			X	X
<b>Seísmo</b>			X	X
<b>Presión interior</b>	X		X	
<b>Presión exterior</b>				

### **Cálculo del espesor mínimo de la envolvente**

Según el Código ASME, se determina el espesor que requiere la carcasa del tanque para soportar los esfuerzos circunferenciales y longitudinales mediante las siguientes ecuaciones:

*Tensiones circunferenciales:*

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_D} \quad [A. 13.1]$$

*Tensiones longitudinales:*

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P_D} \quad [A. 13.2]$$

Se determinan estos parámetros:

- Presión de diseño ( $P_D$ )

La presión de diseño será la mayor de dos valores: 30 psi o 10% más de la presión de operación:

$$P_{oper} = 15,95 \text{ psi}$$

$$P_D = 1,1 \cdot P_{oper} = 1,1 \cdot 15,95 \text{ psi} = 17,545 \text{ psi}$$

Por tanto se elige como presión de diseño 30 psi.

- Radio del depósito (R)

El radio del depósito corresponde a 15,24 metros, esto es, 600 pulgadas.

- Temperatura de diseño ( $T_D$ )

Si el benceno se almacena a una temperatura de 20 °C, la temperatura de diseño será:

$$T_D = 20 \text{ °C} + 20 \text{ °C} = 40 \text{ °C} = 104 \text{ °F}$$

- Tensión máxima admisible (S)

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME, para acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) sometidas a una temperatura de hasta 200 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 104 °F), se tiene que  $S=20000$  psi (consúltese **Tabla A.16.12** del Anexo 16)

- Eficiencia de soldadura (E)

Para una junta a tope con doble cordón de soldadura o mediante otro método con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado, y siendo una junta examinada por zonas, con un valor de  $E=0,85$ .

- Desgaste de corrosión (C)

Un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año es satisfactorio para recipientes. Se asume un periodo de 10 años de vida útil del recipiente (véase **Tabla A.16.18** del Anexo 16). Por lo tanto:

$$C = 10 \text{ años} \cdot 0,005 \text{ in/año} = 0,05 \text{ in} = 1,27 \text{ mm}$$

Sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.13.1** y **A.13.2** se obtiene:

$$t_{circ} = \frac{30 \text{ psi} \cdot 600 \text{ in}}{20000 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 30 \text{ psi}} = 1,06 \text{ in}$$

$$t_{long} = \frac{30 \text{ psi} \cdot 600 \text{ in}}{2 \cdot 20000 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 30 \text{ psi}} = 0,53 \text{ in}$$

Se añade el sobreespesor por corrosión al mayor espesor obtenido, que es el requerido por el esfuerzo circunferencial.

$$t_{min} = 1,06 \text{ in} + 0,05 \text{ in} = 1,11 \text{ in} = 0,028 \text{ m}$$

Se comprueba que este espesor hallado es mayor que el espesor determinado por norma:

- Exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}(mm) = 2,5 + C = 2,5 + 1,27 = 3,77 \text{ mm}$$

$$t_{min} = 0,0038 \text{ m}$$

- Según la fórmula para aceros inoxidables:

$$t_{min}(mm) = 3$$

$$t_{min} = 0,003m = 0,118in$$

Por tanto el espesor mínimo para la envolvente será el calculado, es decir, 0,028 m.

Comercialmente se tomará el inmediatamente superior.

$$t_{carcasa} = 1,15 \text{ in} = 0,029 \text{ m}$$

### **Espesor mínimo del fondo**

El fondo consiste en una chapa plana, pegada directamente a la carcasa, por lo que su espesor coincidirá con el espesor de la carcasa, ya que como se comentó en la Memoria Descriptiva, es conveniente que el tanque tenga un espesor homogéneo.

$$t_{fondo} = 0,029 \text{ m}$$

### **Espesor mínimo del techo**

El techo superior tiene como misión proteger la pantalla flotante del depósito. Se trata, al igual que el fondo de una chapa plana que irá pegada directamente a la carcasa y su espesor coincide con el de la carcasa.

$$t_{techo} = 0,029 \text{ m}$$

### **Espesor mínimo de la pantalla flotante interna**

Como se explica en la Memoria Descriptiva se elige techo flotante cubierto, que consiste en una pantalla flotante interior protegida por un techo superior. Dentro de este tipo de techos, se opta por techo metálico de pontón.

El espesor mínimo que debe tener este tipo de techos, viene especificado por la norma API 650, en función del material del que está construido el tanque.

Para techo flotante de acero inoxidable el espesor mínimo requerido por la norma es de 0,048 pulgadas (1,2 mm), sin considerar el sobreespesor por corrosión.

Para el caso de los depósitos, se ha determinado un desgaste por corrosión de 0,05 pulgadas (1,27 mm), por lo que el espesor mínimo que debe tener el techo de los depósitos de benceno es de:

$$t = 0,048 \text{ in} + 0,05 \text{ in} = 0,098 \text{ in} = 0,0025 \text{ m}$$

Se toma un valor comercial inmediatamente superior al mínimo calculado. El espesor del techo flotante es:

$$t = 0,109 \text{ in}$$

#### **13.1.4.- Cubetos de retención**

Se dispondrán los tanques de benceno en un cubeto de retención, con capacidad suficiente para guardar el reactivo en caso de rotura de alguno de los tanques (**Ver Plano n°21**).

A continuación se determinan las dimensiones del cubeto de retención que contendrá los cuatro depósitos de cada uno de los compuestos. El cubeto tiene forma cuadrada, por lo que el área será:

$$A_{cubeto} = a^2 \quad [A. 13.3]$$

Para determinar la longitud de los lados del cubeto, se debe tener en cuenta que la distancia entre los depósitos y la pared del cubeto se fija en 18,5 metros, puesto que según especificaciones de CEPSA debe haber una distancia mínima de al menos la altura del tanque más alto, y que la distancia entre depósitos, debe ser al menos el diámetro del depósito de mayor diámetro, por lo que se tomará una distancia de 30,5 metros entre cada uno de ellos. Por tanto, según esto:

$$a = 18,5 \text{ m} + 30,5 \text{ m} + 30,5 \text{ m} + 30,5 \text{ m} + 18,5 \text{ m} = 128,5 \text{ m}$$

Con esta longitud se estima a continuación el área del cubeto.

$$A_{cubeto} = 128,5^2 \text{ m}^2 = 16.512,25 \text{ m}^2$$

Para determinar la altura de los cubetos, se tendrá en cuenta el volumen que el cubeto debe tener para poder almacenar los líquidos en caso de rotura de los depósitos y el área anteriormente calculada.

$$V_{cubeto} = A_{cubeto} \cdot h \quad [A. 13.4]$$

El volumen mínimo que deben tener estos cubetos es el volumen total del mayor de los tanques que contiene. Como se ha descrito anteriormente, los tanques tienen las mismas dimensiones y presentan un volumen total de  $13.344 \text{ m}^3$  cada uno, de manera que el volumen del cubeto será igual a:

$$V_{cubeto} = 13.344 \text{ m}^3$$

Debe sobredimensionarse este valor un 10%, por lo que el volumen total necesario será:

$$V_{cubeto} = 14.678,4 \text{ m}^3$$

Despejando de la **Ecuación A.13.4**, se obtiene la altura necesaria de los cubetos de retención:

$$h = \frac{14.678,4 \text{ m}^3}{16.512,25 \text{ m}^2} = 0,88 \text{ m}$$

La altura mínima que debe tener el cubeto es de 0,88 metros. Se construye el cubeto de retención para los depósitos de benceno de 1 metro de altura.

## **13.2.- Diseño de los depósitos de almacenamiento de ciclohexano**

### **13.2.1.- Introducción**

Como se justificó en la Memoria, se diseñan depósitos cilíndricos de disposición vertical y de fondo plano. En cuanto al techo de los tanques, según las razones expuestas en la Memoria Descriptiva, serán de techo flotante cubiertos.

Como se explica en el diseño de los depósitos de benceno, la capacidad de los tanques se determinará en función del caudal másico y la densidad del producto a almacenar, y el tiempo de almacenamiento de cada uno de ellos. De nuevo, los tanques se dimensionan teniendo en cuenta que almacenan el producto hasta un 50% de su capacidad total. Se diseñarán dos tanques para el almacenamiento de ciclohexano en base a la norma API 650 (Instituto Americano del Petróleo).

### **13.2.2.- Dimensiones de los depósitos**

El ciclohexano se almacena a una temperatura de 50 °C y a presión atmosférica.

Se calcula el volumen requerido del tanque para el almacenamiento de ciclohexano producido. El flujo de salida de ciclohexano purificado es de 62.910 kg·h<sup>-1</sup>. Considerando un tiempo de almacenamiento de 7 días, la masa a almacenar será:

$$M = 62.910 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 7 \text{ días} \cdot 24 \frac{\text{h}}{\text{día}} = 10.568.880 \text{ kg}$$



Si la densidad del ciclohexano que se produce en la línea de proceso es de  $762,6 \text{ kg/m}^3$  (dato tomado del simulador Hysys), la capacidad útil del tanque será:

$$V_{\text{útil}} = \frac{10.568.880 \text{ kg}}{762,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 13.859 \text{ m}^3 = 3.661.561,07 \text{ galUS}$$

Como se indico en la introducción, se diseñan los tanques para que estén llenos a la mitad, por lo que, siguiendo la norma API la cual determina el diseño de tanques cilíndricos, se van a colocar dos tanques de  $4.113.077,81 \text{ galUS}$  ( $15.568 \text{ m}^3$ ) de capacidad cada uno cuyas dimensiones son:

$$\text{Diámetro} = 30,48 \text{ m} = 100 \text{ ft}$$

$$\text{Altura} = 21,34 \text{ m} = 70 \text{ ft}$$

Se utilizan tanques verticales montados sobre estructura de hormigón, ya que se almacenará más de 1.000 gal [Branan, Carl, R., 3ª Edición].

Se tiene por tanto que el volumen útil en cada tanque será:

$$V_{\text{útil}} = 6.929,5 \text{ m}^3 = 1.830.780,5 \text{ galUS}$$

Aunque se requieren sólo dos depósitos para almacenar el volumen producido de ciclohexano durante siete días, se construyen dos tanques más de las mismas dimensiones para disponer de depósitos de almacenamiento vacíos cuando sea necesario, evitando así la parada de la línea de proceso en caso de producirse dificultad para dar salida al mercado del producto fabricado.

### **13.2.3.- Diseño mecánico**

#### **13.2.3.1.- Determinación del espesor**

Recordar que para determinar el espesor del depósito, al igual que en el caso de los depósitos de benceno, se consideran los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna, ya que la carga del viento es insignificante comparado con el espesor necesario por la carga anterior.

### **Cálculo del espesor mínimo de la envolvente**

*Tensiones circunferenciales:*

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_D} \quad [A.13.5]$$

*Tensiones longitudinales:*

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P_D} \quad [A.13.6]$$

Cálculo de los parámetros:

- Presión de diseño ( $P_D$ )

La presión de diseño será la mayor de dos valores: 30psi o 10% más de la presión de operación:

$$P_{oper} = 14,7 \text{ psi}$$

$$P_D = 1,1 \cdot P_{oper} = 1,1 \cdot 14,7 \text{ psi} = 16,17 \text{ psi}$$

Por tanto se toma como presión de diseño 30 psi.

- Radio del depósito (R)

El radio de los depósitos es de 15,24 metros (600 in).

- Temperatura de diseño ( $T_D$ )

Se almacena el ciclohexano a una temperatura de 50 °C, la temperatura de diseño será:

$$T_D = 50 \text{ °C} + 20 \text{ °C} = 70 \text{ °C} = 158 \text{ °F}$$

- Tensión máxima admisible (S)

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME, para acero al carbono SA-285 sometidas a una temperatura de hasta 200 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 158 °F), se tiene que  $S=15700$  psi (véase **Tabla A.16.10**).

- Eficiencia de soldadura (E)

Para una junta a tope con doble cordón de soldadura o mediante otro método con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado, y siendo una junta examinada por zonas, con un valor de  $E=0,85$ .

- Desgaste de corrosión (C)

Un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año es satisfactorio para el recipiente. Se tomará un periodo de 10 años de vida útil (consúltase **Tabla A.16.18** del Anexo 16). Por lo tanto:

$$C = 10 \text{ años} \cdot 0,005 \text{ in/año} = 0,05 \text{ in} = 1,27 \text{ mm}$$

Sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.13.5** y **A.13.6** se obtiene:

$$t_{circ} = \frac{30 \text{ psi} \cdot 600 \text{ in}}{15700 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 30 \text{ psi}} = 1,35 \text{ in}$$

$$t_{long} = \frac{30 \text{ psi} \cdot 600 \text{ in}}{2 \cdot 15700 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 30 \text{ psi}} = 0,67 \text{ in}$$

Si se incorpora el valor del desgaste por corrosión al mayor espesor obtenido, que es el requerido por el esfuerzo circunferencial.

$$t_{min} = 1,35 \text{ in} + 0,05 \text{ in} = 1,4 \text{ in} = 0,0355 \text{ m}$$

Se comprueba que este espesor hallado es mayor que el espesor determinado por norma:

- Exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}(mm) = 2,5 + C = 2,5 \text{ mm} + 1,27 \text{ mm} = 3,77 \text{ mm}$$

$$t_{min} = 0,0038 \text{ m}$$

- Según la fórmula para aceros al carbono:

$$t_{min}(mm) = 5 + C = 5 \text{ mm} + 1,27 \text{ mm} = 6,27 \text{ mm}$$

$$t_{min} = 0,0063 \text{ m}$$

Por tanto el espesor mínimo para la envolvente será el calculado, es decir, 0,0355 metros.

Comercialmente se tomará el inmediatamente superior.

$$t_{envolvente} = 1,5 \text{ in} = 0,0381 \text{ m}$$

### **Espesor mínimo del fondo**

El fondo consiste en una chapa plana pegada directamente a la carcasa. El espesor del fondo coincide con el espesor de la carcasa, ya que como se comentó en la Memoria Descriptiva, es conveniente que el tanque tenga un espesor homogéneo.

Por tanto al fondo le corresponde un espesor mínimo de:

$$t_{fondo} = 1,5 \text{ in} = 0,0381 \text{ m}$$

### **Espesor mínimo del techo**

La cubierta exterior del depósito tendrá idénticas dimensiones que el fondo y la envolvente, ya que es aconsejable que el depósito tenga un espesor homogéneo de todos sus elementos. Según esto:

$$t_{cubierta} = 1,5 \text{ in} = 0,0381 \text{ m}$$

### **Espesor mínimo de la pantalla flotante**

Los depósitos de ciclohexano son idénticos a los de benceno, es decir, se trata de tanques verticales, de techo flotante interno tipo techo metálico de pontón. La diferencia entre ellos está en el material de construcción, ya que los depósitos de almacenamiento de ciclohexano se fabrican de acero al carbono SA-285, puesto que es un material adecuado para almacenar productos con las características del ciclohexano.

El espesor mínimo que debe tener este tipo de techos, viene especificado por la norma API 650, en función del material del que está construido el tanque.

Para techo flotante de acero al carbono el espesor mínimo requerido por la norma es de 0,094 pulgadas (2,5 mm), sin considerar el sobreespesor por corrosión.

Se añade a continuación el desgaste por corrosión de 0,05 pulgadas (1,27 mm), por lo que el espesor mínimo que debe tener el techo de los depósitos de ciclohexano es de:

$$t = 0,094 \text{ in} + 0,05 \text{ in} = 0,144 \text{ in} = 0,0037 \text{ m}$$

Se toma un valor comercial inmediatamente superior al mínimo calculado. El espesor del techo flotante es;

$$t = 0,15 \text{ in} = 0,0038 \text{ m}$$

### **13.2.4.- Depósito Rundown**

En el caso del almacenamiento del producto es imprescindible disponer de un depósito denominado Rundown destinado a almacenar el producto antes de llevarlo a los depósitos de almacenamiento. El producto que llega a este depósito, se somete a pruebas de control de calidad del producto fabricado. De este modo, en caso que no se produzca ciclohexano con las características deseadas, se evita mezclarlo con el resto de ciclohexano, desechando la producción antes de almacenarlo.

Se elige de nuevo un tanque vertical de tipo techo flotante cubierto.

### **13.2.4.1.- Dimensiones de los depósitos**

Se almacena el ciclohexano en las mismas condiciones que en el resto de los depósitos, esto es, 50 °C y a presión atmosférica.

En este caso, se diseña un depósito con la capacidad suficiente como para almacenar la producción de la línea de proceso durante dos días. El flujo de salida de ciclohexano purificado es de  $62.910 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ , considerando un tiempo de almacenamiento de 2 días, la masa a almacenar será:

$$M = 62.910 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 2 \text{ días} \cdot 24 \frac{\text{h}}{\text{día}} = 3.019.680 \text{ kg}$$

Si la densidad del ciclohexano que se produce en la línea de proceso es de  $762,6 \text{ kg/m}^3$  (dato tomado del simulador Hysys), la capacidad útil del tanque será:

$$V_{\text{útil}} = \frac{3.019.680 \text{ kg}}{762,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 3.959,72 \text{ m}^3 = 1.046.160,31 \text{ galUS}$$

En este caso, como el depósito está diseñado para la realización de pruebas al producto y no como almacenamiento, se diseña con un 10% de margen de seguridad.

Siguiendo la norma API se construye un tanque de 1.151.661,79 galUS ( $4.359 \text{ m}^3$ ) de capacidad de dimensiones:

$$\text{Diámetro} = 21,34 \text{ m} = 70 \text{ ft}$$

$$\text{Altura} = 12,19 \text{ m} = 40 \text{ ft}$$

Se comprueba que el tanque elegido cumple el margen de seguridad indicado anteriormente:

$$\%exceso = \frac{1.151.661,79 - 1.046.160,31}{1.046.160,31} \cdot 100 = 10,1\%$$

Por tanto se cumple la condición.

### 13.2.4.2.- Determinación del espesor

Para el cálculo del espesor se seguirá el mismo procedimiento que para el resto de los tanques. Teniendo en cuenta los esfuerzos posibles que pueden afectar a los depósitos, se consideran los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna, ya que la carga del viento es prácticamente insignificante comparado con el espesor necesario por la carga anterior.

#### Cálculo del espesor mínimo de la envolvente

Según el Código ASME, se determina el espesor que requiere la carcasa del tanque para soportar los esfuerzos circunferenciales y longitudinales mediante las siguientes ecuaciones:

##### *Tensiones circunferenciales:*

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_D} \quad [A. 13.7]$$

##### *Tensiones longitudinales:*

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P_D} \quad [A. 13.8]$$

Cálculo de los parámetros:

- Presión de diseño ( $P_D$ )

La presión de diseño será la mayor de dos valores: 30 psi o 10% más de la presión de operación:

$$P_{oper} = 14,7 \text{ psi}$$

$$P_D = 1,1 \cdot P_{oper} = 1,1 \cdot 14,7 \text{ psi} = 16,17 \text{ psi}$$

Por tanto se toma como presión de diseño 30 psi.

- Radio del depósito (R)

El radio del depósito corresponde a 10,67 metros, es decir, 420 pulgadas.

- Temperatura de diseño ( $T_D$ )

Si se almacena el ciclohexano a una temperatura de 50 °C, la temperatura de diseño será igual a:

$$T_D = 50 \text{ °C} + 20 \text{ °C} = 70 \text{ °C} = 158 \text{ °F}$$

- Tensión máxima admisible (S)

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME, para acero al carbono SA-285 sometidas a una temperatura de hasta 200 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 158 °F), se tiene que  $S=15700$  psi (véase **Tabla A.16.10**).

- Coeficiente de soldadura (E)

Para una junta a tope con doble cordón de soldadura o mediante otro método con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado, y siendo una junta examinada por zonas, con un valor de  $E=0,85$ .

- Desgaste de corrosión (C)

Un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año es satisfactorio para recipiente. Se determinará un periodo de 10 años (véase **Tabla A.16.18**). Por lo tanto:

$$C = 10 \text{ años} \cdot 0,005 \text{ in/año} = 0,05 \text{ in} = 1,27 \text{ mm}$$

Sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.13.7** y **A.13.8** se obtiene:

$$t_{circ} = \frac{30 \text{ psi} \cdot 420 \text{ in}}{157000 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 30 \text{ psi}} = 0,94 \text{ in}$$

$$t_{long} = \frac{30 \text{ psi} \cdot 420 \text{ in}}{2 \cdot 15700 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 30 \text{ psi}} = 0,47 \text{ in}$$



Si se incorpora el valor del desgaste por corrosión al mayor espesor obtenido, que es el requerido por el esfuerzo circunferencial.

$$t_{min} = 0,94 \text{ in} + 0,05 \text{ in} = 0,99 \text{ in} = 0,025 \text{ m}$$

Se comprueba que este espesor hallado es mayor que el espesor determinado por norma:

- Exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}(mm) = 2,5 + C = 2,5 \text{ mm} + 1,27 \text{ mm} = 3,77 \text{ mm}$$

$$t_{min} = 0,0038 \text{ m}$$

- Según la fórmula para aceros al carbono:

$$t_{min}(mm) = 5 + C = 5 \text{ mm} + 1,27 \text{ mm} = 6,27 \text{ mm}$$

$$t_{min} = 0,0063 \text{ m}$$

Por tanto el espesor mínimo para la envolvente será el calculado, es decir, 0,025 metros.

### **Espesor mínimo del fondo**

El fondo consiste en una chapa plana pegada directamente a la carcasa. El espesor del fondo coincide con el espesor de la carcasa, ya que como se comentó en la Memoria Descriptiva, es conveniente que el tanque tenga un espesor homogéneo.

Por tanto al fondo le corresponde un espesor mínimo de:

$$t_{fondo} = 0,99 \text{ in} = 0,025 \text{ m}$$

### **Espesor mínimo del techo**

La cubierta exterior del depósito tendrá idénticas dimensiones que el fondo y la envolvente, ya que es aconsejable que el depósito tenga un espesor homogéneo de todos sus elementos. Según esto:

$$t_{cubierta} = 0,99 \text{ in} = 0,025 \text{ m}$$

### **Espesor mínimo de la pantalla flotante**

Será construido de acero al carbono SA-285 y como se explica en el diseño de los depósitos anteriores, para techo flotante de acero al carbono el espesor mínimo requerido por la norma es de 0,094 pulgadas (2,5 mm), sin considerar el sobreespesor por corrosión.

Se añade a continuación el desgaste por corrosión de 0,05 pulgadas (1,27 mm), por lo que el espesor mínimo que debe tener el techo de los depósitos de ciclohexano es de:

$$t = 0,094 \text{ in} + 0,05 \text{ in} = 0,144 \text{ in} = 0,0037 \text{ m}$$

Se toma un valor comercial inmediatamente superior al mínimo calculado. El espesor del techo flotante es;

$$t = 0,15 \text{ in} = 0,0038 \text{ m}$$

### **13.2.5.- Cubeto de retención**

Se dispondrán los tanques de ciclohexano en un cubeto de retención, con capacidad suficiente para guardar el producto en caso de rotura de alguno de los tanques. En el **Plano n°22** se muestra la disposición de estos tanques.

A continuación se determinan las dimensiones del cubeto de retención que contendrá los cinco depósitos de ciclohexano. El cubeto tiene forma rectangular por lo que el área será:

$$A_{\text{cubeto}} = a \cdot b \quad [A. 13.9]$$

Para determinar la longitud de los lados de cubeto, se debe tener en cuenta que la distancia entre los depósitos y la pared del cubeto se fija en 22 metros, puesto que según especificaciones de CEPESA debe haber una distancia mínima de al menos la altura del tanque más alto, y que la distancia entre depósitos, debe ser al menos el diámetro del depósito de mayor diámetro, por lo que tomaremos una distancia de 30,5 metros entre cada uno de ellos. Por tanto, según esto:

$$a = 22 \text{ m} + 30,48 \text{ m} + 30,5 \text{ m} + 30,48 \text{ m} + 22 \text{ m} = 135,46 \text{ m}$$

$$b = 22 \text{ m} + 30,48 \text{ m} + 30,5 \text{ m} + 30,48 \text{ m} + 30,5 \text{ m} + 21,34 \text{ m} + 22 \text{ m} = 187,3 \text{ m}$$

Con estas longitudes se estima a continuación el área del cubeto.

$$A_{cubeto} = 135,46 \text{ m} \cdot 187,30 \text{ m} = 25.371,66 \text{ m}^2$$

Para determinar la altura del cubeto, se tendrá en cuenta el volumen que el cubeto debe tener para poder almacenar los líquidos en caso de rotura de los depósitos y el área anteriormente calculada.

$$V_{cubeto} = A_{cubeto} \cdot h \quad [A. 13.10]$$

El volumen mínimo que deben tener estos cubetos es el volumen total del mayor de los tanques que contiene. En este caso, los tanques de mayor capacidad son los correspondientes al almacenamiento del producto, puesto que el tanque rundown es más pequeño que el resto, por lo que el cubeto tendrá un volumen total de  $15.568 \text{ m}^3$ .

$$V_{cubeto} = 15.568 \text{ m}^3$$

Se sobredimensiona este valor en un 10%, por lo que el volumen total necesario será:

$$V_{cubeto} = 17.124,8 \text{ m}^3$$

Despejando de la **Ecuación A.13.10**, se obtiene la altura necesaria de los cubetos de retención:

$$h = \frac{17.124,8 \text{ m}^3}{25.371,66 \text{ m}^2} = 0,67 \text{ m}$$

La altura mínima que debe tener el cubeto es de 0,67 metros. Según especificaciones de Refinería, los cubetos deben tener una altura mínima de 0,75 metros, por lo que el cubeto en el que se instalen los depósitos de ciclohexano tendrá una altura de 0,75 metros.

## **ANEXO 14: DISEÑO DEL SISTEMA DE TUBERÍAS EN LA LÍNEA DE PROCESO**

### **14.1.- Diseño de tuberías**

En el presente Proyecto, se establecen las líneas de transporte de fluidos que se describen a continuación. Las líneas diseñadas están formadas por tramos de conducción que conectan los equipos, accesorios de tuberías (tes, codos) u otros equipos.

Indicar que sólo serán diseñados aquellos tramos correspondientes a la línea de proceso, descartando las líneas de servicio auxiliares, ya que no son objeto de diseño de este Proyecto.

**Conducción n°1:** Trasvase del benceno hasta el depósito acumulador BOT-01 correspondiente a la bomba P-02. Esta conducción está formada por las siguientes líneas:

- Línea n°1: Conduce la alimentación de benceno a la línea de proceso desde los tanques de benceno hasta la unión con la línea de aromáticos (Te n°1). Esta última línea procedente de Refinería no es objeto del presente Proyecto.
- Línea n°2: Conduce el benceno desde la Te n°1 hasta la Te n°2, punto de unión de la alimentación al depósito acumulador BOT-01 y la recirculación de la bomba P-02.
- Línea n°3: Transporta el fluido desde la Te n°2 hasta la entrada al depósito acumulador de la bomba BOT-01.

**Conducción n°2:** Recirculación del depósito acumulador BOT-01. Compuesta por:

- Línea n°4: Conduce la corriente de salida del depósito acumulador hasta la bomba P-02.
- Línea n°5: Conduce la corriente de salida de la bomba P-02 hasta el punto de bifurcación de la corriente bombeada (Te n°3).
- Línea n°6: Transporta la corriente de salida de la Te n°3 hacia el depósito acumulador BOT-01, constituyendo la corriente de reflujo.

**Conducción n°3:** Trasvase de los reactivos hasta los intercambiadores de calor IC-01 y IC-02. Se compone de las líneas:

- Línea n°7: Conduce la segunda corriente de salida de la Te n°3 hasta el punto de unión con la corriente de hidrógeno, constituyendo la unión de hidrógeno de Refinería con la corriente de recirculación (Te n°4).
- Línea n°8: Transporta la alimentación formada por los reactivos (hidrógeno y benceno) desde la Te n°4 hasta la entrada del primer intercambiador (fluido de circulación por los tubos del intercambiador).
- Línea n°9: Conduce el fluido precalentado en el intercambiador IC-01 hasta el segundo intercambiador IC-02.

**Conducción n°4:** Trásvase del fluido desde el intercambiador IC-02 hasta el punto de unión del producto de salida del reactor R-01 con la corriente de hidrógeno fresco.

- Línea n°10: Conduce el fluido desde el intercambiador IC-02 hasta el primer reactor R-01.
- Línea n°11: Conduce el producto del reactor R-01 hasta el intercambiador IC-02, fluido que circula por la carcasa de dicho intercambiador.
- Línea n°12: Conduce el producto desde el segundo intercambiador IC-02 hasta el punto de unión de esta corriente con la corriente de hidrógeno recirculado (Te n°5).

**Conducción n°5:** Conduce el fluido a reaccionar en el segundo reactor hasta su entrada en el intercambiador de calor IC-01.

- Línea n°13: Transporta el fluido desde la Te n°5 hasta el reactor R-02.
- Línea n°14: Conduce el producto del reactor R-02 hacia la entrada por carcasa del primer intercambiador IC-01.

**Conducción n°6:** Trásvase del producto de la zona de reacción hasta los condensadores CD-01.

- Línea n°15: Lleva el producto de la zona de reacción desde el intercambiador IC-01 (fluido que circula por la carcasa) hasta los aéreos CD-01.

**Conducción n°7:** Trásvase del producto refrigerado al separador SP-01.

- Línea n°16: Conduce el producto refrigerado en los aéreos hacia la entrada al separador SP-01.

**Conducción n°8:** Trasvase de la corriente líquida del separador hasta el intercambiador de calor IC-03.

- Línea n°17: Transporta la salida del separador SP-01 hasta la bomba P-03.
- Línea n°18: Conduce la corriente impulsada por la bomba P-03 hasta la Te n°6 (punto de unión con la corriente de purga procedente de los compresores C-01 y C-02).
- Línea n°19: Conduce el fluido desde la Te n°6 hacia el intercambiador de calor IC-03 (corriente de circulación por los tubos).

**Conducción n°9:** Trasvase de la alimentación de la torre desde intercambiador IC-03.

- Línea n°20: Conduce la alimentación de la torre de rectificación T-01 desde la salida del intercambiador IC-03.

**Conducción n°10:** Trasvase del producto final desde la torre de rectificación hasta los aéreos CD-03. La conducción que transporta el ciclohexano producido hasta los depósitos de almacenamiento de dicho producto no es objeto del presente Proyecto.

- Línea n°21: Transporta la salida de colas o producto principal desde la torre T-01 hacia el intercambiador IC-03 (fluido que circula por la carcasa del intercambiador).
- Línea n°22: Conduce el producto principal desde el intercambiador IC-03 hasta los aéreos CD-03.

**Conducción n°11:** Trasvase del fluido que vaporiza en el calderín.

- Línea n°23: Conduce el fluido a vaporizar desde la Torre T-01 hasta la entrada en el calderín IC-04.
- Línea n°24: Lleva el fluido parcialmente vaporizado en el calderín IC-04 hacia la torre T-01.

**Conducción n°12:** Trasvase de la corriente de reflujo de la bomba.

- Línea n°25: Conduce la corriente de cabeza de la columna T-01 hacia el condensador CD-02.
- Línea n°26: Transporta la corriente de salida del condensador CD-02 hasta el acumulador de reflujo SP-02.
- Línea n°27: Lleva el fluido de salida del acumulador de reflujo SP-02 hasta la entrada de la bomba P-04.

- Línea n°28: Conduce la corriente de reflujo hasta la torre T-01 desde la línea de descarga de la bomba P-04.

**Conducción n°13:** Trasvase de la corriente a comprimir hasta el punto de división (Te n°6).

- Línea n°29: Conduce la corriente gaseosa del separador SP-01 hasta el punto de separación de esta corriente a los dos compresores C-01 y C-02 (Te n°8).
- Línea n°30: Transporta el fluido desde la Te n°8 hasta la entrada al compresor C-01.
- Línea n°31: Transporta la segunda corriente procedente de la bifurcación de Te n°8 hasta el segundo compresor C-02.
- Línea n°32: Conduce el fluido comprimido en el compresor C-01 hasta la unión de descarga de los dos compresores (Te n°9).
- Línea n°33: Conduce el fluido de descarga del compresor C-02 hasta la unión de los compresores Te n°9.
- Línea n°34: Conduce el fluido comprimido en los compresores desde Te n°9 hacia la Te n°7 (punto correspondiente a la bifurcación de la corriente comprimida en dos: por un lado la corriente de recirculación de hidrógeno y por otro la corriente de purga que se une a la corriente líquida del separador para entrar en el intercambiador IC-03)
- Línea n°35: Conduce el fluido desde el punto de división de la descarga de los compresores (Te n°7) hasta Te n°6, la línea denominada línea de purga.

**Conducción n°14:** Corriente de recirculación de hidrógeno.

- Línea n°36: Conduce la corriente de recirculación de hidrógeno desde la Te n°7 hasta el punto de unión con la corriente de hidrogeno fresco (Te n°10).
- Línea n°37: Transporta la corriente de salida desde la Te n°10 hasta la cruceta Te n°11 (punto en el que la corriente de hidrógeno se divide en tres corrientes: una corriente que se dirige a Fuel -Gas, que no es objeto de estudio de este proyecto, una segunda corriente que va a la Te n°4 y una última que va hasta la Te n°5 para alimentar al segundo reactor)
- Línea n°38: Conduce la recirculación de hidrógeno desde la cruceta Te n°11 hasta la Te n°5.

Para el diseño del sistema de tuberías se siguen los siguientes pasos:

- 1) Se determina el diámetro interior de cada línea. Para realizar este cálculo se elige una velocidad media de circulación recomendada para distintos fluidos en tuberías, que se recogen en el Anexo 16, **Tablas A.16.19** hasta **A.16.22**. [Branan, Carl R. 3ª Edición]. En función de la velocidad de circulación y del caudal del fluido se estima el diámetro teórico de la tubería.

Se tiene que el caudal se relaciona con la velocidad mediante:

$$Q = v \cdot s \quad [A. 14.1]$$

Siendo:

- Q: el caudal volumétrico de circulación del fluido en  $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
- v: la velocidad de circulación en la tubería expresada en  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ .
- s: la sección de la tubería,  $\pi \cdot R^2$  en  $\text{m}^2$ .

Sustituyendo la expresión de la sección en la **Ecuación A.14.1**, se obtiene:

$$Q = v \cdot \left( \pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)$$

Y despejando el diámetro de la tubería de la expresión anterior:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} \quad [A. 14.2]$$

- 2) El diámetro interior calculado en el apartado anterior nos sirve de referencia para determinar el diámetro exterior de la conducción en diseño. De este modo, usando las **Tablas A.16.23**, **A.16.24**, **A.16.25** y **A.16.26** del Anexo 16, que muestran los diferentes diámetros nominales existentes para las conducciones comerciales, de manera que a cada valor le corresponde un único diámetro exterior. Se elige como diámetro exterior el comercial inmediatamente superior al diámetro interior calculado previamente. Este diámetro exterior será el definitivo de la conducción.



- 3) Estimación del espesor. Para hallar el valor del espesor de la tubería requerido para soportar la presión interna, se hace uso de las ecuaciones del Código ASME B31.3, según el cual, el espesor de la tubería se calcula mediante la expresión:

$$t = \frac{P_D \cdot D_o}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)} \quad [A. 14.3]$$

Si se considera el sobreespesor de corrosión y la tolerancia de fabricación, el cálculo del espesor mínimo de tubería queda:

$$t_{min} = \left( \frac{P_D \cdot D_o}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)} + C \right) \cdot \frac{1}{1 - (M/100)} \quad [A. 14.4]$$

Donde:

- $P_D$ : es la presión de diseño.
- $D_o$ : es el diámetro exterior de la tubería.
- $S$ : es la tensión máxima permisible del material a la temperatura de diseño.
- $E$ : es la eficiencia de soldadura.
- $Y$ : es un coeficiente que depende del material de la tubería y de la temperatura de diseño.
- $C$ : es el margen por corrosión.
- $M$ : es la tolerancia de fabricación.

Seguidamente se determina el valor de cada una de las variables que intervienen en la **Ecuación A.14.4.**

- Presión de diseño ( $P_D$ )

La presión de diseño se obtiene añadiéndole un 10% a la presión máxima de operación de cada una de las líneas.

- Tensión máxima admisible (S)

La tensión máxima admisible tendrá un valor u otro dependiendo del material del que esté construida la tubería y de la temperatura de diseño. La temperatura de diseño de cada conducción se calcula como la temperatura máxima de la línea más 20 °C.

- Eficiencia de la soldadura (E)

Para tuberías sin costura la eficiencia de la soldadura toma el valor de la unidad (E=1).

- Factor Y

Las tuberías tendrán una temperatura de diseño que no ascenderá los 900 °F, y además todas las tuberías están construidas en acero (bien acero al carbono o inoxidable), por lo que según la **Tabla A.16.16** del Anexo 16, Y=0,4.

- Margen de corrosión (C)

Teniendo en cuenta los criterios establecidos por Megyesy (2001) en cuanto a la elección del margen de espesor debido a la corrosión, se determina un desgaste anual por corrosión de 0,005 in. Según la **Tabla 16.18** del Anexo 16, el tiempo de vida de las tuberías se estima en 15 años. Por tanto:

$$C = 0,005 \text{ in/año} \cdot 15 \text{ años} = 0,075 \text{ in}$$

- Tolerancia de fabricación (M)

Para todas las tuberías de la línea de proceso, que serán construidas sin costura, se considerará que tienen una tolerancia en el espesor de pared de -12,5%, es decir, la tubería puede tener un espesor de 12,5% menor.

$$M = 12,5\%$$

Una vez calculado el espesor mínimo, se toma como espesor de la conducción el inmediatamente superior al espesor mínimo calculado. Para ello, se vuelven a consultar la **Tablas A.16.23, A.16.24, A.16.25 y A.16.26** del Anexo 16, las cuales indican los espesores

asociados a cada uno de los diámetros exteriores, y como consecuencia se obtienen los diámetros interiores correspondientes.

- 4) Por último, a partir del espesor comercial de la tubería y el diámetro exterior calculado, queda fijado el diámetro interior, de modo que es posible calcular la velocidad real que llevará el fluido a través de la conducción mediante la expresión:

$$v = \frac{Q}{\pi \cdot R^2} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \quad [A. 14.5]$$

Se calculan a continuación el diámetro de cada una de las conducciones de la línea de proceso.

**Conducción n°1: Trasvase del benceno hasta el depósito acumulador BOT-01 correspondiente a la bomba P-02.**

**Línea n°1: Conducción que lleva la alimentación de benceno a la línea de proceso desde los tanques de benceno hasta la unión con la línea de aromáticos (Te n°1).**

- Diámetro interior inicial

Para determinar el diámetro de esta conducción, se toma una velocidad del fluido correspondiente a la velocidad recomendada para el benceno en tuberías (véase **Tabla A.16.20** del Anexo 16), esto es  $6 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$  ( $1,83 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ).

El caudal volumétrico se toma del simulador Hysys y tiene un valor de  $0,0188 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ .

Se sustituye este valor en la **Ecuación A.14.2**, para obtener el diámetro interior inicial:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0188 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 1,83 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,115 \text{ m}$$

- Diámetro exterior

Ayudado de la **Tabla A.16.24** del Anexo 16, se elige un diámetro exterior inmediatamente superior al diámetro interior hallado. Según esto, el diámetro exterior es:

$$D_{o1} = 5,563 \text{ in} = 0,14 \text{ m}$$

Dado que comercialmente no se construyen tuberías de este diámetro se toma un diámetro para esta conducción de 6,825 in.

$$D_{o1} = 6,825 \text{ in} = 0,17 \text{ m}$$

- Espesor

Antes de comenzar el cálculo debe especificarse que esta conducción estará construida en acero inoxidable AISI 316L. A continuación se especifican cada una de los parámetros de la **Ecuación A.14.4**.

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 15,95 \text{ psi} \cdot 1,1 = 17,55 \text{ psi}$$

$$D_o = 6,825 \text{ in}$$

$S = 20000 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para el material elegido a 100 °F, temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 72 °F)

$$t_{min} = \left( \frac{17,55 \text{ psi} \cdot 6,825 \text{ in}}{2 \cdot (20000 \text{ psi} \cdot 1 + 17,55 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,089 \text{ in}$$

Acudiendo de nuevo a la **Tabla A.16.24**, del Anexo 16, el espesor estándar para una tubería de 6,825 in es:

$$t = 0,109 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

Calculado el espesor de la tubería se determina el diámetro interior real.

$$D_1 = 6,825 \text{ in} - 2 \cdot 0,109 \text{ in} = 6,607 \text{ in} = 0,168 \text{ m}$$

Sustituyendo este diámetro real en la **Ecuación A.14.5**, es posible determinar la velocidad real del fluido a través de la línea.

$$v = \frac{4 \cdot 0,0188 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,168^2 \text{ m}^2} = 0,85 \text{ m/s}$$

**Línea n°2: Conduce el benceno desde la unión de la Te n°1 hasta la Te n°2, punto de unión de la alimentación al depósito acumulador BOT-01 y la recirculación de la bomba P-02.**

El benceno circula por esta conducción en las mismas condiciones que en la línea anterior, es decir, a la misma temperatura y caudal volumétrico. Por tanto esta línea será igual a la anterior.

- Diámetro interior inicial

Se toma una velocidad del benceno  $6 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$  ( $1,83 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ). El caudal volumétrico aportado por el simulador Hysys es  $0,0188 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ .

Se sustituye este valor en la **Ecuación A.14.2**, se obtiene un diámetro interior inicial:

$$D_i = 0,115 \text{ m}$$

- Diámetro exterior

$$D_{o1} = 5,563 \text{ in} = 0,14 \text{ m}$$

Se toma un valor de tuberías comercial, que en este caso es:

$$D_{o1} = 6,825 \text{ in} = 0,17 \text{ m}$$

- Espesor

Esta conducción estará construida por acero inoxidable AISI 316. En esta conducción la presión de operación es mayor a la anterior, por lo que se calcula de nuevo el espesor.

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 43,25 \text{ psi} \cdot 1,1 = 47,58 \text{ psi}$$

$$D_o = 6,825 \text{ in}$$

$S = 20000 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para el material elegido  $100 \text{ }^\circ\text{F}$ , temperatura inmediatamente superior a la de diseño,  $72 \text{ }^\circ\text{F}$ )

$$t_{min} = \left( \frac{47,58 \text{ psi} \cdot 6,825 \text{ in}}{2 \cdot (20000 \text{ psi} \cdot 1 + 47,58 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,095 \text{ in}$$

Acudiendo de nuevo a la **Tabla A.16.24**, del Anexo 16, el espesor estándar para una tubería de 6,825 in es:

$$t = 0,109 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

Calculado el espesor de la tubería se calcula el diámetro interior real.

$$D_1 = 6,825 \text{ in} - 2 \cdot 0,109 \text{ in} = 6,607 \text{ in} = 0,168 \text{ m}$$

Sustituyendo este diámetro real en la **Ecuación A.14.5**, es posible determinar la velocidad real del fluido a través de la línea.

$$v = 0,85 \text{ m/s}$$

**Línea n°3: Transporta el fluido desde la Te n°2 hasta la entrada al depósito acumulador de la bomba BOT-01.**

- Diámetro interior inicial

La velocidad inicial que se supone para esta conducción será también  $6 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$  ( $1,83 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ), puesto que el fluido que se transporta sigue siendo benceno procedente de tanque.

El caudal volumétrico se toma del simulador Hysys y tiene un valor de  $0,0207 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ .

Se sustituye este valor en la **Ecuación A.14.2**, para obtener el diámetro interior inicial:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0207 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 1,83 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,12 \text{ m} = 4,73 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

Acudiendo a la **Tabla A.16.24** del Anexo 16, se elige un diámetro exterior inmediatamente superior al diámetro interior hallado.

$$D_{o1} = 5,563 \text{ in} = 0,14 \text{ m}$$

Comercialmente, tuberías de 5 pulgadas no se emplean prácticamente en la industria, así que se optará por una tubería de diámetro:

$$D_{o1} = 6,825 \text{ in} = 0,17 \text{ m}$$

- Espesor

Antes de comenzar el cálculo debe especificarse que esta conducción estará construida en acero inoxidable AISI 316 L. A continuación se especifican cada una de los parámetros de la **Ecuación A.14.4**.

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 43,25 \text{ psi} \cdot 1,1 = 47,58 \text{ psi}$$

$$D_o = 6,825 \text{ in}$$

$S = 20000 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para el material elegido 100 °F, temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 72 °F)

$$t_{min} = \left( \frac{47,58 \text{ psi} \cdot 6,825 \text{ in}}{2 \cdot (20000 \text{ psi} \cdot 1 + 47,58 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,095 \text{ in}$$

Acudiendo de nuevo a la **Tabla A.16.24** del Anexo 16, el espesor estándar para una tubería de 6,825 in es:

$$t = 0,109 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 6,825 \text{ in} - 2 \cdot 0,109 \text{ in} = 6,607 \text{ in} = 0,168 \text{ m}$$

Se recalcula la velocidad real del fluido en la conducción:

$$v = \frac{4 \cdot 0,0207 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,168^2 \text{ m}^2} = 0,94 \text{ m/s}$$

### **Conducción n°2: Recirculación al depósito acumulador BOT-01.**

**Línea n°4: Conducción de la corriente de salida del depósito acumulador hasta la bomba P-02.**

- Diámetro interior inicial

Esta conducción transporta el fluido a una velocidad de  $6 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$  ( $1,83 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ), correspondiente a la velocidad del benceno por tubería. El caudal volumétrico que marca el simulador es  $0,0207 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ .

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0207 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 1,83 \frac{m}{s}}} = 0,12 \text{ m} = 4,73 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

Como en las líneas anteriores, el diámetro comercial que se elige para esta conducción es:

$$t = 6,825 \text{ in} = 0,17 \text{ m}$$

- Espesor

Para acero inoxidable AISI 316 L el espesor para esta conducción se calcula a continuación.

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 25,38 \cdot 1,1 = 27,92 \text{ psi}$$

$$D_o = 6,825 \text{ in}$$

$$S = 20000 \text{ psi}$$

$$t_{min} = \left( \frac{27,92 \text{ psi} \cdot 6,825 \text{ in}}{2 \cdot (20000 \text{ psi} \cdot 1 + 27,92 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,091 \text{ in}$$

Y el espesor estándar es de nuevo:

$$t = 0,109 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

Calculado el espesor de la tubería se determina el diámetro interior real.

$$D_1 = 6,825 \text{ in} - 2 \cdot 0,109 \text{ in} = 6,607 \text{ in} = 0,168 \text{ m}$$

Y por último la velocidad real es:

$$v = \frac{4 \cdot 0,0207 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0,168^2 \text{ m}^2} = 0,94 \text{ m/s}$$



**Línea n°5: Conduce la corriente de salida de la bomba P-02 hasta la Te n°3**

- Diámetro interior inicial

El fluido que circula por esta conducción lo hace con un caudal de  $0,0207 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , igual que la anterior. Además la velocidad del benceno recomendada es  $6 \text{ ft} \cdot \text{s}^{-1}$  ( $1,83 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ).

$$D_i = 0,12 \text{ m} = 4,73 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

$$D_{o1} = 6,825 \text{ in} = 0,17 \text{ m}$$

- Espesor

Construida de acero inoxidable AISI 316 L, el espesor de la tubería es:

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 507,5 \text{ psi} \cdot 1,1 = 558,25 \text{ psi}$$

$$D_o = 6,825 \text{ in}$$

$$S = 20000 \text{ psi}$$

$$t_{min} = \left( \frac{558,25 \text{ psi} \cdot 6,825 \text{ in}}{2 \cdot (20000 \text{ psi} \cdot 1 + 558,25 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,193 \text{ in}$$

Y el espesor estándar es:

$$t = 0,28 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 6,825 \text{ in} - 2 \cdot 0,28 \text{ in} = 6,265 \text{ in} = 0,159 \text{ m}$$

Se determina por último la velocidad real del fluido a través de la línea.

$$v = \frac{4 \cdot 0,0207 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,159^2 \text{ m}^2} = 1,04 \text{ m/s}$$

**Línea n°6: Transporta la corriente de salida de la Te n°3 hacia el depósito acumulador BOT-01, constituyendo la corriente de reflujo.**

- Diámetro interior inicial

El fluido que circula por esta línea es benceno y por tanto la velocidad elegida para calcular el diámetro interior inicial es de  $6 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$  ( $1,83 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ). El caudal volumétrico se toma del simulador Hysys y tiene un valor de  $0,00207 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ . Empleando la **Ecuación A.14.2**, se obtiene:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00207 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 1,83 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,038 \text{ m} = 1,50 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

Ayudado de la **Tabla A.16.24**, se elige un diámetro exterior inmediatamente superior al diámetro interior hallado. El diámetro exterior que se elige, por ser el más común en la industria química es:

$$D_{o1} = 1,9 \text{ in} = 0,048 \text{ m}$$

- Espesor

El material empleado en esta conducción es acero inoxidable AISI 316L. A continuación se especifican cada una de los parámetros de la **Ecuación A.15.4**.

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 507,5 \text{ psi} \cdot 1,1 = 558,25 \text{ psi}$$

$$D_o = 1,9 \text{ in}$$

$S = 20000 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para el material elegido  $100 \text{ }^\circ\text{F}$ , temperatura inmediatamente superior a la de diseño,  $72 \text{ }^\circ\text{F}$ )

$$t_{min} = \left( \frac{558,25 \text{ psi} \cdot 1,9 \text{ in}}{2 \cdot (20000 \text{ psi} \cdot 1 + 558,25 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,116 \text{ in}$$

Acudiendo de nuevo a la tabla anteriormente nombrada, espesor estándar para una tubería de 1,9 in es:

$$t = 0,145 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

Calculado el espesor de la tubería se determina el diámetro interior real.

$$D_1 = 1,9 \text{ in} - 2 \cdot 0,145 \text{ in} = 1,61 \text{ in} = 0,041 \text{ m}$$

Sustituyendo este diámetro real en la **Ecuación A.14.4**, es posible determinar la velocidad real del fluido a través de la línea.

$$v = \frac{4 \cdot 0,00207 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,041^2 \text{ m}^2} = 1,58 \text{ m/s}$$

### **Conducción n°3: Trasvase de los reactivos hasta los intercambiadores de calor IC-01 y IC-02.**

*Línea n°7: Conduce la corriente de salida de la Te n°3 a la Te n°4 (unión del benceno con hidrógeno procedente de la corriente fresca y de la recirculación).*

- Diámetro interior inicial

El fluido que circula por esta conducción lo hace con un caudal de  $0,0186 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , según dato del simulador. Se fija la velocidad del fluido en la conducción atendiendo a la **Tabla A.16.20** del Anexo 16, correspondiente a  $6 \text{ ft} \cdot \text{s}^{-1}$  ( $1,83 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ).

Se sustituye este valor en la **Ecuación A.14.2**, para obtener el diámetro interior inicial:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0186 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 1,83 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,114 \text{ m} = 4,49 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

Teniendo en cuenta que el diámetro inmediatamente superior al hallado no se emplea industrialmente, según la **Tabla A.16.24** del Anexo 16, el diámetro exterior que se toma para esta conducción:

$$D_{o1} = 6,825 \text{ in} = 0,17 \text{ m}$$

- Espesor

Esta conducción estará construida por acero inoxidable AISI 316L. A continuación se especifican cada una de los parámetros de la **Ecuación A.14.4**.

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 507,5 \text{ psi} \cdot 1,1 = 558,25 \text{ psi}$$

$$D_o = 6,825 \text{ in}$$

$S = 20000 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para el material elegido 200 °F, temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 139,8 °F)

$$t_{min} = \left( \frac{558,25 \text{ psi} \cdot 6,825 \text{ in}}{2 \cdot (20000 \text{ psi} \cdot 1 + 558,25 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,193 \text{ in}$$

Acudiendo de nuevo a la **Tabla A.16.24** del Anexo 16, el espesor estándar es:

$$t = 0,28 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

Se obtiene el diámetro interior real mediante este espesor.

$$D_1 = 6,825 \text{ in} - 2 \cdot 0,28 \text{ in} = 6,265 \text{ in} = 0,159 \text{ m}$$

Sustituyendo este diámetro real en la **Ecuación A.14.5**, la velocidad real del fluido a través de la línea.

$$v = \frac{4 \cdot 0,0186 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,159^2 \text{ m}^2} = 0,94 \text{ m/s}$$

***Línea n°8: Transporta la alimentación formada por los reactivos (hidrógeno y benceno) desde la Te n°4 hasta la entrada al primer intercambiador (fluido de circulación por el interior de los tubos del intercambiador).***

- Diámetro interior inicial

Para determinar el diámetro de esta conducción, se toma una velocidad del fluido correspondiente a la velocidad recomendada para el hidrógeno, puesto que es el componente

de mayor composición en esta corriente. Acudiendo a la **Tabla A.16.20**, del Anexo 16), la velocidad recomendada es  $4000 \text{ ft}\cdot\text{min}^{-1}$  ( $20,32 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ).

El caudal volumétrico se toma del simulador Hysys y tiene un valor de  $1,327 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ .

Se sustituye este valor en la **Ecuación A.14.2**, para obtener el diámetro interior inicial:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,327 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 20,32 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,288 \text{ m} = 11,35 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

Ayudado de la **Tabla A.16.25** del Anexo 16, se elige un diámetro exterior inmediatamente superior al diámetro interior hallado. Según esto, el diámetro exterior es:

$$D_{o1} = 12,75 \text{ in} = 0,32 \text{ m}$$

- Espesor

Construida por acero inoxidable AISI 316L, el espesor se calcula mediante la **Ecuación A.14.4**.

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 504,4 \text{ psi} \cdot 1,1 = 554,84 \text{ psi}$$

$$D_o = 12,75 \text{ in}$$

$S = 20000 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para el material elegido  $200 \text{ }^\circ\text{F}$ , temperatura inmediatamente superior a la de diseño,  $140 \text{ }^\circ\text{F}$ )

$$t_{min} = \left( \frac{554,84 \text{ psi} \cdot 12,75 \text{ in}}{2 \cdot (20000 \text{ psi} \cdot 1 + 554,84 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,286 \text{ in}$$

Acudiendo de nuevo a la **Tabla A.16.24** del Anexo 16, el espesor estándar para una tubería de 12,75 in es:

$$t = 0,33 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

Calculado el espesor de la tubería se determina el diámetro interior real.

$$D_1 = 12,75 \text{ in} - 2 \cdot 0,33 \text{ in} = 12,09 \text{ in} = 0,307 \text{ m}$$

Sustituyendo este diámetro real en la **Ecuación A.14.5**, es posible determinar la velocidad real del fluido a través de la línea de proceso.

$$v = \frac{4 \cdot 1,327 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0,307^2 m^2} = 17,92 m/s$$

**Línea n°9: Conduce el fluido precalentado en el intercambiador IC-01 hasta el segundo intercambiador IC-02.**

- Diámetro interior inicial

Como se explica en la conducción anterior, se toma una velocidad del fluido correspondiente a la velocidad recomendada para el hidrógeno, puesto que es el componente de mayor composición en esta corriente, esto es  $4000 \text{ ft}\cdot\text{min}^{-1}$  ( $20,32 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ).

El caudal volumétrico es  $1,686 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ .

Se sustituye este valor en la **Ecuación A.14.2**, para obtener el diámetro interior inicial:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,686 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 20,32 \frac{m}{s}}} = 0,325 m = 12,80 in$$

- Diámetro exterior

Ayudado de la **Tabla A.16.25** del Anexo 16, se elige un diámetro exterior inmediatamente superior al diámetro interior hallado. Según esto, el diámetro exterior es:

$$D_{o1} = 14 in = 0,36 m$$

- Espesor

Construida por acero inoxidable AISI 316L, el espesor se calcula mediante la **Ecuación A.14.4**.

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 504,4 \text{ psi} \cdot 1,1 = 554,84 \text{ psi}$$

$$D_o = 14 in$$

$S = 20000 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para el material elegido  $300 \text{ }^\circ\text{F}$ , temperatura inmediatamente superior a la de diseño,  $242 \text{ }^\circ\text{F}$ )

$$t_{min} = \left( \frac{554,84 \text{ psi} \cdot 14 \text{ in}}{2 \cdot (20000 \text{ psi} \cdot 1 + 554,84 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,304 \text{ in}$$

Según la **Tabla A.16.25** del Anexo 16, el espesor estándar para una tubería de 14in es:

$$t = 0,312 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

Calculado el espesor de la tubería se determina el diámetro interior real.

$$D_1 = 14 \text{ in} - 2 \cdot 0,312 \text{ in} = 13,376 \text{ in} = 0,340 \text{ m}$$

Por último se calcula la velocidad real del fluido.

$$v = \frac{4 \cdot 1,686 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,340^2 \text{ m}^2} = 18,60 \text{ m/s}$$

**Conducción n°4: Trasvase del fluido desde el intercambiador IC-02 hasta el punto de unión del producto de salida del reactor R-01 con la corriente de hidrógeno fresco.**

**Línea n°10: Conduce la salida del intercambiador IC-02 hasta el reactor R-01.**

- Diámetro interior inicial

Para decidir la velocidad inicial, se considera para esta corriente la velocidad correspondiente a vapor sobrecalentado en un intervalo de presión comprendido entre 101 y 901 psi. Según la **Tabla A.16.19**, Anexo 16, la velocidad es  $50 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$  ( $15,24 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ).

El caudal volumétrico es  $1,935 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ .

Se sustituye este valor en la **Ecuación A.14.2**, para obtener el diámetro interior inicial:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,935 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 15,24 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,402 \text{ m} = 15,83 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

El diámetro comercial inmediatamente superior es, como se muestra en la **Tabla A.16.25** del Anexo 16:

$$D_{o1} = 16 \text{ in} = 0,41 \text{ m}$$

- Espesor

Construida por acero inoxidable AISI 316L, el espesor se calcula mediante la **Ecuación A.14.4**.

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 485,025 \text{ psi} \cdot 1,1 = 533,53 \text{ psi}$$

$$D_o = 16 \text{ in}$$

$S = 20000 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para el material elegido 300 °F, temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 292 °F)

$$t_{min} = \left( \frac{533,53 \text{ psi} \cdot 16 \text{ in}}{2 \cdot (20000 \text{ psi} \cdot 1 + 533,53 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,327 \text{ in}$$

Según la **Tabla A.16.25** del Anexo 16, el espesor estándar para una tubería de 16in es:

$$t = 0,375 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

Con este espesor, se determina el diámetro interior.

$$D_1 = 16 \text{ in} - 2 \cdot 0,375 \text{ in} = 15,25 \text{ in} = 0,387 \text{ m}$$

Por último se calcula la velocidad real del fluido.

$$v = \frac{4 \cdot 1,935 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,387^2 \text{ m}^2} = 16,42 \text{ m/s}$$

**Línea n°11: Conduce la salida del producto del reactor R-01 hasta el intercambiador IC-02.**

- Diámetro interior inicial

El fluido de esta corriente es de características similares a la anterior y por tanto, se elige la velocidad recomendada para una corriente de vapor a presión comprendida entre 101 y 901



psi, es decir,  $50\text{ft}\cdot\text{s}^{-1}$  ( $15,24\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ). En cuanto al caudal volumétrico, el fluido circula por la conducción a  $1,936\text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ .

Se sustituye este valor en la **Ecuación A.14.2**, para obtener el diámetro interior inicial:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,936 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 15,24 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,402\text{ m} = 15,83\text{ in}$$

- Diámetro exterior

Como la anterior, se necesita una tubería de diámetro exterior de 16 in.

$$D_{o1} = 16\text{ in} = 0,41\text{ m}$$

- Espesor

Construida por acero inoxidable AISI 316L, el espesor se calcula mediante la **Ecuación A.14.4**.

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 443,7\text{ psi} \cdot 1,1 = 488,1\text{ psi}$$

$$D_o = 16\text{ in}$$

$S = 18000\text{ psi}$  (tensión máxima admisible para el material elegido  $500\text{ }^\circ\text{F}$ , temperatura inmediatamente superior a la de diseño,  $476,24\text{ }^\circ\text{F}$ )

$$t_{min} = \left( \frac{488,1\text{ psi} \cdot 16\text{ in}}{2 \cdot (18000\text{ psi} \cdot 1 + 488,1\text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075\text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,331\text{ in}$$

Según la **Tabla A.16.25**, el espesor estándar es:

$$t = 0,375\text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 16\text{ in} - 2 \cdot 0,375\text{ in} = 15,25\text{ in} = 0,387\text{ m}$$

La velocidad definitiva del fluido se calcula a continuación:

$$v = \frac{4 \cdot 1,936 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,387^2\text{ m}^2} = 16,42\text{ m/s}$$

**Línea n°12: Conduce producto desde el segundo intercambiador IC-02 hasta el punto de unión de esta corriente con la corriente de hidrógeno recirculado (Te n°5).**

- Diámetro interior inicial

La velocidad del fluido, considerando aún condiciones de vapor a alta presión, es  $50 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$  ( $15,24 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ). El caudal volumétrico del fluido en esta línea es  $1,694 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ . Sustituyendo:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,694 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 15,24 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,376 \text{ m} = 14,81 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

Como la anterior, se necesita una tubería de diámetro exterior de 16 in.

$$D_{o1} = 16 \text{ in} = 0,41 \text{ m}$$

- Espesor

El material elegido para esta tubería es acero inoxidable AISI 316L.

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 443,7 \text{ psi} \cdot 1,1 = 488,1 \text{ psi}$$

$$D_o = 16 \text{ in}$$

$S = 19300 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para el material elegido  $400 \text{ }^\circ\text{F}$ , temperatura inmediatamente superior a la de diseño,  $351,14 \text{ }^\circ\text{F}$ )

$$t_{min} = \left( \frac{488,1 \text{ psi} \cdot 16 \text{ in}}{2 \cdot (19300 \text{ psi} \cdot 1 + 488,1 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,314 \text{ in}$$

Según la **Tabla A.16.25**, el espesor estándar es:

$$t = 0,375 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 16 \text{ in} - 2 \cdot 0,375 \text{ in} = 15,25 \text{ in} = 0,387 \text{ m}$$

Con respecto a la velocidad real del fluido:

$$v = \frac{4 \cdot 1,694 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0,387^2 m^2} = 14,38 m/s$$

**Conducción n°5: Conduce el fluido a reaccionar en el segundo reactor hasta su entrada en el intercambiador de calor IC-01.**

**Línea n°13: Transporta el fluido desde la Te n°5 hasta el reactor R-02.**

- Diámetro interior inicial

La velocidad inicial del fluido sigue siendo 50 ft·s<sup>-1</sup> (15,24 m·s<sup>-1</sup>). El caudal volumétrico tomado del Hysys es 2,662 m<sup>3</sup>·s<sup>-1</sup>. Sustituyendo:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,662 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 15,24 \frac{m}{s}}} = 0,472 m = 18,57 in$$

- Diámetro exterior

Tomando de la **Tabla A.16.26** del Anexo 16 el diámetro inmediatamente superior, queda un diámetro exterior:

$$D_{o1} = 20 in = 0,508 m$$

- Espesor

Construida de acero inoxidable, se calcula el espesor

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 443,7 psi \cdot 1,1 = 488,1 psi$$

$$D_o = 20 in$$

$S = 19300 psi$  (tensión máxima admisible para el material elegido a 400 °F, temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 351 °F)

$$t_{min} = \left( \frac{488,1 psi \cdot 20 in}{2 \cdot (19300 psi \cdot 1 + 488,1 psi \cdot 0,4)} + 0,075 in \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,376 in$$

Según la tabla anteriormente indicada, el espesor estándar es:

$$t = 0,437 in$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 20 \text{ in} - 2 \cdot 0,437 \text{ in} = 19,126 \text{ in} = 0,486 \text{ m}$$

Con respecto a la velocidad real del fluido:

$$v = \frac{4 \cdot 2,662 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,486^2 \text{ m}^2} = 14,36 \text{ m/s}$$

***Línea n°14: Conduce el producto del reactor R-02 hacia la entrada por carcasa del primer intercambiador IC-01.***

- Diámetro interior inicial

La velocidad inicial del fluido sigue siendo  $50 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$  ( $15,24 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ). El caudal volumétrico tomado del Hysys es  $2,892 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ . Sustituyendo:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,892 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 15,24 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,492 \text{ m} = 19,35 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

$$D_{o1} = 20 \text{ in} = 0,508 \text{ m}$$

- Espesor

Para esta línea se opta por acero al carbono SA-285, puesto que el benceno ha reaccionado totalmente en la zona de reacción.

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 443,7 \text{ psi} \cdot 1,1 = 488,1 \text{ psi}$$

$$D_o = 20 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para el material elegido a  $400 \text{ }^\circ\text{F}$ , temperatura inmediatamente superior a la de diseño,  $340 \text{ }^\circ\text{F}$ )

$$t_{min} = \left( \frac{488,1 \text{ psi} \cdot 20 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 488,1 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,4372 \text{ in}$$

Según la **Tabla A.16.26** del Anexo 16, el espesor estándar es:

$$t = 0,5 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 20 \text{ in} - 2 \cdot 0,5 \text{ in} = 19 \text{ in} = 0,483 \text{ m}$$

Con respecto a la velocidad real del fluido:

$$v = \frac{4 \cdot 2,892 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,483^2 \text{ m}^2} = 15,78 \text{ m/s}$$

**Conducción n°6: Traslase del producto de la zona de reacción hasta los intercambiadores CD-01.**

**Línea n°15: Lleva el producto de la zona de reacción desde el intercambiador IC-01 hasta los aéreos CD-01.**

- Diámetro interior inicial

Esta tubería presenta características idénticas a la anterior, por lo que la velocidad inicial del fluido sigue siendo  $50 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$  ( $15,24 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ). El caudal volumétrico tomado del Hysys es  $2,512 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ . Sustituyendo:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,512 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 15,24 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,458 \text{ m} = 18,04 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

$$D_{o1} = 20 \text{ in} = 0,508 \text{ m}$$

- Espesor

Se construye de acero al carbono SA-285.

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 443,7 \text{ psi} \cdot 1,1 = 488,1 \text{ psi}$$

$$D_o = 20 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  ( tensión máxima admisible para el material elegido a 300 °F, inmediatamente superior a la de diseño, 245,16 °F).

Sustituyendo estos valores se obtienen los mismos resultados que en el caso de la conducción anterior.

$$t_{min} = 0,4372 \text{ in}$$

Según la **Tabla A.16.26**, el espesor estándar es:

$$t = 0,5 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 20 \text{ in} - 2 \cdot 0,5 \text{ in} = 19 \text{ in} = 0,483 \text{ m}$$

Con respecto a la velocidad real del fluido:

$$v = \frac{4 \cdot 2,512 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,483^2 \text{ m}^2} = 13,73 \text{ m/s}$$

### **Conducción n°7: Trasvase del producto refrigerado al separador SP-01.**

***Línea n°16: Conduce el producto refrigerado en los aéros hacia la entrada al separador SP-01.***

- Diámetro interior inicial

Tras pasar por los aéros, el fluido circula por esta conducción con un caudal volumétrico de  $2,088 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ . La velocidad inicial se toma considerando vapor a alta presión,  $50 \text{ ft} \cdot \text{s}^{-1}$  ( $15,24 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ).

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,08 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 15,24 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,418 \text{ m} = 16,44 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

El diámetro inmediatamente superior al calculado en la etapa anterior es (véase **Tabla A.16.26** del Anexo 16):

$$D_{o1} = 18 \text{ in} = 0,557 \text{ m}$$

- Espesor

Se construye de acero al carbono SA-285.

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 375,26 \text{ psi} \cdot 1,1 = 412,8 \text{ psi}$$

$$D_o = 18 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para el material elegido a 200 °F, temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 140 °F)

$$t_{min} = \left( \frac{412,8 \text{ psi} \cdot 18 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 412,8 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,353 \text{ in}$$

Según la **Tabla A.16.26** del Anexo 16, el espesor estándar es:

$$t = 0,375 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 18 \text{ in} - 2 \cdot 0,375 \text{ in} = 17,25 \text{ in} = 0,438 \text{ m}$$

Con respecto a la velocidad real del fluido:

$$v = \frac{4 \cdot 2,088 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,438^2 \text{ m}^2} = 13,85 \text{ m/s}$$

**Conducción n°8: Trasvase de la corriente líquida del separador hasta el intercambiador de calor IC-03.**

**Línea n°17: Transporta la salida del separador SP-01 hasta la bomba P-03.**

- Diámetro interior inicial

El caudal volumétrico marcado por el simulador para esta conducción de  $0,0233 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ . La velocidad inicial se considera como la velocidad recomendada para la circulación de un líquido a través de una tuberías y se corresponde a una velocidad de paso de  $5 \text{ ft} \cdot \text{s}^{-1}$  ( $1,524 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ) (véase **Tabla A.16.22** del Anexo 16).

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0233 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 1,524 \frac{m}{s}}} = 0,139 \text{ m} = 5,490 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

Atendiendo a la **Tabla A.16.24**, el diámetro comercial inmediatamente superior al diámetro interior calculado inicialmente es:

$$D_{o1} = 6,825 \text{ in} = 0,173 \text{ m}$$

- Espesor

El material elegido para esta tubería es acero al carbono SA-285:

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 375,26 \text{ psi} \cdot 1,1 = 412,8 \text{ psi}$$

$$D_o = 6,825 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para el material elegido a 200 °F, temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 140 °F)

$$t_{min} = \left( \frac{412,8 \text{ psi} \cdot 6,825 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 412,8 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,187 \text{ in}$$

El espesor estándar para esta tubería es:

$$t = 0,28 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 6,825 \text{ in} - 2 \cdot 0,28 \text{ in} = 6,265 \text{ in} = 0,159 \text{ m}$$

Con respecto a la velocidad real del fluido:

$$v = \frac{4 \cdot 0,0233 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0,159^2 \text{ m}^2} = 1,17 \text{ m/s}$$



**Línea n°18: Conduce la corriente impulsada por la bomba P-03 hasta la Te n°6.**

- Diámetro interior inicial

El caudal y velocidad inicial idénticos a la línea anterior, el diámetro inicial es:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0233 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 1,524 \frac{m}{s}}} = 0,139 m = 5,489 in$$

- Diámetro exterior

$$D_{o1} = 6,825 in = 0,173 m$$

- Espesor

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 507,5 psi \cdot 1,1 = 558,25 psi$$

$$D_o = 6,825 in$$

$S = 15700 psi$  (tensión máxima admisible para el material elegido a 200 °F, temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 140 °F)

$$t_{min} = \left( \frac{558,25 psi \cdot 6,825 in}{2 \cdot (15700 psi \cdot 1 + 558,25 psi \cdot 0,4)} + 0,075 in \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,222 in$$

Y el espesor estándar:

$$t = 0,28 in$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 6,825 in - 2 \cdot 0,28 in = 6,265 in = 0,159 m$$

Con respecto a la velocidad real del fluido:

$$v = \frac{4 \cdot 0,0233 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0,159^2 m^2} = 1,17 m/s$$

**Línea n°19: Conduce el fluido desde la Te n°6 hacia el intercambiador de calor IC-03 (corriente de circulación por los tubos).**

- Diámetro interior inicial

El caudal del fluido a través de la conducción es  $0,224 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ . Atendiendo a la **Tabla A.16.21** del Anexo 16, se fija una velocidad inicial de  $15 \text{ ft} \cdot \text{s}^{-1}$  ( $4,572 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ), velocidad recomendada para una mezcla líquido-vapor que va a reboiler.

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,224 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 4,572 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,250 \text{ m} = 9,82 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

El diámetro inmediatamente superior que se elige es:

$$D_{o1} = 10,75 \text{ in} = 0,273 \text{ m}$$

- Espesor

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 507,5 \text{ psi} \cdot 1,1 = 558,25 \text{ psi}$$

$$D_o = 10,75 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para acero al carbono a  $200 \text{ }^\circ\text{F}$ , temperatura inmediatamente superior a la de diseño,  $149 \text{ }^\circ\text{F}$ )

$$t_{min} = \left( \frac{558,25 \text{ psi} \cdot 10,75 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 558,25 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,301 \text{ in}$$

Y el espesor estándar:

$$t = 0,307 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 10,75 \text{ in} - 2 \cdot 0,307 \text{ in} = 10,14 \text{ in} = 0,257 \text{ m}$$

Con respecto a la velocidad real del fluido:

$$v = \frac{4 \cdot 0,224 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0,257^2 m^2} = 4,29 m/s$$

**Conducción n°9: Trasvase de la alimentación de la torre desde intercambiador IC-03.**

**Línea n°20: Conduce la alimentación a la torre de rectificación T-01 desde la salida del intercambiador IC-03.**

- Diámetro interior inicial

En esta ocasión, el caudal de paso del fluido es  $0,312 m^3 \cdot s^{-1}$ . La velocidad para esta línea se estima como la correspondiente a una corriente vapor a presión comprendida entre 101 y 900 psi, es decir,  $50 ft \cdot s^{-1}$  ( $15,24 m \cdot s^{-1}$ ).

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,312 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 15,24 \frac{m}{s}}} = 0,161 m = 6,35 in$$

- Diámetro exterior

El diámetro inmediatamente superior es:

$$D_{o1} = 6,825 in = 0,173 m$$

- Espesor

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 501,7 psi \cdot 1,1 = 551,87 psi$$

$$D_o = 6,825 in$$

$S = 15700 psi$  (tensión máxima admisible para acero al carbono a 400 °F, temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 302 °F)

$$t_{min} = \left( \frac{551,87 psi \cdot 6,825 in}{2 \cdot (15700 psi \cdot 1 + 551,87 psi \cdot 0,4)} + 0,075 in \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,221 in$$

Y el espesor estándar:

$$t = 0,28 in$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 6,825 \text{ in} - 2 \cdot 0,28 \text{ in} = 6,265 \text{ in} = 0,159 \text{ m}$$

Por último la velocidad real del fluido:

$$v = \frac{4 \cdot 0,312 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,159^2 \text{ m}^2} = 15,67 \text{ m/s}$$

**Conducción n°10: Trasvase del producto final desde la torre de rectificación hasta los aéreos CD-03.**

**Línea n°21: Transporta la salida de colas o producto principal desde la torre T-01 hacia el intercambiador IC-3.**

- Diámetro interior inicial

Siendo el caudal de circulación del fluido de  $0,0343 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  y una velocidad inicial de  $6 \text{ ft} \cdot \text{s}^{-1}$  ( $1,829 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ), velocidad recomendada para la circulación normal de un líquido por las conducciones de una planta, (véase **Tabla A.16.21** del Anexo 16).

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0343 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 1,829 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,154 \text{ m} = 6,087 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

El diámetro inmediatamente superior es:

$$D_{o1} = 6,825 \text{ in} = 0,173 \text{ m}$$

- Espesor

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 319,6 \text{ psi} \cdot 1,1 = 351,54 \text{ psi}$$

$$D_o = 6,825 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para acero al carbono a  $500 \text{ }^\circ\text{F}$ , temperatura inmediatamente superior a la de diseño,  $496,22 \text{ }^\circ\text{F}$ )

$$t_{min} = \left( \frac{351,54 \text{ psi} \cdot 6,825 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 351,54 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,172 \text{ in}$$

Y el espesor estándar:

$$t = 0,28 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 6,825 \text{ in} - 2 \cdot 0,28 \text{ in} = 6,265 \text{ in} = 0,159 \text{ m}$$

Por último la velocidad real del fluido:

$$v = \frac{4 \cdot 0,0343 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,159^2 \text{ m}^2} = 1,73 \text{ m/s}$$

***Línea n°22: Conduce el producto principal desde el intercambiador IC-03 hasta los aéreos CD-03.***

- Diámetro interior inicial

El caudal de paso del fluido a través de la conducción es  $0,0264 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ . La elección de la velocidad inicial se considera como la velocidad recomendada para la velocidad de un líquido por las conducciones de una planta, y corresponde a  $6 \text{ ft} \cdot \text{s}^{-1}$  ( $1,829 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ) (véase **Tabla A.16.21** del Anexo 16).

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0264 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 1,829 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,136 \text{ m} = 5,34 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

El diámetro comercial inmediatamente superior es:

$$D_{o1} = 6,825 \text{ in} = 0,173 \text{ m}$$

- Espesor

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 319,58 \text{ psi} \cdot 1,1 = 351,54 \text{ psi}$$

$$D_o = 6,825 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para acero al carbono a  $400 \text{ }^\circ\text{F}$ , temperatura inmediatamente superior a la de diseño,  $322,52 \text{ }^\circ\text{F}$ )

$$t_{min} = \left( \frac{351,54 \text{ psi} \cdot 6,825 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 351,54 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,172 \text{ in}$$

Y el espesor estándar:

$$t = 0,28 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 6,825 \text{ in} - 2 \cdot 0,28 \text{ in} = 6,265 \text{ in} = 0,159 \text{ m}$$

Por último la velocidad real del fluido:

$$v = \frac{4 \cdot 0,0264 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,159^2 \text{ m}^2} = 1,33 \text{ m/s}$$

#### **Conducción n°11: Tránsito del fluido que vaporiza en el calderín.**

**Línea n°23: Conduce el fluido a vaporizar desde la zona de colas de la Torre hasta la entrada en el calderín IC-04.**

- Diámetro interior inicial

Mediante el simulador, se obtiene que el caudal del fluido para la conducción es  $0,0222 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ . Se calcula el diámetro interior considerando una velocidad inicial recomendada para una mezcla líquido vapor que va a reboiler sin instalación de bomba, y corresponde a  $5 \text{ ft} \cdot \text{s}^{-1}$  ( $1,524 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ).

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0222 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 1,524 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,136 \text{ m} = 5,365 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

El diámetro comercial inmediatamente superior es:

$$D_{o1} = 6,825 \text{ in} = 0,173 \text{ m}$$

- Espesor

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 319,58 \text{ psi} \cdot 1,1 = 351,54 \text{ psi}$$

$$D_o = 6,825 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para acero al carbono a 500 °F, temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 495,86 °F)

$$t_{min} = \left( \frac{351,54 \text{ psi} \cdot 6,825 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 351,54 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,172 \text{ in}$$

Y el espesor estándar:

$$t = 0,28 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 6,825 \text{ in} - 2 \cdot 0,28 \text{ in} = 6,265 \text{ in} = 0,159 \text{ m}$$

Calculamos la velocidad real con el diámetro interior real:

$$v = \frac{4 \cdot 0,0222 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,159^2 \text{ m}^2} = 1,12 \text{ m/s}$$

***Línea n°24: Lleva el fluido parcialmente vaporizado en el calderín IC-04 hacia la torre T-01.***

- Diámetro interior inicial

Se mantiene para esta línea la velocidad inicial de la conducción anterior, esto es  $5 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$  ( $1,524 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ). En cuanto al caudal, se obtiene del simulador un valor de  $0,0486 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ .

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0486 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 1,524 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,201 \text{ m} = 7,93 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

Según la **Tabla A.16.24** del Anexo 16, se opta por un diámetro exterior de:

$$D_{o1} = 8,625 \text{ in} = 0,219 \text{ m}$$

- Espesor

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 319,58 \text{ psi} \cdot 1,1 = 351,54 \text{ psi}$$

$$D_o = 8,625 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para acero al carbono a  $500 \text{ }^\circ\text{F}$ , temperatura inmediatamente superior a la de diseño,  $496,4 \text{ }^\circ\text{F}$ )

$$t_{min} = \left( \frac{351,54 \text{ psi} \cdot 8,625 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 351,54 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,195 \text{ in}$$

Y el espesor estándar:

$$t = 0,25 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 8,625 \text{ in} - 2 \cdot 0,25 \text{ in} = 8,125 \text{ in} = 0,206 \text{ m}$$

Se calcula por último la velocidad real conocido el diámetro interior real:

$$v = \frac{4 \cdot 0,0486 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,206^2 \text{ m}^2} = 1,45 \text{ m/s}$$

### **Conducción n°12: Tránsito de la corriente de reflujo de la bomba.**

**Línea n°25: Conduce la corriente de cabeza de la columna T-01 hacia el condensador CD-02.**

- Diámetro interior inicial

El caudal del fluido por esta conducción es  $0,344 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ . En esta ocasión para seleccionar la velocidad inicial, se considera la velocidad recomendada para vapor que va a condensador, y corresponde a una velocidad de  $50 \text{ ft} \cdot \text{s}^{-1}$  ( $15,24 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ) (consúltese **Tabla A.16.21** del Anexo 16).

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,344 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 15,24 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,169 \text{ m} = 6,67 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

El diámetro inmediatamente superior al diámetro interior es:

$$D_{o1} = 6,825 \text{ in} = 0,173 \text{ m}$$



- Espesor

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 319,58 \text{ psi} \cdot 1,1 = 351,54 \text{ psi}$$

$$D_o = 6,825 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para acero al carbono a 200 °F, temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 177,44 °F)

$$t_{min} = \left( \frac{351,54 \text{ psi} \cdot 6,825 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 351,54 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,172 \text{ in}$$

Y el espesor estándar:

$$t = 0,28 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 6,825 \text{ in} - 2 \cdot 0,28 \text{ in} = 6,265 \text{ in} = 0,159 \text{ m}$$

Se determina la velocidad real con el diámetro interior real:

$$v = \frac{4 \cdot 0,344 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,159^2 \text{ m}^2} = 17,29 \text{ m/s}$$

***Línea n°26: Transporta la corriente de salida del condensador CD-02 hasta el acumulador de reflujo SP-02.***

- Diámetro interior inicial

El caudal de circulación del fluido a través de esa línea es  $0,322 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ . En cuanto a la velocidad inicial que se supone para calcular un primer diámetro para esta tubería, se elige una velocidad recomendada para vapor a alta presión, optando por una velocidad de  $5000 \text{ ft} \cdot \text{min}^{-1}$  ( $25,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ) (véase **Tabla A.16.20** del Anexo 16).

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,322 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 25,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,127 \text{ m} = 5 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

El diámetro inmediatamente superior al diámetro interior es:

$$D_{o1} = 6,825 \text{ in} = 0,178 \text{ m}$$

- Espesor

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 308,415 \text{ psi} \cdot 1,1 = 340 \text{ psi}$$

$$D_o = 6,825 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para acero al carbono a 200 °F, temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 131 °F)

$$t_{min} = \left( \frac{340 \text{ psi} \cdot 6,825 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 340 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,17 \text{ in}$$

Y el espesor estándar:

$$t = 0,28 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 6,825 \text{ in} - 2 \cdot 0,28 \text{ in} = 6,265 \text{ in} = 0,159 \text{ m}$$

Y por último se calcula la velocidad del fluido para una conducción de 6,265 in de diámetro interior.

$$v = \frac{4 \cdot 0,322 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,159^2 \text{ m}^2} = 16,22 \text{ m/s}$$

***Línea n°27: Lleva el fluido de salida del acumulador de reflujo SP-02 hasta la entrada de la bomba P-04.***

- Diámetro interior inicial

El fluido que circula por esta conducción, procede del separador y se trata de una corriente líquida, por lo que para la velocidad se toma aquella velocidad recomendada para líquido de procesos (**Tabla A.16.21**), esto es,  $6 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$  ( $1,83 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ). Sabiendo que el caudal es  $5,3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , el diámetro inicial es:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,3 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 1,83 \frac{m}{s}}} = 0,0192 \text{ m} = 0,756 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

$$D_{o1} = 1,05 \text{ in} = 0,0267 \text{ m}$$

- Espesor

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 308,415 \text{ psi} \cdot 1,1 = 340 \text{ psi}$$

$$D_o = 1,05 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para acero al carbono a 200 °F, temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 130,6 °F)

$$t_{min} = \left( \frac{340 \text{ psi} \cdot 1,05 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 340 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,098 \text{ in}$$

Para esta conducción el espesor estándar corresponde a un espesor:

$$t = 0,113 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 1,05 \text{ in} - 2 \cdot 0,113 \text{ in} = 0,824 \text{ in} = 0,0209 \text{ m}$$

Se calcula la velocidad:

$$v = \frac{4 \cdot 5,3 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0,0209^2 \text{ m}^2} = 1,54 \text{ m/s}$$

***Línea n°28: Conduce la entrada del reflujo hasta la torre T-01 desde la línea de descarga de la bomba P-04.***

- Diámetro interior inicial

Esta línea presenta el mismo caudal y velocidad inicial que la anterior, por lo que, se calcula un diámetro interior inicial de:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,3 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 1,83 \frac{m}{s}}} = 0,0192 \text{ m} = 0,756 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

$$D_{o1} = 1,05 \text{ in} = 0,0267 \text{ m}$$

- Espesor

Para determinar el espesor de esta línea se debe tener en cuenta que la presión es algo mayor que la anterior, por la acción de la bomba.

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 363,3 \text{ psi} \cdot 1,1 = 399,63 \text{ psi}$$

$$D_o = 1,05 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para acero al carbono a 200 °F, temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 130,9°F)

$$t_{min} = \left( \frac{399,63 \text{ psi} \cdot 1,05 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 399,63 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,10 \text{ in}$$

Para esta conducción el espesor estándar corresponde a un espesor:

$$t = 0,113 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 1,05 \text{ in} - 2 \cdot 0,113 \text{ in} = 0,824 \text{ in} = 0,0209 \text{ m}$$

Se calcula la velocidad:

$$v = \frac{4 \cdot 5,3 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0,0209^2 \text{ m}^2} = 1,54 \text{ m/s}$$

**Conducción n°13: Trasvase de la corriente a comprimir hasta el punto de división (Te n°6).**

**Línea n°29: Conduce la corriente gaseosa del separador SP-01 hasta el punto de separación de esta corriente a los dos compresores C-01 y C-02 (Te n°8).**

- Diámetro interior inicial

Con un caudal de  $2,12 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  y una velocidad inicial de  $150 \text{ ft} \cdot \text{s}^{-1}$  ( $45,72 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ) (considerada para vapor de alta presión, tal y como muestra la **Tabla A.16.19**).

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,12 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 45,72 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,243 \text{ m} = 9,569 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

$$D_{o1} = 10,75 \text{ in} = 0,273 \text{ m}$$

- Espesor

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 375,26 \text{ psi} \cdot 1,1 = 412,8 \text{ psi}$$

$$D_o = 10,75 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para acero al carbono a  $200 \text{ }^\circ\text{F}$ , temperatura inmediatamente superior a la de diseño,  $140 \text{ }^\circ\text{F}$ )

$$t_{min} = \left( \frac{412,8 \text{ psi} \cdot 10,75 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 412,8 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,245 \text{ in}$$

El espesor estándar corresponde a:

$$t = 0,25 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 10,75 \text{ in} - 2 \cdot 0,25 \text{ in} = 10,25 \text{ in} = 0,26 \text{ m}$$

Se calcula entonces la velocidad real del fluido a lo largo de esta tubería:

$$v = \frac{4 \cdot 2,12 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,26^2 \text{ m}^2} = 39,84 \text{ m/s}$$

**Línea n°30: Transporta el fluido desde la Te n°8 hasta la entrada al compresor C-01.**

- Diámetro interior inicial

Con un caudal de  $1,06 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  y una velocidad inicial de  $150 \text{ ft} \cdot \text{s}^{-1}$  ( $45,72 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ) (considerada para vapor de alta presión).

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,06 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 45,72 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,172 \text{ m} = 6,766 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

$$D_{o1} = 6,825 \text{ in} = 0,173 \text{ m}$$

- Espesor

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 375,26 \text{ psi} \cdot 1,1 = 412,8 \text{ psi}$$

$$D_o = 6,825 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para acero al carbono a  $200 \text{ }^\circ\text{F}$ , temperatura inmediatamente superior a la de diseño,  $140 \text{ }^\circ\text{F}$ )

$$t_{min} = \left( \frac{412,8 \text{ psi} \cdot 6,825 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 412,8 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,187 \text{ in}$$

El espesor estándar corresponde a:

$$t = 0,28 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 6,825 \text{ in} - 2 \cdot 0,28 \text{ in} = 6,265 \text{ in} = 0,159 \text{ m}$$

Se calcula entonces la velocidad real del fluido a lo largo de esta tubería:

$$v = \frac{4 \cdot 1,06 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,159^2 \text{ m}^2} = 53,33 \text{ m/s}$$

**Línea n°31: Transporta la segunda corriente procedente de la bifurcación de Te n°8 hasta el segundo compresor C-02.**

Esta línea es idéntica a la anterior.

- Diámetro interior inicial

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,06 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 45,72 \frac{m}{s}}} = 0,172 \text{ m} = 6,766 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

$$D_{o1} = 6,825 \text{ in} = 0,173 \text{ m}$$

- Espesor

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 375,26 \text{ psi} \cdot 1,1 = 412,8 \text{ psi}$$

$$D_o = 6,825 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para acero al carbono a 200 °F, temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 140 °F). Debido a que las variables adquieren el mismo valor que en el caso anterior, el valor del espesor mínimo es análogo por tanto:

$$t_{min} = 0,187 \text{ in}$$

El espesor estándar corresponde a:

$$t = 0,28 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 6,825 \text{ in} - 2 \cdot 0,28 \text{ in} = 6,265 \text{ in} = 0,159 \text{ m}$$

Se calcula entonces la velocidad real del fluido a lo largo de esta tubería:

$$v = \frac{4 \cdot 1,06 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0,159^2 \text{ m}^2} = 53,33 \text{ m/s}$$

**Línea n°32: Conduce el fluido comprimido en el compresor C-01 hasta la unión de descarga de los dos compresores (Te n°9).**

- Diámetro interior inicial

Con un caudal de  $0,817 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  y una velocidad inicial de  $150 \text{ ft} \cdot \text{s}^{-1}$  ( $45,72 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ) (considerada para vapor de alta presión).

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,817 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 45,72 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,151 \text{ m} = 5,940 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

$$D_{o1} = 6,825 \text{ in} = 0,173 \text{ m}$$

- Espesor

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 529,5 \text{ psi} \cdot 1,1 = 582,5 \text{ psi}$$

$$D_o = 6,825 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para acero al carbono a  $200 \text{ }^\circ\text{F}$ , temperatura inmediatamente superior a la de diseño,  $140 \text{ }^\circ\text{F}$ ).

$$t_{min} = \left( \frac{582,5 \text{ psi} \cdot 6,825 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 582,5 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,228 \text{ in}$$

El espesor estándar corresponde a:

$$t = 0,28 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 6,825 \text{ in} - 2 \cdot 0,28 \text{ in} = 6,265 \text{ in} = 0,159 \text{ m}$$

Se calcula entonces la velocidad real del fluido a lo largo de esta tubería:

$$v = \frac{4 \cdot 0,817 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,159^2 \text{ m}^2} = 41,10 \text{ m/s}$$



**Línea n°33: Conduce el fluido de descarga del compresor C-02 hasta la unión de los compresores Te n°9.**

Esta línea es idéntica a la línea anterior.

- Diámetro interior inicial

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,817 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 45,72 \frac{m}{s}}} = 0,151 m = 5,940 in$$

- Diámetro exterior

$$D_{o1} = 6,825 in = 0,173 m$$

- Espesor

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 529,5 psi \cdot 1,1 = 582,5 psi$$

$$D_o = 6,825 in$$

$S = 15700 psi$  (tensión máxima admisible para acero al carbono a 200 °F, temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 140 °F). Debido a que los valores de las variables son idénticos a los de la conducción anterior el espesor mínimo será el mismo que el de ésta.

$$t_{min} = 0,228 in$$

El espesor estándar corresponde a:

$$t = 0,28 in$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 6,825 in - 2 \cdot 0,28 in = 6,265 in = 0,159 m$$

Se calcula entonces la velocidad real del fluido a lo largo de esta tubería:

$$v = \frac{4 \cdot 0,817 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0,159^2 m^2} = 41,10 m/s$$

**Línea n°34: Conduce el fluido comprimido en los compresores desde Te n°9 hacia la Te n°7**

- Diámetro interior inicial

Con un caudal de  $1,64 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  y una velocidad inicial de  $150 \text{ ft} \cdot \text{s}^{-1}$  ( $45,72 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ) (considerada para vapor de alta presión).

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,64 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 45,72 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,213 \text{ m} = 8,4 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

$$D_{o1} = 8,625 \text{ in} = 0,219 \text{ m}$$

- Espesor

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 529,5 \text{ psi} \cdot 1,1 = 582,5 \text{ psi}$$

$$D_o = 8,625 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para acero al carbono a  $200 \text{ }^\circ\text{F}$ , temperatura inmediatamente superior a la de diseño,  $140 \text{ }^\circ\text{F}$ )

$$t_{min} = \left( \frac{582,5 \text{ psi} \cdot 8,625 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 582,5 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,265 \text{ in}$$

El espesor estándar corresponde a:

$$t = 0,277 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 8,625 \text{ in} - 2 \cdot 0,277 \text{ in} = 8,071 \text{ in} = 0,205 \text{ m}$$

Se calcula entonces la velocidad real del fluido a lo largo de esta tubería:

$$v = \frac{4 \cdot 1,64 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,205^2 \text{ m}^2} = 49,53 \text{ m/s}$$

**Línea n°35: Conduce el fluido desde el punto de división de la descarga de los compresores (Te n°7) hasta Te n°6, la línea denominada línea de purga.**

- Diámetro interior inicial

El caudal que circula por la tubería es  $0,213 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ . Se selecciona una velocidad inicial correspondiente a la velocidad de vapor por tuberías, esto es,  $150 \text{ ft} \cdot \text{s}^{-1}$  ( $45,72 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ).

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,213 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 45,72 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,0769 \text{ m} = 3,029 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

$$D_{o1} = 3,5 \text{ in} = 0,089 \text{ m}$$

- Espesor

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 529,25 \text{ psi} \cdot 1,1 = 582,17 \text{ psi}$$

$$D_o = 3,5 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para acero al carbono a  $200 \text{ }^\circ\text{F}$ , temperatura inmediatamente superior a la de diseño,  $178 \text{ }^\circ\text{F}$ )

$$t_{min} = \left( \frac{582,17 \text{ psi} \cdot 3,5 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 582,17 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,158 \text{ in}$$

Para una tubería de 3,5 in, el espesor estándar corresponde a:

$$t = 0,216 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 3,5 \text{ in} - 2 \cdot 0,216 \text{ in} = 3,068 \text{ in} = 0,0779 \text{ m}$$

Por último, la velocidad real se calcula con este nuevo diámetro:

$$v = \frac{4 \cdot 0,213 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,0779^2 \text{ m}^2} = 44,55 \text{ m/s}$$

**Conducción n°14: Corriente de recirculación de hidrógeno.**

***Línea n°36: Conduce la corriente de recirculación de hidrógeno desde la Te n°7 hasta el punto de unión con la corriente de hidrógeno fresco (Te n°10).***

- Diámetro interior inicial

Para la velocidad inicial se mantiene el valor recomendado para vapor a presión 150 ft·s<sup>-1</sup> (45,72 m·s<sup>-1</sup>). El caudal de circulación del fluido por esta conducción es 1,422 m<sup>3</sup>·s<sup>-1</sup>.

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,422 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 45,72 \frac{m}{s}}} = 0,199 m = 7,835 in$$

- Diámetro exterior

$$D_{o1} = 8,625 in = 0,219 m$$

- Espesor

El fluido tiene la misma presión y temperatura que lleva en la línea n° 34, por lo que el espesor es:

$$t_{min} = 0,265 in$$

El espesor estándar corresponde a:

$$t = 0,277 in$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 8,625 in - 2 \cdot 0,277 in = 8,071 in = 0,205 m$$

Con respecto a la velocidad, para este diámetro interior:

$$v = \frac{4 \cdot 1,422 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0,205^2 m^2} = 43,09 m/s$$

***Línea n°37: Transporta la corriente de salida desde la Te n°10 hasta la cruceta Te n°11.***

- Diámetro interior inicial

Para una velocidad de vapor a alta presión correspondiente a  $150 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$  ( $45,72 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) y un caudal de  $2,09 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ , se obtiene un diámetro inicial interior de:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,09 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 45,72 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,241 \text{ m} = 9,498 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

$$D_{o1} = 10,75 \text{ in} = 0,273 \text{ m}$$

- Espesor

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 509,8 \text{ psi} \cdot 1,1 = 560,8 \text{ psi}$$

$$D_o = 10,75 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para acero al carbono a  $200 \text{ }^\circ\text{F}$ , temperatura inmediatamente superior a la de diseño,  $157,2 \text{ }^\circ\text{F}$ )

$$t_{min} = \left( \frac{560,8 \text{ psi} \cdot 10,75 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 560,8 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,302 \text{ in}$$

El espesor estándar corresponde a:

$$t = 0,307 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 10,75 \text{ in} - 2 \cdot 0,307 \text{ in} = 10,136 \text{ in} = 0,257 \text{ m}$$

Con respecto a la velocidad, para este diámetro interior:

$$v = \frac{4 \cdot 2,09 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,257^2 \text{ m}^2} = 40,15 \text{ m/s}$$

***Línea n°38: Conduce la recirculación de hidrógeno desde la cruceta Te n°11 hasta la Te n°5.***

- Diámetro interior inicial

Para una velocidad de vapor a alta presión correspondiente a  $150 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-1}$  ( $45,72 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) y un caudal de  $0,744 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ , se obtiene un diámetro inicial interior de:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,744 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 45,72 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,144 \text{ m} = 5,667 \text{ in}$$

- Diámetro exterior

$$D_{o1} = 6,825 \text{ in} = 0,173 \text{ m}$$

- Espesor

$$P_D = P_{oper} \cdot 1,1 = 509,8 \text{ psi} \cdot 1,1 = 560,8 \text{ psi}$$

$$D_o = 6,825 \text{ in}$$

$S = 15700 \text{ psi}$  (tensión máxima admisible para acero al carbono a  $200 \text{ }^\circ\text{F}$ , temperatura inmediatamente superior a la de diseño,  $157,2 \text{ }^\circ\text{F}$ )

$$t_{min} = \left( \frac{560,8 \text{ psi} \cdot 6,825 \text{ in}}{2 \cdot (15700 \text{ psi} \cdot 1 + 560,8 \text{ psi} \cdot 0,4)} + 0,075 \text{ in} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12,5/100)} = 0,223 \text{ in}$$

El espesor estándar corresponde a:

$$t = 0,28 \text{ in}$$

- Diámetro interior real

$$D_1 = 6,825 \text{ in} - 2 \cdot 0,28 \text{ in} = 6,265 \text{ in} = 0,159 \text{ m}$$

Con respecto a la velocidad, para este diámetro interior:

$$v = \frac{4 \cdot 0,744 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,159^2 \text{ m}^2} = 37,40 \text{ m/s}$$

A continuación se recoge una tabla resumen que muestra el tamaño nominal de cada una de las líneas de la línea de proceso.

Tabla A.14.1:  
Resumen de tuberías de la línea de proceso

<b>Conducción</b>	<b>Diámetro nominal (in)</b>	<b>Diámetro exterior (in)</b>	<b>Espesor (in)</b>	<b>Velocidad (m/s)</b>
1	6	6,825	0,109	0,85
2	6	6,825	0,109	0,85
3	6	6,825	0,109	0,94
4	6	6,825	0,109	0,94
5	6	6,825	0,109	1,04
6	1,5	1,9	0,145	1,58
7	6	6,825	0,28	0,94
8	12	12,75	0,33	17,92
9	14	14	0,312	18,60
10	16	16	0,375	16,42
11	16	16	0,375	16,43
12	16	16	0,375	14,38
13	20	20	0,437	14,36
14	20	20	0,5	15,81
15	20	20	0,5	13,73
16	18	18	0,375	13,85
17	6	6,825	0,28	1,17
18	6	6,825	0,28	1,17
19	10	10,75	0,307	4,29
20	6	6,825	0,28	15,67
21	6	6,825	0,28	1,73
22	6	6,825	0,28	1,33
23	6	6,825	0,28	1,12
24	8	8,625	0,25	1,45
25	6	6,825	0,28	17,29
26	6	6,825	0,28	16,20
27	0,75	1,05	0,113	1,54
28	0,75	1,05	0,113	1,54
29	10	10,75	0,25	39,84
30	6	6,825	0,28	53,33
31	6	6,825	0,28	53,33
32	6	6,825	0,28	41,10
33	6	6,825	0,28	41,10
34	8	8,625	0,277	49,53
35	3	3,5	0,216	44,55
36	8	8,625	0,277	43,09
37	10	10,75	0,307	40,15
38	6	6,825	0,28	37,40

## 14.2.- Cálculo de las pérdidas de carga en tuberías

En este apartado, se calculan las pérdidas de carga que sufre el fluido a través de las conducciones por las que circula, las cuales serán necesarias para la determinación de la potencia de las bombas y el compresor instalados.

La pérdida de carga en tubería recta será cuantificada mediante la fórmula de Darcy-Weisbach:

$$h_{f-tubería} = (4f) \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad [A.14.6]$$

Donde:

- $h_{f-tubería}$ : es la pérdida de carga en metros.
- $4f$ : es el factor de fricción de Darcy (adimensional).
- $L$ : es la longitud de la tubería en m.
- $D$ : es el diámetro interior de la tubería en m.
- $v$ : es la velocidad del fluido expresada en  $m \cdot s^{-1}$ .
- $g$ : es la aceleración de la gravedad en  $m \cdot s^{-2}$ .

El factor de Darcy,  $4f$ , se estima a través del diagrama de Moody (**Figura A.16.4** del Anexo 16) en función del número de Reynolds,  $Re$ , y la rugosidad relativa,  $\varepsilon/D$ . La rugosidad relativa se determina mediante la **Figura A.16.5** del Anexo 16, a partir del diámetro de la tubería  $D$  y el material de la tubería por la cual circula el fluido.

En cuanto al número de Reynolds, como ya se ha explicado en otros apartados del proyecto se calcula mediante:

$$Re = \frac{v \cdot D \cdot \rho}{\mu} \quad [A.14.7]$$

Siendo:

- $\mu$ : la viscosidad del fluido en  $Pa \cdot s$ .
- $\rho$ : la densidad del fluido expresado en  $kg \cdot m^{-3}$ .
- $v$ : la velocidad del fluido en  $m \cdot s^{-1}$ .
- $D$ : el diámetro interior en m.



La densidad del fluido se obtiene del simulador, mientras que la viscosidad se determina en función de la composición de los compuestos del fluido y la viscosidad de cada uno de ellos a la temperatura del fluido [Perry et al., 2001]. En cuanto al diámetro y la velocidad han sido calculados en el **Apartado 14.1**.

Para estimar la pérdida de carga en las tuberías, es necesario considerar la pérdida de carga que se produce en los accesorios de la tubería. Para ello, se utilizan longitudes equivalentes para cada accesorio presente en la conducción a la cual se esté estimando las pérdidas de carga. Longitud equivalente se refiere a la longitud de tubería recta de igual diámetro que el accesorio que produciría una pérdida de carga igual a la del accesorio, de modo que se considera el accesorio como si fuera un tramo de tubería. La expresión a emplear para casos en que la conducción presente accesorios es la siguiente.

$$h_{f-\text{accesorios}} = (4f) \cdot \frac{L_{eq}}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad [A. 14.8]$$

Donde:

- $L_{eq}$ : es la longitud equivalente en m.

La longitud equivalente de cada accesorio que posee la conducción se determina mediante la **Tabla A.16.27**, conocido el diámetro de la tubería.

Por lo tanto, modificando la ecuación de Darcy para incluir las pérdidas de carga en accesorios, se obtiene la expresión que se emplea para hallar las pérdidas de carga total en cada una de las conducciones.

$$h_f = (4f) \cdot \frac{L + L_{eq}}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad [A. 14.9]$$

Siguiendo esta sistemática de cálculo, se aplica a cada conducción de la línea de proceso para determinar las pérdidas de carga a través de las tuberías.

**Conducción n°1: Trasvase del benceno hasta el acumulador de reflujo BOT-01 correspondiente a la bomba P-02.**

*Línea n°1: Conduce la alimentación de benceno a la línea de proceso desde los tanques de benceno hasta la unión con la línea de aromáticos (Te n°1).*

Se presentan los parámetros necesarios para determinar el Re.

$$v = 0,85 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,168 \text{ m}$$

$$\rho = 877,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 6,50 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{0,85 \cdot 0,168 \cdot 877,5}{6,50 \cdot 10^{-4}} = 1,93 \cdot 10^5$$

Con respecto a la rugosidad relativa, se debe tener en cuenta que la tubería está construida de acero inoxidable. Atendiendo a la **Figura A.16.5** del Anexo 16, para acero comercial de diámetro interno 6,61 in:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,0003$$

A partir del diagrama de Moody, en función del Re y rugosidad relativa determinadas, se obtiene que el factor de fricción:

$$4f = 0,017$$

En cuanto la longitud de la tubería, como se observa en el **Plano n°02**, esta línea está formada por los tramos L1, L2, L3 y L4, sumando una longitud L de conducción de 40 m. Para estimar  $L_{eq}$  se consideran los siguientes accesorios: dos válvulas de globo, una válvula de retención y tres codos de radio largo de 90°. Según la **Tabla A.16.27**, la longitud equivalente de estos accesorios para el diámetro de la tubería en el que se encuentran es:

$$L_{eq} = 2 \cdot 58,74 \text{ m} + 16,15 \text{ m} + 3 \cdot 3,66 \text{ m} = 144,60 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en la primera línea queda:

$$h_f = (0,017) \cdot \frac{40 \text{ m} + 144,60 \text{ m}}{0,168 \text{ m}} \cdot \frac{0,85^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,692 \text{ m}$$

**Línea n°2: Conduce el benceno desde la Te n°1 hasta la Te n°2, punto de unión de la alimentación al depósito acumulador BOT-1 y la recirculación de la bomba P-02.**

$$v = 0,85 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,168 \text{ m}$$

$$\rho = 877,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 6,50 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$\text{Re} = \frac{0,85 \cdot 0,168 \cdot 877,6}{6,50 \cdot 10^{-4}} = 2,56 \cdot 10^5$$

Atendiendo a **Figura A.16.5** del Anexo 16, para acero comercial de diámetro interno 6,6 in:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,0003$$

A partir del diagrama de Moody, en función del Re y rugosidad relativa determinadas, se obtiene que el factor de fricción:

$$4f = 0,017$$

La longitud L de esta línea es 1,5 m (véase tramo L6 en el **Plano n°02**). Para estimar  $L_{eq}$  se consideran como accesorios dos tes. Según la **Tabla A.16.27** del Anexo 16, la longitud equivalente de estos accesorios para el diámetro de la tubería en el que se encuentran es:

$$L_{eq} = 2 \cdot 12,50 \text{ m} = 25 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea queda:

$$h_f = (0,017) \cdot \frac{1,5 \text{ m} + 25 \text{ m}}{0,168 \text{ m}} \cdot \frac{0,85^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,099 \text{ m}$$

**Línea n°3: Transporta el fluido desde la Te n°2 hasta la entrada al depósito acumulador de la bomba BOT-01.**

$$v = 0,937 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,168 \text{ m}$$

$$\rho = 877,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 6,50 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{0,937 \cdot 0,168 \cdot 877,5}{6,50 \cdot 10^{-4}} = 2,12 \cdot 10^5$$

Atendiendo a la **Figura A.16.5** del Anexo 16, para acero comercial del diámetro indicado la rugosidad relativa es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,0003$$

A partir del diagrama de Moody, se obtiene el factor de fricción:

$$4f = 0,017$$

Esta línea está formada por los tramos L7 y L8 y tiene una longitud de 5,3 m (véase **Plano n°02**). Para estimar  $L_{eq}$  se consideran los siguientes accesorios: dos codos de radio largo de 90° y una válvula de compuerta. Según la **Tabla A.16.27**, la longitud equivalente de estos accesorios para el diámetro de esta tubería es:

$$L_{eq} = 2 \cdot 3,66 \text{ m} + 1,37 \text{ m} = 8,69 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en la línea en diseño queda:

$$h_f = (0,017) \cdot \frac{5,3 \text{ m} + 6,55 \text{ m}}{0,168 \text{ m}} \cdot \frac{0,937^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,063 \text{ m}$$

**Conducción n°2: Recirculación del depósito acumulador BOT-01. Compuesta por:**

**Línea n°4: Conduce la corriente de salida del depósito acumulador hasta la bomba P-02.**

$$v = 0,937 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,168 \text{ m}$$

$$\rho = 877,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 6,50 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{0,937 \cdot 0,168 \cdot 877,4}{6,50 \cdot 10^{-4}} = 2,12 \cdot 10^5$$

Para acero comercial del diámetro indicado la rugosidad relativa es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,0003$$

A partir del diagrama de Moody, se obtiene el factor de fricción:

$$4f = 0,017$$

La longitud L de esta línea, formada por los tramos L9, L10, L11, L12 y L13, es 4,83 m (véase **Plano n°02**). Para estimar  $L_{eq}$  se consideran los siguientes accesorios: tres codos de radio largo de 90°, una válvula de compuerta y una válvula de globo. Según la **Tabla A.16.27** del Anexo 16, la longitud equivalente de estos accesorios para el diámetro de esta tubería es:

$$L_{eq} = 3 \cdot 3,66 \text{ m} + 1,37 \text{ m} + 58,74 \text{ m} = 71,08 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea queda:

$$h_f = (0,017) \cdot \frac{4,83 \text{ m} + 71,08 \text{ m}}{0,168 \text{ m}} \cdot \frac{0,937^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,34 \text{ m}$$

**Línea n°5: Conduce la corriente de salida de la bomba P-02 hasta el punto de bifurcación de la corriente bombeada (Te n°3).**

$$v = 1,028 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,159 \text{ m}$$

$$\rho = 878,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 6,50 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{1,028 \cdot 0,159 \cdot 878,5}{6,50 \cdot 10^{-4}} = 2,24 \cdot 10^5$$

Atendiendo a la **Figura A.16.5** del Anexo 16, para acero comercial del diámetro indicado la rugosidad relativa es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,0003$$

A partir del diagrama de Moody, se obtiene el factor de fricción:

$$4f = 0,017$$

La longitud L de esta línea, representada por el tramo L14 en el **Plano n°02**, es 1,5 m. Para estimar  $L_{eq}$  se consideran los siguientes accesorios: una te, una válvula de retención y una válvula de globo. Según la **Tabla A.16.27**, la longitud equivalente de estos accesorios es:

$$L_{eq} = 12,50 \text{ m} + 16,15 \text{ m} + 56,09 \text{ m} = 84,74 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en la línea n°5 queda:

$$h_f = (0,017) \cdot \frac{1,5 \text{ m} + 84,74 \text{ m}}{0,159 \text{ m}} \cdot \frac{1,028^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,51 \text{ m}$$

**Línea n°6: Transporta la corriente de salida de la Te n°3 hacia el acumulador BOT-01, constituyendo la corriente de reflujo.**

$$v = 1,578 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,041 \text{ m}$$

$$\rho = 878,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 6,50 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{1,578 \cdot 0,041 \cdot 878,5}{6,54 \cdot 10^{-4}} = 8,72 \cdot 10^4$$

Atendiendo a la **Figura A.16.5** del Anexo 16, para acero comercial del diámetro indicado la rugosidad relativa es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,0011$$

A partir del diagrama de Moody, se obtiene el factor de fricción:

$$4f = 0,022$$

La longitud L de esta línea es 11 m (Línea representada en el **Plano n°02** mediante los tramos L15, L16 y L17). Para estimar  $L_{eq}$  se consideran los siguientes accesorios: dos codos, una válvula de globo y una reducción. Según la **Tabla A.16.27** del Anexo 16, la longitud equivalente de los accesorios es:

$$L_{eq} = 2 \cdot 1,22 \text{ m} + 14,31 \text{ m} + 3,05 \text{ m} = 19,80 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,022) \cdot \frac{11 \text{ m} + 19,80 \text{ m}}{0,041 \text{ m}} \cdot \frac{1,578^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 2,10 \text{ m}$$

**Conducción n°3: Trasvase de los reactivos hasta los intercambiadores de calor IC-01 y IC-02.**

**Línea n°7: Conduce la segunda corriente de salida de la Te n°3 a la Te n°4.**

$$v = 0,92 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,159 \text{ m}$$

$$\rho = 878,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 6,50 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{0,92 \cdot 0,159 \cdot 878,5}{6,50 \cdot 10^{-4}} = 2,02 \cdot 10^5$$

Para acero comercial del diámetro indicado la rugosidad relativa es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,0003$$

A partir del diagrama de Moody, se obtiene el factor de fricción:

$$4f = 0,017$$

Como puede observarse en el **Plano n°02**, esta línea está representada por el tramo L18. La longitud L de la línea es 3,5 m. Para estimar  $L_{eq}$  se consideran los siguientes accesorios: una válvula de globo y una te. Según la **Tabla A.16.27**, la longitud equivalente de los accesorios es:

$$L_{eq} = 12,50 \text{ m} + 55,70 \text{ m} = 68,20 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,017) \cdot \frac{3,5 \text{ m} + 68,20 \text{ m}}{0,159 \text{ m}} \cdot \frac{0,92^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,34 \text{ m}$$

**Línea n°8: Transporta la alimentación formada por los reactivos (hidrógeno y benceno) desde la Te n°4 hasta la entrada del intercambiador IC-01 (fluido de circulación por los tubos del intercambiador).**

$$v = 17,92 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,307 \text{ m}$$

$$\rho = 20,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 6,81 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{17,92 \cdot 0,307 \cdot 20,4}{6,81 \cdot 10^{-5}} = 1,65 \cdot 10^6$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro 12,09 in, es (véase **Figura A.16.5** del Anexo 16):



$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,00014$$

El factor de fricción que se obtiene empleando la gráfica de Moody (**Figura A.16.4** del Anexo 16):

$$4f = 0,0131$$

La longitud L de la línea n°8 es 4,97 m y está formada por los tramos L19, L20, L21 y L22 (véase **Plano n°02**). Para calcular  $L_{eq}$  se consideran los siguientes accesorios: tres codos largos de 90° y un ensanchamiento. Según la **Tabla A.16.27** del Anexo 16, la longitud equivalente de los accesorios es:

$$L_{eq} = 3 \cdot 7,01 \text{ m} + 7,01 \text{ m} = 28,04 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,0131) \cdot \frac{4,97 \text{ m} + 28,04 \text{ m}}{0,307 \text{ m}} \cdot \frac{17,92^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 23,04 \text{ m}$$

**Línea n°9: Conduce el fluido precalentado en el intercambiador IC-01 hasta el segundo intercambiador IC-02.**

$$v = 18,60 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,340 \text{ m}$$

$$\rho = 16,19 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,07 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{18,60 \cdot 0,340 \cdot 16,19}{1,07 \cdot 10^{-5}} = 9,57 \cdot 10^6$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro de esta línea, es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,00014$$

Calculados el Re y la rugosidad relativa, se determina el factor de fricción (véase **Figura A.16.4** del Anexo 16):

$$4f = 0,0126$$

La longitud L de la línea es 9,77 m, longitud representada por los tramos L23 a L29 (véase **Plano n°02**). Para calcular  $L_{eq}$  se consideran los siguientes accesorios: seis codos largos de 90° y una te. Según la **Tabla A.16.27** del Anexo 16, la longitud equivalente de los accesorios es:

$$L_{eq} = 6 \cdot 7,01 \text{ m} + 22,86 \text{ m} = 64,92 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,0126) \cdot \frac{9,77 \text{ m} + 64,92 \text{ m}}{0,340 \text{ m}} \cdot \frac{18,60^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 48,84 \text{ m}$$

**Conducción n°4:** Trasvase del fluido desde el intercambiador IC-02 hasta el punto de unión del producto de salida del reactor R-01 con la corriente de hidrógeno fresco.

**Línea n°10:** Conduce el fluido desde el intercambiador IC-02 hasta el primer reactor R-01.

$$v = 16,42 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,387 \text{ m}$$

$$\rho = 13,98 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,15 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{16,42 \cdot 0,387 \cdot 13,98}{1,15 \cdot 10^{-5}} = 7,74 \cdot 10^6$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior señalado, es (véase **Figura A.16.5** del Anexo 16):

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,00012$$

Calculados el Re y la rugosidad relativa, se determina el factor de fricción (véase **Figura A.16.4** del Anexo 16):

$$4f = 0,0125$$

La longitud L de la línea que se diseña es la formada por los tramos L30, L31, L32, L33, L34 y L35, y tiene un valor de 14,15 m (véase **Plano n°02**). Teniendo en cuenta que la tubería presenta cinco codos de radio largo de 90°, la  $L_{eq}$  de estos accesorios se calcula a continuación:

$$L_{eq} = 5 \cdot 8,23 \text{ m} = 41,15 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,0125) \cdot \frac{14,15 \text{ m} + 41,15 \text{ m}}{0,387 \text{ m}} \cdot \frac{16,42^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 24,53 \text{ m}$$

**Línea n°11: Conduce el producto del reactor R-01 hasta el intercambiador IC-02, fluido que circula por la carcasa de dicho intercambiador.**

$$v = 16,43 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,387 \text{ m}$$

$$\rho = 13,98 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,39 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{16,43 \cdot 0,387 \cdot 13,98}{1,39 \cdot 10^{-5}} = 6,40 \cdot 10^6$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior señalado, es (véase **Figura A.16.5** del Anexo 16):

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,00012$$

Calculados el Re y la rugosidad relativa, se determina el factor de fricción (**Figura A.16.4** del Anexo 16):

$$4f = 0,0126$$

La longitud  $L$  de los tramos L36 a L39, que forman esta línea, es 5,45 m (véase **Plano n°02**). Se tiene que los accesorios que posee la tubería son: cuatro codos de radio largo de 90° y una te, por lo que la  $L_{eq}$  es:

$$L_{eq} = 4 \cdot 8,23 \text{ m} + 25,91 \text{ m} = 58,83 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,0126) \cdot \frac{5,45 \text{ m} + 58,83 \text{ m}}{0,387 \text{ m}} \cdot \frac{16,43^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 28,76 \text{ m}$$

**Línea n°12: Conduce el producto desde el segundo intercambiador IC-02 hasta el punto de unión de esta corriente con la corriente de hidrógeno recirculado (Te n°5).**

$$v = 14,38 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,387 \text{ m}$$

$$\rho = 15,95 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,23 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{14,38 \cdot 0,387 \cdot 15,95}{1,23 \cdot 10^{-5}} = 7,24 \cdot 10^6$$

Con respecto a la rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior 15,25 in:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,00012$$

A partir de la gráfica de Moody (**Figura A.16.4** del Anexo 16) se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,013$$

La longitud  $L$  de la línea es 15,32 m, longitud correspondiente a los tramos L40 a L43 (véase **Plano n°02**). Para determinar la  $L_{eq}$  se consideran como accesorios de la tubería: tres codos de radio largo de 90° y una te. Según la **Tabla A.16.27** del Anexo 16, la longitud equivalente de estos accesorios es:

$$L_{eq} = 3 \cdot 8,23 \text{ m} + 25,91 \text{ m} = 50,60 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,013) \cdot \frac{15,32 \text{ m} + 50,60 \text{ m}}{0,387 \text{ m}} \cdot \frac{14,38^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 23,31 \text{ m}$$

**Conducción n°5: Conduce el fluido a reaccionar en el segundo reactor hasta su entrada en el intercambiador de calor IC-01.**

*Línea n°13: Transporta el fluido desde la Te n°5 hasta el reactor R-02.*

$$v = 14,36 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,486 \text{ m}$$

$$\rho = 12,33 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,16 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{14,36 \cdot 0,486 \cdot 12,33}{1,16 \cdot 10^{-5}} = 7,42 \cdot 10^6$$

Con respecto a la rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior 19,13 in:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,00009$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,0118$$

La línea 13 tiene una longitud que se corresponde con la longitud de los tramos representados en el **Plano n°02** por L44, L45 y L46, y es 8,5 m. Para determinar la  $L_{eq}$  se consideran como accesorios de la tubería: tres codos de radio largo de 90° y un ensanchamiento. Según la **Tabla A.16.27** del Anexo 16, la longitud equivalente de estos accesorios es:

$$L_{eq} = 3 \cdot 10,36 \text{ m} + 35,05 \text{ m} = 66,14 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,0118) \cdot \frac{8,5 \text{ m} + 66,14 \text{ m}}{0,486 \text{ m}} \cdot \frac{14,36^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 19,06 \text{ m}$$

**Línea n°14: Conduce el producto del reactor R-02 hacia la entrada por carcasa del primer intercambiador IC-01.**

$$v = 15,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,483 \text{ m}$$

$$\rho = 11,36 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,22 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{15,81 \cdot 0,483 \cdot 11,36}{1,22 \cdot 10^{-5}} = 7,11 \cdot 10^6$$

Con respecto a la rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior de dicha tubería es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,000095$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,012$$

Para determinar la longitud de esta línea se tiene en cuenta la longitud de los tramos L47 a L51, que suman una longitud de 19 m (véase **Plano n°02**). Para determinar la  $L_{eq}$  se consideran como accesorios de la tubería: cuatro codos de radio largo de 90° y una te. Según la **Tabla A.16.27** del Anexo 16, la longitud equivalente de estos accesorios es:

$$L_{eq} = 4 \cdot 10,36 \text{ m} + 35,05 \text{ m} = 76,49 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,012) \cdot \frac{19 \text{ m} + 76,49 \text{ m}}{0,483 \text{ m}} \cdot \frac{15,81^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 30,25 \text{ m}$$

**Conducción n°6:** Trasvase del producto de la zona de reacción hasta los intercambiadores CD-01.

*Línea n°15: Lleva el producto de la zona de reacción desde el intercambiador IC-01 (fluido que circula por la carcasa) hasta los aéreos CD-01.*

$$v = 13,73 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,483 \text{ m}$$

$$\rho = 13,03 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,09 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{13,73 \cdot 0,483 \cdot 13,03}{1,09 \cdot 10^{-5}} = 7,95 \cdot 10^6$$

Con respecto a la rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior de dicha tubería es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,000095$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,012$$

La longitud L de esta línea es 7,82 m, cuya longitud se obtiene de la suma de la longitud de los tramos que la componen, L52 a L56 (véase **Plano n°02**). Los accesorios de esta línea son cuatro codos de radio largo de 90°, cuya  $L_{eq}$  es (véase **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 4 \cdot 10,36 \text{ m} = 41,45 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,012) \cdot \frac{7,82 \text{ m} + 41,45 \text{ m}}{0,483 \text{ m}} \cdot \frac{13,73^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 11,78 \text{ m}$$

**Conducción n°7: Trasvase del producto refrigerado al separador SP-01.**

**Línea n°16: Conduce el producto refrigerado en los aéreos hacia la entrada al separador SP-01.**

$$v = 13,85 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,438 \text{ m}$$

$$\rho = 15,68 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 7,86 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{13,85 \cdot 0,438 \cdot 15,68}{7,86 \cdot 10^{-5}} = 1,21 \cdot 10^6$$

La rugosidad relativa para acero comercial y un diámetro comercial de 17,25 in:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,000102$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,0135$$

La línea n°16 está compuesta por los tramos L57, L58 y L59 y su longitud L es 20,8 m (véase **Plano n°02**). Los accesorios de esta línea son dos codos de radio largo de 90°. La  $L_{eq}$  de estos accesorios es (véase **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 2 \cdot 9,14 \text{ m} = 18,28 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en la línea n°16 es:

$$h_f = (0,0135) \cdot \frac{20,8 \text{ m} + 18,28 \text{ m}}{0,438 \text{ m}} \cdot \frac{13,85^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 11,78 \text{ m}$$



Mencionar que en esta línea se sitúa una válvula de reducción de presión que permite bajar la variable hasta un valor de 25,88 bar.

**Conducción n°8: Traslase de la corriente líquida del separador hasta el intercambiador de calor IC-03.**

*Línea n°17: Transporta la salida del separador SP-01 hasta la bomba P-03.*

$$v = 1,17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,159 \text{ m}$$

$$\rho = 754,9 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 6,58 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{1,17 \cdot 0,159 \cdot 754,9}{6,58 \cdot 10^{-4}} = 2,14 \cdot 10^5$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,0003$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,017$$

La longitud L de esta línea es 19,5 m (véase tramos L60 a L64 en el **Plano n°02**). Los accesorios de esta línea son cuatro codos de radio largo de 90° y una válvula de globo. La  $L_{eq}$  de estos accesorios es (véase **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 4 \cdot 3,66 \text{ m} + 55,70 \text{ m} = 70,33 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.8**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,017) \cdot \frac{19,5 \text{ m} + 70,33 \text{ m}}{0,159 \text{ m}} \cdot \frac{1,17^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,67 \text{ m}$$

**Línea n°18:** Conduce la corriente impulsada por la bomba P-03 hasta la Te n°6 (punto de unión con la corriente de purga procedente de los compresores C-01 y C-02).

$$v = 1,17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,159 \text{ m}$$

$$\rho = 755,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 6,83 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{1,17 \cdot 0,159 \cdot 755,8}{6,83 \cdot 10^{-4}} = 2,06 \cdot 10^5$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,0003$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,017$$

La longitud L de esta línea, correspondiente al tramo L65, es 3 m (véase **Plano n°02**). Los accesorios de esta línea son los siguientes: una te, una válvula de retención y un ensanchamiento. La  $L_{eq}$  de estos accesorios es (véase **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 12,50 \text{ m} + 16,15 \text{ m} + 12,50 \text{ m} = 41,15 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,017) \cdot \frac{3 \text{ m} + 41,15 \text{ m}}{0,159 \text{ m}} \cdot \frac{1,17^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,33 \text{ m}$$

**Línea n°19:** Conduce el fluido desde la Te n°6 hacia el intercambiador de calor IC-03 (corriente de circulación por los tubos).

$$v = 4,29 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,257 \text{ m}$$

$$\rho = 87,41 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 2,93 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{4,29 \cdot 0,257 \cdot 87,41}{2,93 \cdot 10^{-4}} = 3,30 \cdot 10^5$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior 10,14in es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,00018$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,016$$

La longitud L de esta línea se contabiliza como la suma de las longitudes de los tramos L66, L67, L68 y L69 es 4,74 m (véase **Plano n°02**). Destacar que esta línea posee una válvula antiretorno cuya longitud equivalente es:

$$L_{eq} = 24,38\text{m}$$

$$h_{f-tubería} = (0,016) \cdot \frac{4,74 \text{ m} + 24,38 \text{ m}}{0,257 \text{ m}} \cdot \frac{4,29^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 1,70 \text{ m}$$

**Conducción n°9: Trasvase de la alimentación a la torre desde intercambiador IC-03.**

*Línea n°20: Conduce la alimentación de la torre de rectificación T-01 desde la salida del intercambiador IC-03.*

$$v = 15,67 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,159 \text{ m}$$

$$\rho = 62,68 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 4,40 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{15,67 \cdot 0,159 \cdot 62,68}{4,40 \cdot 10^{-5}} = 3,55 \cdot 10^6$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,00028$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,0148$$

Esta línea se compone de los tramos L70, L71, L72 y L74 (véase **Plano n°02**) y su longitud L es 23,05 m. Esta línea presenta cuatro codos de radio largo de 90°, cuya  $L_{eq}$  es (véase **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 4 \cdot 3,96 \text{ m} = 15,85 \text{ m}$$

Destacar que en la línea n°20 se inserta una válvula de reducción de presión cuya función es bajar la presión desde 35 bar hasta 23,5 bar.

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,0148) \cdot \frac{23,05 \text{ m} + 15,85 \text{ m}}{0,159 \text{ m}} \cdot \frac{15,67^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 45,28 \text{ m}$$

**Conducción n°10: Trasvase del producto final desde la torre de rectificación hasta los aéreos CD-03.**

*Línea n°21: Transporta la salida de colas o producto principal desde la torre T-01 hacia el intercambiador IC-3 (fluido que circula por la carcasa del intercambiador).*

$$v = 1,73 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,159 \text{ m}$$

$$\rho = 509,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,20 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{1,73 \cdot 0,159 \cdot 509,7}{1,20 \cdot 10^{-5}} = 1,17 \cdot 10^7$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,00028$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,0148$$

La longitud  $L$  de la conducción es 8,77 m (Línea formada por los tramos L75 hasta L80 representados en el **Plano n°02**). Los accesorios que presenta esta línea son: cuatro codos de radio largo de 90° y una válvula de globo. La  $L_{eq}$  de estos accesorios es (véase **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 4 \cdot 3,96 \text{ m} + 55,70 \text{ m} = 71,55 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,0148) \cdot \frac{8,77 \text{ m} + 71,55 \text{ m}}{0,159 \text{ m}} \cdot \frac{1,73^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 1,13 \text{ m}$$

**Línea n°22: Conduce el producto principal desde el intercambiador IC-03 hasta los aéreos CD-03.**

$$v = 1,33 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,159 \text{ m}$$

$$\rho = 661 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,10 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{1,33 \cdot 0,159 \cdot 661}{1,10 \cdot 10^{-5}} = 1,27 \cdot 10^7$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,0003$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,00153$$

Compuesta por los tramos L80, L81, L82, L84 y L85 (véase **Plano n°02**) la longitud L de la línea n°22 es 11 m. Los accesorios que presenta esta línea son: cuatro codos de radio largo de 90°. La  $L_{eq}$  de estos accesorios es (consúltase **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 4 \cdot 3,96 \text{ m} = 15,85 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,00153) \cdot \frac{11 \text{ m} + 15,85 \text{ m}}{0,159 \text{ m}} \cdot \frac{1,33^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,023 \text{ m}$$

**Conducción n°11: Traspase del fluido que vaporiza en el calderín.**

*Línea n°23: Conduce el fluido a vaporizar hasta la entrada en el calderín IC-04.*

$$v = 1,12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,159 \text{ m}$$

$$\rho = 510,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,20 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{1,12 \cdot 0,159 \cdot 510,1}{1,20 \cdot 10^{-5}} = 7,56 \cdot 10^6$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,0003$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,015$$

La longitud  $L$  de esta línea, formada por los tramos L112, L113, L114, L115, L116 y L117, es 7,84 m (véase **Plano n°02**). La línea posee cinco codos de radio largo de 90°, de  $L_{eq}$  (véase **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 5 \cdot 3,96 \text{ m} = 19,81 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,015) \cdot \frac{7,84 \text{ m} + 19,81 \text{ m}}{0,159 \text{ m}} \cdot \frac{1,12^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,092 \text{ m}$$

**Línea n°24: Lleva el fluido parcialmente vaporizado en el calderín IC-04 hacia la torre T-01**

$$v = 1,45 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,206 \text{ m}$$

$$\rho = 233,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,20 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{1,45 \cdot 0,206 \cdot 233,5}{1,20 \cdot 10^{-5}} = 5,83 \cdot 10^6$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,00025$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,0145$$

La longitud  $L$  de la línea es 8,69 m (véase tramos L106 a L111 del **Plano n°02**). La línea posee cinco codos de radio largo de 90°, de  $L_{eq}$  (véase **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 5 \cdot 4,88 \text{ m} = 24,38 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,0145) \cdot \frac{8,69 \text{ m} + 24,38 \text{ m}}{0,206 \text{ m}} \cdot \frac{1,45^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,25 \text{ m}$$

**Conducción n°12: Traslase de la corriente de refluo de la bomba.**

**Línea n°25: Conduce la corriente de cabeza de la columna T-01 hacia el condensador CD-02.**

$$v = 17,29 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,159 \text{ m}$$

$$\rho = 7,158 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 2,56 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{17,29 \cdot 0,159 \cdot 7,158}{2,56 \cdot 10^{-5}} = 7,70 \cdot 10^5$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,0003$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,016$$

La longitud L de la línea n°25, la cual está formada por los tramos L87 a L93, es 26 m (véase **Plano n°02**). Sabiendo que la línea posee seis codos de radio largo de 90° y una te, la  $L_{eq}$  (véase **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 6 \cdot 3,96 \text{ m} + 12,50 \text{ m} = 36,27 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,016) \cdot \frac{26 \text{ m} + 36,27 \text{ m}}{0,159 \text{ m}} \cdot \frac{17,29^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 95,41 \text{ m}$$



**Línea n°26: Transporta la corriente de salida del condensador CD-02 hasta el acumulador de reflujo SP-02.**

$$v = 16,20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,159 \text{ m}$$

$$\rho = 7,64 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 3,16 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{16,20 \cdot 0,159 \cdot 7,64}{3,16 \cdot 10^{-5}} = 6,23 \cdot 10^5$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,0003$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,016$$

Atendiendo al **Plano n°02**, la línea que se calcula está formada por los tramos L94, L95, L96 y L97 y su longitud L es 7 m. La línea posee tres codos de radio largo de 90°, de  $L_{eq}$  (véase **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 3 \cdot 3,96 \text{ m} = 11,89 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,016) \cdot \frac{7 \text{ m} + 11,89 \text{ m}}{0,159 \text{ m}} \cdot \frac{16,20^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 25,41 \text{ m}$$

**Línea n°27: Lleva el fluido de salida del acumulador de reflujo SP-02 hasta la entrada de la bomba P-04.**

$$v = 1,54 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,021 \text{ m}$$

$$\rho = 760,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 7,46 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{1,54 \cdot 0,021 \cdot 760,2}{7,46 \cdot 10^{-4}} = 3,29 \cdot 10^4$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,00018$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,024$$

La longitud L de esta línea se estima sabiendo la longitud de cada uno de los tramos que la componen, que tal y como se puede observar en el **Plano n°02**, se corresponde a los tramos L98, L99, L100 y L101. La suma de todas es 4 m. La línea posee tres codos de radio largo de 90° y una válvula de globo. La  $L_{eq}$  de estos accesorios es (véase **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 3 \cdot 0,46 \text{ m} + 7,33 \text{ m} = 8,71 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta conducción es:

$$h_f = (0,024) \cdot \frac{4 \text{ m} + 8,71 \text{ m}}{0,021 \text{ m}} \cdot \frac{1,54^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 1,76 \text{ m}$$

***Línea n°28: Conduce la corriente de reflujo hasta la torre T-01 desde la línea de descarga de la bomba P-04.***

$$v = 1,54 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,021 \text{ m}$$

$$\rho = 760,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 7,44 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{1,54 \cdot 0,021 \cdot 760,5}{7,44 \cdot 10^{-4}} = 3,30 \cdot 10^4$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,00018$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,024$$

La longitud L de la línea es 25,62 m (véase tramos L102 a L105 en el **Plano n°02**). La línea posee tres codos de radio largo de 90° y una válvula de retención. La  $L_{eq}$  de estos accesorios se determina a continuación (véase **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 3 \cdot 0,46 \text{ m} + 2,13 \text{ m} = 3,51 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,024) \cdot \frac{25,62 \text{ m} + 3,51 \text{ m}}{0,021 \text{ m}} \cdot \frac{1,54^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 4,04 \text{ m}$$

**Conducción n°13: Trasvase de la corriente a comprimir hasta el punto de división (Te n°6).**

*Línea n°29: Conduce la corriente gaseosa del separador SP-01 hasta el punto de separación de esta corriente a los dos compresores C-01 y C-02 (Te n°8).*

$$v = 39,84 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,26 \text{ m}$$

$$\rho = 7,15 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,87 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{39,84 \cdot 0,26 \cdot 7,15}{1,87 \cdot 10^{-5}} = 3,96 \cdot 10^6$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,000185$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,0136$$

Esta línea está representada en el **Plano n°02** mediante los tramos L118, L119, L120, L121 y L122, y la longitud total L de la línea es 33,22 m. Con respecto a los accesorios, se consideran tres codos de radio largo de 90°, siendo la  $L_{eq}$  de los accesorios (véase **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 3 \cdot 4,88 \text{ m} = 14,63 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,0136) \cdot \frac{33,22 \text{ m} + 14,63 \text{ m}}{0,26 \text{ m}} \cdot \frac{39,84^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 202,25 \text{ m}$$

**Línea n°30: Transporta el fluido desde la Te n°8 hasta la entrada al compresor C-01.**

$$v = 53,33 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,159 \text{ m}$$

$$\rho = 7,81 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,50 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{53,33 \cdot 0,159 \cdot 7,81}{1,50 \cdot 10^{-5}} = 4,43 \cdot 10^6$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,0003$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,0148$$

La longitud  $L$  de la línea es 0,5 m (línea representada por el tramo L123 en el **Plano n°02**). Con respecto a los accesorios, se considera en esta línea una te, siendo la  $L_{eq}$  (consúltese **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 12,50 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,0148) \cdot \frac{0,5 \text{ m} + 12,50 \text{ m}}{0,159 \text{ m}} \cdot \frac{53,33^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 175,19 \text{ m}$$

**Línea n°31: Transporta la segunda corriente procedente de la bifurcación de Te n°8 hasta el segundo compresor C-02.**

$$v = 53,33 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,159 \text{ m}$$

$$\rho = 7,81 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,50 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{53,33 \cdot 0,159 \cdot 7,81}{1,50 \cdot 10^{-5}} = 4,43 \cdot 10^6$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,0003$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,0148$$

La longitud  $L$  de esta línea es 3,5 m, correspondiente a la longitud de los tramos L124 y L125 (véase **Plano n°02**). Con respecto a los accesorios, se considera en esta línea un codo, siendo la  $L_{eq}$  (véase **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 3,96 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,0148) \cdot \frac{3,5 \text{ m} + 3,96 \text{ m}}{0,159 \text{ m}} \cdot \frac{53,33^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 100,59 \text{ m}$$

**Línea n°32: Conduce el fluido comprimido en el compresor C-01 hasta la unión de descarga de los dos compresores (Te n°9).**

$$v = 41,10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,159 \text{ m}$$

$$\rho = 7,81 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,50 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{41,10 \cdot 0,159 \cdot 7,81}{1,50 \cdot 10^{-5}} = 3,41 \cdot 10^6$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,0003$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,015$$

La longitud L de la línea es 0,5 m (consúltase línea representada por el tramo L128 en el **Plano n°02**). Con respecto a los accesorios, se considera en esta línea una te y una válvula de retención, siendo la  $L_{eq}$  (véase **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 12,50 \text{ m} + 16,15 \text{ m} = 28,65 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,015) \cdot \frac{0,5 \text{ m} + 28,65 \text{ m}}{0,159 \text{ m}} \cdot \frac{41,10^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 236,55 \text{ m}$$

**Línea n°33: Conduce el fluido de descarga del compresor C-02 hasta la unión de los compresores Te n°9.**

$$v = 41,10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,159 \text{ m}$$

$$\rho = 7,81 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,50 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{41,10 \cdot 0,159 \cdot 7,81}{1,50 \cdot 10^{-5}} = 3,41 \cdot 10^6$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,0003$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,015$$

Siguiendo el **Plano n°02**, se observa que esta línea está compuesta por los tramos L126 y L127 y su longitud L es 3,5 m. Con respecto a los accesorios, se considera en esta línea un codo y una válvula de retención, siendo la  $L_{eq}$  (véase **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 3,96 \text{ m} + 16,15 \text{ m} = 20,11 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,015) \cdot \frac{3,5 \text{ m} + 20,11 \text{ m}}{0,159 \text{ m}} \cdot \frac{41,10^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 191,64 \text{ m}$$

**Línea n°34: Conduce el fluido comprimido en los compresores desde Te n°9 hacia la Te n°7**

$$v = 49,53 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,205 \text{ m}$$

$$\rho = 9,28 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,70 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{49,53 \cdot 0,205 \cdot 9,28}{1,70 \cdot 10^{-5}} = 5,55 \cdot 10^6$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,00025$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,0165$$

La longitud L de la conducción es 1 m (véase tramo L129 en el **Plano n°02**). Esta línea presenta como accesorio una te y un ensanchamiento, de modo que la  $L_{eq}$  es (véase **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 16,76 \text{ m} + 16,76 \text{ m} = 33,53 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,0165) \cdot \frac{1 \text{ m} + 33,53 \text{ m}}{0,205 \text{ m}} \cdot \frac{49,53^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 347,42 \text{ m}$$

**Línea n°35: Conduce el fluido desde el punto de división de la descarga de los compresores (Te n°7) hasta Te n°6, la línea denominada línea de purga.**

$$v = 44,55 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,078 \text{ m}$$

$$\rho = 9,28 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,70 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{44,55 \cdot 0,078 \cdot 9,28}{1,70 \cdot 10^{-5}} = 1,90 \cdot 10^6$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:



$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,0006$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,0178$$

La longitud L de esta línea, representada en el **Plano n°02** por los tramos L130, L131 y L132, es 45 m. Si la línea presenta dos codos de radio largo de 90°, se obtiene que  $L_{eq}$  es (véase **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 2 \cdot 1,83 \text{ m} = 3,66 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,0178) \cdot \frac{45 \text{ m} + 3,66 \text{ m}}{0,078 \text{ m}} \cdot \frac{44,55^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 1121,91 \text{ m}$$

#### **Conducción n°14: Corriente de recirculación de hidrogeno.**

*Línea n°36: Conduce la corriente de recirculación de hidrógeno desde la Te n°7 hasta el punto de unión con la corriente de hidrógeno fresco (Te n°10).*

$$v = 43,09 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,205 \text{ m}$$

$$\rho = 9,28 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,70 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{43,09 \cdot 0,205 \cdot 9,28}{1,70 \cdot 10^{-5}} = 4,83 \cdot 10^6$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,00025$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,0145$$

Para determinar la longitud L de esta línea, se debe tener en cuenta que estará formada por los tramos L133, L134 y L135, tal y como se observa en el **Plano n°02**. La longitud L total es 38,6 m. Esta línea presenta los siguientes accesorios: una te, una cruceta, una válvula de globo y dos codos de radio largo de 90°. La  $L_{eq}$  es (consúltese **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 16,76 \text{ m} + 33,53 \text{ m} + 71,75 \text{ m} + 2 \cdot 4,88 \text{ m} = 131,80 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,0145) \cdot \frac{38,6 \text{ m} + 131,80 \text{ m}}{0,205 \text{ m}} \cdot \frac{43,09^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 1140,46 \text{ m}$$

**Línea n°37: Transporta la corriente de salida desde la Te n°10 hasta la cruceta Te n°11**

$$v = 40,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,257 \text{ m}$$

$$\rho = 7,81 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,50 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{40,15 \cdot 0,257 \cdot 7,81}{1,50 \cdot 10^{-5}} = 5,39 \cdot 10^6$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,00019$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,0136$$

La longitud L de la línea es 2,4 m (véase tramo L136 en el **Plano n°02**). Esta línea presenta los siguientes accesorios: una te, un ensanchamiento, y una válvula de globo. La  $L_{eq}$  de todos estos accesorios es (consúltese **Tabla a.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 19,81 \text{ m} + 19,81 \text{ m} + 90,11 \text{ m} = 129,73 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,0136) \cdot \frac{2,4 \text{ m} + 129,73 \text{ m}}{0,257 \text{ m}} \cdot \frac{40,15^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 574,41 \text{ m}$$

**Línea n°38: Conduce la recirculación de hidrógeno desde la cruceta Te n°11 hasta la Te n°5.**

$$v = 37,40 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$D = 0,159 \text{ m}$$

$$\rho = 7,79 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu = 1,50 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{37,40 \cdot 0,159 \cdot 7,79}{1,50 \cdot 10^{-5}} = 3,10 \cdot 10^6$$

La rugosidad relativa para acero comercial y diámetro interior indicado es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,0003$$

A partir de la gráfica de Moody se determina el factor de fricción:

$$4f = 0,015$$

Esta línea presenta una longitud L de 21,35 m y está formada por los tramos L137 y L138 (véase **Plano n°02**). Esta línea presenta los siguientes accesorios: un codo largo de 90° y una reducción. La  $L_{eq}$  de todos estos accesorios es (consúltese **Tabla A.16.27** del Anexo 16):

$$L_{eq} = 3,96 \text{ m} + 16,76 \text{ m} = 20,72 \text{ m}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.9**, la pérdida de carga total en esta línea es:

$$h_f = (0,015) \cdot \frac{21,35 \text{ m} + 20,72 \text{ m}}{0,159 \text{ m}} \cdot \frac{37,40^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 282,81 \text{ m}$$

## **ANEXO 15. DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE IMPULSIÓN**

### **15.1.- Introducción al diseño de bombas**

El diseño de la línea de producción de ciclohexano requiere impulsar dos tipos de fluidos:

- Líquidos
- Gases

La corriente gaseosa que forma parte del proceso se impulsará por medio de dos compresores centrífugos, mientras que las corrientes líquidas se impulsarán mediante el empleo de bombas.

La bomba, por tanto, es un equipo auxiliar destinado a la impulsión de un fluido líquido. Esta impulsión puede ser variada, aunque se destacan dos formas principales: por desplazamiento volumétrico del fluido y por acción de una fuerza centrífuga. Las que forman parte del primer grupo reciben el nombre de bombas de desplazamiento positivo, mientras que las que se engloban dentro del segundo son bombas centrífugas.

En el diseño de la línea calculada en el presente Proyecto Fin de Carrera, se recurre al empleo de bombas en cuatro puntos del sistema:

- Línea 1: bombas de aspiración de los tanques de alimentación.
- Línea 4: bombas de impulsión de la corriente de alimentación hacia el primer equipo de reacción.
- Línea 17: bomba de impulsión de la corriente de producto hacia la columna de destilación.
- Línea 27: bomba de impulsión del reflujo

En todas y cada una de estas líneas es necesario la sobredimensión del equipo implantando dos bombas conectadas en bypass con el fin de incrementar la vida útil de las mismas combinando periódicamente su uso. En cada línea, el diseño se realizará sólo para una de ellas puesto que se trata de equipos idénticos.

No se abordará el diseño de los sistemas requeridos para la impulsión de las corrientes de agua de condensación de equipos por no ser objetivo del presente Proyecto Fin de Carrera.

El índice presentado al comienzo de este Anexo, se seguirá por separado en el diseño de cada una de las bombas.

## LÍNEA 1: Bomba de impulsión de tanque

### 15.2.- Selección del tipo de bomba

Dentro del campo industrial existe una amplia gama de bombas disponible para las distintas funciones que pueden satisfacer. La elección de una u otra depende tanto de las condiciones de operación como de las características de los fluidos a impulsar.

Un modo sencillo y rápido de selección es el método gráfico. Por medio de gráficas experimentales es posible elegir el tipo de bomba más adecuada para cada aplicación a partir de la altura útil de impulsión, H, y del caudal a impulsar.

La bomba de impulsión de tanque cuenta con una altura útil de 28,12 metros, 92,25 pies, y un caudal de  $0,0188 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  ( $298,68 \text{ gal} \cdot \text{min}^{-1}$ ).

El cálculo de la carga útil se recoge en el **Apartado 15.3.1.2** correspondiente a la bomba 1 del presente Anexo.

Introduciendo estos valores en la **Figura A.15.1** se determina que la bomba requerida para el proceso debe ser centrífuga.

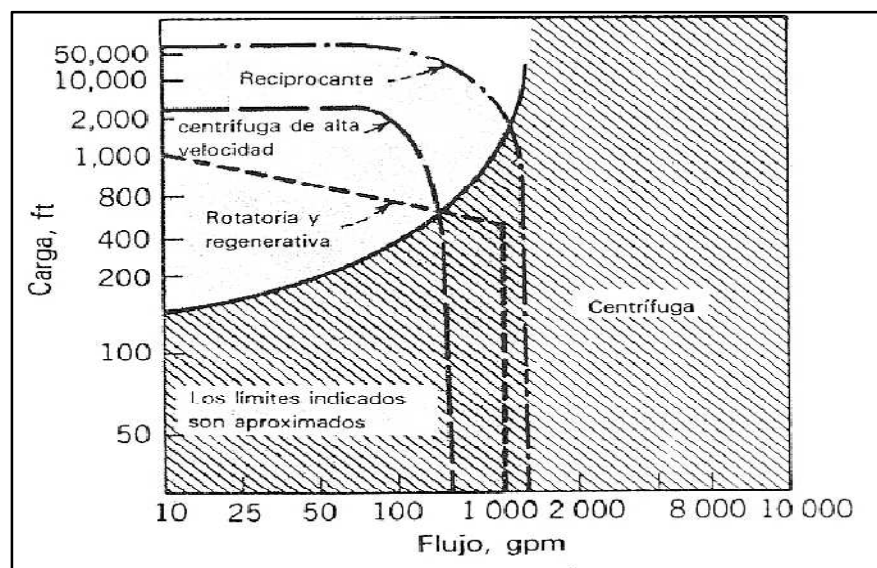


Figura A.15.1: Selección de equipos de impulsión  
(Greene Richard W., 1987)

Las bombas centrífugas son las más empleadas a nivel industrial debido principalmente a que presentan un bajo coste, gran versatilidad y permiten un diseño, operación y mantenimiento sencillo [Greene, Richard's, 1987].

### **15.3.- Determinación de los parámetros característicos**

La primera bomba de la línea de proceso tiene como misión la descarga de la alimentación de los tanques de almacenamiento de benceno e impulsar dicha alimentación hasta la entrada en el depósito acumulador de la segunda bomba del circuito. Tal y como se ha mencionado con anterioridad se hará uso de dos bombas idénticas conectadas en bypass con el fin de disponer de una mayor versatilidad en el trabajo y por motivos del mantenimiento en planta. El primer equipo es una bomba centrífuga.

A la hora de diseñar la bomba deben definirse tres parámetros fundamentales que ayudan a seleccionarla comercialmente:

- La carga útil de la bomba, H.
- La potencia, W.
- La altura neta de succión positiva disponible, NPSH<sub>d</sub>.

#### **15.3.1.- Determinación de la potencia**

La potencia hidráulica de una bomba, W, es la potencia precisada por la bomba exclusivamente para bombear el fluido, en otras palabras, es la potencia requerida para impulsar el caudal a la altura útil.

Esta potencia hidráulica se determina por medio de la siguiente relación:

$$W = H \cdot \rho \cdot g \cdot Q \quad [A. 15.1]$$

En esta relación:

- W es la potencia hidráulica requerida por la bomba en W.
- H es la carga útil expresada en m.
- $\rho$  es la densidad de la corriente impulsada en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ .
- g es la aceleración de la gravedad en  $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ .
- Q es el caudal de impulsión en  $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ .

Todas las variables que intervienen en esta ecuación son conocidas, excepto la carga útil que no puede obtenerse directamente sino que debe calcularse aplicando la ecuación de Bernoulli y una vez determinadas las pérdidas de carga.

#### *15.3.1.1.- Determinación de las pérdidas de carga*

La bomba de impulsión de los tanques se encuentra situada en la conducción 1. Esta línea comprende la determinación de las pérdidas de carga desde la tubería de descarga de los tanques, punto de impulsión, hasta la entrada en el depósito acumulador de la segunda bomba, punto de descarga. El punto de impulsión y de descarga comprende la circulación del fluido por las líneas 1, 2 y 3.

Para determinar este parámetro se aplicará la ecuación de Darcy:

$$h_f = f \cdot \frac{(L + L_{eq})}{D_i} \cdot \frac{(v^2)}{2 \cdot g} \quad [A. 15.2]$$

Donde:

- $h_f$  es la pérdida de carga sufrida por el fluido al atravesar la conducción expresada en m.
- $f$  coeficiente de fricción de Darcy
- $L$  es la longitud del tramo recto de tubería en m.
- $L_{eq}$  es la longitud de un tramo recto que presente la misma pérdida de carga que los accesorios a los que representa expresada en m.
- $D_i$  es el diámetro interior de la tubería en m.
- $v$  es la velocidad de circulación del fluido a través de la conducción en  $m \cdot s^{-1}$ .
- $g$  es la aceleración de la gravedad expresada en  $m \cdot s^{-2}$ .

Las pérdidas de carga para cada una de estas líneas ya se han calculado en el Anexo 14 del presente Proyecto Fin de Carrera por medio de la **Expresión A.15.2** y tienen un valor de:

$$h_{f1-3} = h_{f1} + h_{f2} + h_{f3} \quad [A. 15.3]$$

$$h_{f1-3} = 0,692 \text{ m} + 0,099 \text{ m} + 0,063 \text{ m} = 0,854 \text{ m}$$

Conocida la pérdida de carga total en todo el tramo es posible calcular la carga útil.

### *15.3.1.2.- Determinación de la carga útil*

La carga útil, H, se define como la presión efectiva o carga total que debe aportar la bomba para elevar el fluido desde su nivel más bajo hasta el punto de elevación más alto venciendo los desniveles, las presiones y las resistencias que puedan existir a lo largo del tramo de impulsión.

Para determinarla se aplica la ecuación de Bernoulli entre el punto de aspiración y el de descarga de la bomba.

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + (z_2 - z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + h_f \quad [A. 15.4]$$

Siendo:

- $\frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g}$ : la carga debida a la diferencia de presiones entre los puntos 1 y 2.
- $z_2 - z_1$ : la carga debida a la diferencia de altura entre los puntos 1 y 2.
- $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g}$ : la carga debida a la diferencia de velocidad entre los puntos 1 y 2.
- $h_f$ : la carga debido a la fricción entre los puntos 1 y 2.

El subíndice 1 hace referencia al punto de succión de la bomba y el subíndice 2 al punto de descarga.

El punto de succión considerado es la tubería de aspiración de tanque que supone el comienzo de la línea 1 y el punto de descarga será la tubería de alimentación del depósito acumulador de la segunda bomba del circuito considerado. La altura del punto de aspiración  $z_1$  será de 0,5 metros que se corresponde con el valor de longitud que dista la tubería del suelo de la planta y la altura del punto de descarga  $z_2$  es de 5,3 metros considerando la distancia que hay entre el suelo y la tubería de alimentación del depósito acumulador.

La presión en el punto de succión  $P_1$  es ligeramente superior a la atmosférica 1,049 bar mientras que la presión en el punto de descarga  $P_2$  tiene un valor de 2,98 bar. Estos valores de presión son tomados del balance de materia realizado con el simulador Hysys versión 3.2.



La velocidad en el punto de succión  $v_1$  se corresponde con la de circulación del fluido a través de la línea 1 y la de descarga  $v_2$  es análoga a la de circulación del fluido a través de la línea 3 (véase Anexo 14 del Presente Proyecto Fin de Carrera).

Conocidos todos estos datos se obtienen un valor de H de:

$$H = \frac{(298.000 - 104.600) \text{ Pa}}{877,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + (5,3 - 0,5) \text{ m} + \frac{(0,937^2 - 0,85^2) \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + 0,854 \text{ m} = 28,12 \text{ m}$$

Una vez determinada la carga útil H es posible calcular la potencia hidráulica de la bomba recurriendo a la **Relación A.15.1**:

$$W = 28,12 \text{ m} \cdot 0,0188 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 877,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 4.550,81 \text{ W}$$

El valor del caudal volumétrico de la ecuación es tomado del balance de materia realizado con el simulador Hysys versión 3.2.

### ***15.3.2.- Determinación de la altura neta de succión positiva disponible***

La cavitación es el fenómeno por el cual la presión en la entrada de la bomba (lugar de más baja presión en el sistema) alcanza la presión de vapor del líquido bombeado a la temperatura de trabajo. El líquido hervirá y formará burbujas. Conforme estas burbujas se van moviendo del área de baja presión de la bomba hacia el área de alta presión el vapor regresa de nuevo a la fase líquida. Dicha condensación produce fuertes ondas de choque en el seno del líquido que, incluso, pueden llegar a desprender superficies sólidas circundantes creando cavidades. Con el paso del tiempo este fenómeno puede llegar a generar daños irreparables en el cuerpo de la bomba. La cavitación se evita si la carga total media en la succión de la bomba, altura neta de succión positiva, es mayor que la carga de presión de vapor del fluido.

El Instituto Hidráulico define la altura neta de succión disponible representada por medio de las siglas  $NPSH_d$  como la carga total, medida en la succión de la bomba, menos la presión de vapor del líquido. Se trata de un análisis de las condiciones energéticas en el lado de succión de la bomba para determinar si el líquido se evapora en el punto de presión más bajo de la bomba. La expresión que permite calcular esta variable presenta la forma:

$$NPSH_d = \frac{P_a - P_v}{\rho \cdot g} + \frac{v_a^2}{2 \cdot g} - h_{fa-e} + (z_a - z_e) \quad [A. 15.5]$$

Donde:

- $P_a$  es la presión en el punto de aspiración en Pa.
- $P_v$  es la presión de vapor del líquido a la temperatura de trabajo en Pa.
- $v_a$  es la velocidad en el punto de aspiración en  $m \cdot s^{-1}$ .
- $h_{fa-e}$  es la pérdida de carga entre la superficie de aspiración y la entrada a la bomba en m.
- $z_a$  es la altura del punto de aspiración en m.
- $z_e$  es la altura de la entrada a la bomba en m.

▪ *Determinación de la presión de vapor de la corriente de impulsión*

Para calcular la presión de vapor de la corriente de alimentación de tanque, sólo va a considerarse el benceno puesto que la proporción de tolueno presente en la misma es inferior al 0,1%.

Esta presión se determinará aplicando la Ley de Antoine por la cual:

$$\log_{10} P_v = A - \left( \frac{B}{T + C} \right) \quad [A. 15.6]$$

Donde:

- A, B y C son los coeficientes de Antoine para el benceno.
- $P_v$  es la presión de vapor en bar.
- T es la temperatura de la corriente en °C.

La temperatura de trabajo es la correspondiente a la de almacenamiento de los reactivos en el tanque. Sin embargo, debido a que el dimensionamiento de la línea de producción se plantea bajo las condiciones más hostiles se considerará la temperatura de 35 °C.

Los coeficientes de Antoine del benceno según la bibliografía [Kern, D.Q., 1999] se recogen a continuación:

Tabla A.15.1:

Coeficientes de Antoine (Kern, D. Q., 1999)

Coeficiente	Valor
A	3,98523
B	1184,24
C	217,572

$$\log_{10}P_v = 3,98523 - \left( \frac{1184,24}{35 + 217,572} \right) = -0,7035$$

$$P_v = 10^{-0,7035} = 0,1979\text{bar} = 19790\text{Pa}$$

- *Determinación de las pérdidas de carga en el punto de aspiración*

Se determinan siguiendo el mismo procedimiento que en el caso de las pérdidas de carga para el tramo completo. En este caso debe tenerse en cuenta que éstas serán menores debido a que se considera una menor longitud de la conducción y también un número de accesorios inferior.

El punto de aspiración de la bomba se encuentra a 34 metros de la misma (véase **Plano n°2** de disposición de equipos en planta). La longitud equivalente se considera para una válvula de globo y dos codos largos de 90°. Estos valores por lo tanto ya son conocidos.

Los valores del diámetro interior de las líneas, velocidad de circulación, la longitud de los accesorios, la longitud del tramo recto de la conducción y factor de fricción presentes en las mismas se han tomado del Anexo 14 del presente Proyecto Fin de Carrera; con lo cual:

$$h_{fa-e} = 0,017 \cdot \left( \frac{(34 + 58,73 + 2 \cdot 3,6576) \text{ m}}{0,168 \text{ m}} \right) \cdot \frac{\left(0,85 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,37 \text{ m}$$

Por último, es necesario conocer la presión en el punto de aspiración así como la altura de la entrada de la bomba y del punto de aspiración de la misma. La presión en el punto de aspiración es tomado del balance realizado con el simulador Hysys versión 3.2 y tiene un valor de 1,046 bar. La altura en el punto de aspiración es de 0,5 metros y la entrada de la bomba se encuentra a 0,25 metros de altura con respecto a la cota del suelo.

Por tanto, sustituyendo todos estos datos en la **Ecuación A.15.5** se obtiene:

$$NPSH_d = \frac{(104600 - 19790) \text{ Pa}}{877,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + \frac{\left(0,85 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} - 0,37 \text{ m} + (0,5 - 0,25) \text{ m} = 9,76 \text{ m}$$

#### **15.4.- Carga neta de succión positiva requerida**

La carga neta de succión positiva requerida,  $NPSH_r$ , se define como la presión de succión mínima que requiere la bomba para mantener un funcionamiento estable sin que se produzca el fenómeno de la cavitación. El límite para esta presión viene marcado por la presión de vapor del fluido. Su valor se define de forma experimental y es proporcionado por el fabricante de la bomba.

El modelo comercial que se elige con tal fin es el CombiBloc 80-200 desarrollado por la casa Johnson Pump. Esta bomba, construida en acero inoxidable, está adaptada para trabajar con una presión máxima de 10 bar y un motor de 1200 rpm.

La curva característica del fabricante (véase catálogo de distribuidor en el Anexo 17 del presente Proyecto Fin de Carrera) indica que la altura de succión positiva requerida,  $NPSH_r$ , para este modelo y un caudal de trabajo de  $67,68 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  es de 8 metros.

#### **15.5.- Comprobación del correcto funcionamiento**

Para garantizar el correcto funcionamiento de la bomba, solventando los problemas derivados de la cavitación debe cumplirse siempre que:

$$NPSH_d > NPSH_r$$

Para el modelo que se elige se cumple dicho criterio con lo cual es posible asegurar un correcto funcionamiento de este equipo para las condiciones de trabajo especificadas.

$$NPSH_d = 9,76 \text{ m} > NPSH_r = 8 \text{ m}$$

## **LÍNEA 4: Bomba de impulsión hacia el equipo de reacción**

### **15.2.- Selección del tipo de bomba**

De forma análoga a la seguida para la primera bomba de la línea de producción, el tipo de bomba a emplear para la impulsión del reactivo hasta el primer equipo de reacción se selecciona gráficamente por medio de la **Figura A.15.1** del Anexo actual.

Esta bomba dispone de una altura útil, H, de 386,9 metros, 1269,35 pies, y un caudal de  $0,01884 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  ( $298,72 \text{ gal} \cdot \text{min}^{-1}$ ).

El cálculo de la carga útil se recoge en el **Apartado 15.3.1.2** correspondiente a la bomba P-02 del presente Anexo.

Introduciendo estos valores en la **Figura A.15.1** se determina que la bomba requerida para el proceso debe ser centrífuga de alta velocidad.

### **15.3.- Determinación de los parámetros característicos**

La segunda bomba de la línea de proceso tiene como misión impulsar la corriente reactiva líquida compuesta en su gran mayoría por benceno hasta la entrada del primer equipo de reacción. Tal y como se ha mencionado con anterioridad se hará uso de dos bombas idénticas conectadas en bypass con el fin de disponer de una mayor versatilidad en el trabajo y por motivos del mantenimiento en la línea de proceso.

A la hora de diseñar la bomba debe tenerse en cuenta que la fuerza de presión que transmitirá al fluido será suficiente para disponer en el equipo de reacción de una presión aproximada de 30 bar. Por tanto la presión de descarga será igual a la presión máxima que debe alcanzar el fluido, en este caso unos 30,6 bar, más un valor adicional correspondiente a la pérdida de carga que el fluido experimenta hasta llegar al equipo (véase Anexo 14 del presente Proyecto Fin de Carrera) la cual incluye la pérdida de carga a través de las líneas 5, 6, 7, 8, 9 y 10 y la correspondiente a los dos intercambiadores de calor situados justo antes del primer equipo de reacción y la propia del equipo de reacción. En base a este hecho la presión de descarga se fija en 35 bar.

Desde el primer reactor hasta la salida del primer separador la fuerza que impulsará el fluido será el gradiente de presión existente entre este equipo y los restantes debido a que la presión se irá reduciendo paulatinamente al circular desde unos a otros equipos.

### **15.3.1.- Determinación de la potencia**

La potencia hidráulica se determina por medio de la siguiente relación:

$$W = H \cdot \rho \cdot g \cdot Q \quad [A. 15.7]$$

Donde el significado de las variables y sus unidades ya han sido determinados con anterioridad.

Todas las variables que intervienen en esta ecuación son conocidas, excepto la carga útil que no puede obtenerse directamente sino que debe calcularse aplicando la ecuación de Bernoulli y una vez determinadas las pérdidas de carga.

#### **15.3.1.1.- Determinación de las pérdidas de carga**

La bomba de impulsión de la primera unidad de reacción se encuentra situada en la línea 4. Esta línea comprende la determinación de las pérdidas de carga desde dicha conducción, punto de impulsión, hasta la línea inmediatamente siguiente, línea 5, punto de descarga.

Para determinar este parámetro se aplicará la ecuación de Darcy:

$$h_f = f \cdot \frac{(L + L_{eq})}{D_i} \cdot \frac{(v^2)}{2 \cdot g} \quad [A. 15.8]$$

Los cálculos necesarios para determinar la pérdida de carga en estas dos conducciones están recogidos en el Anexo 14 del presente Proyecto Fin de Carrera. Para el diseño de las bombas estos valores serán análogos, por lo que se tiene:

$$h_{f4-5} = h_{f4} + h_{f5} \quad [A. 15.9]$$

$$h_{f4-5} = 0,34 \text{ m} + 0,51 \text{ m} = 0,85 \text{ m}$$

Conocida la pérdida de carga total en todo el tramo es posible calcular la carga útil.

*15.3.1.2.- Determinación de la carga útil*

Para determinarla se aplica la ecuación de Bernoulli entre el punto de aspiración y el de descarga de la bomba.

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + (z_2 - z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + h_f \quad [15.10]$$

El subíndice 1 hace referencia al punto de succión de la bomba y el subíndice 2 al punto de descarga.

El punto de succión considerado se encuentra en la conducción 4 y el punto de descarga está situado en la conducción 5 justo después de la bomba. La altura del punto de aspiración  $z_1$  será de 0,5 metros que se corresponde con el valor de longitud que dista la tubería del suelo de la planta y la altura del punto de descarga  $z_2$  tiene también el mismo valor.

La presión en el punto de succión  $P_1$  es superior a la atmosférica 1,75 bar mientras que la presión en el punto de descarga  $P_2$  tiene un valor de 35 bar. Estos valores de presión son tomados del balance de materia realizado con el simulador Hysys versión 3.2.

La velocidad en el punto de succión  $v_1$  se corresponde con la de circulación del fluido a través de la línea 4 y la de descarga  $v_2$  es análoga a la de circulación del fluido a través de la línea 5 (véase Anexo 14).

Conocidos todos estos datos se obtiene un valor de H de:

$$H = \frac{(3.500.000 - 175.000) Pa}{877,9 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} + (0,5 - 0,5) m + \frac{(1,028^2 - 0,937^2) \left(\frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} + 0,85 m = 386,9 m$$

Una vez determinada la carga útil H es posible calcular la potencia hidráulica de la bomba recurriendo a la **Relación A.15.7**:

$$W = 386,9 m \cdot 0,01884 \frac{m^3}{s} \cdot 877,9 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} = 62.776 W$$

El valor del caudal volumétrico de la ecuación es tomado del balance de materia realizado con el simulador Hysys versión 3.2.

### **15.3.2.- Determinación de la altura neta de succión positiva disponible**

La expresión que permite calcular esta variable presenta la forma:

$$NPSH_d = \frac{P_a - P_v}{\rho \cdot g} + \frac{v_a^2}{2 \cdot g} - h_{f_{a-e}} + (z_a - z_e) \quad [A. 15.11]$$

Donde el significado y las unidades de estas variables ya se han definido con anterioridad.

- *Determinación de la presión de vapor de la corriente de impulsión*

Para calcular la presión de vapor de la corriente de alimentación al reactor, sólo va a considerarse el benceno puesto que la proporción de tolueno presente en la misma es inferior al 0,1%.

Esta presión se determinará aplicando la Ley de Antoine por la cual:

$$\log_{10} P_v = A - \left( \frac{B}{T + C} \right) \quad [A. 15.12]$$

La temperatura de trabajo es la correspondiente a la de circulación del fluido por la línea 4 y 5. Sin embargo, debido a que el dimensionamiento de la línea de producción se plantea bajo las condiciones más hostiles se considerará la temperatura de 35 °C.

Los coeficientes de Antoine del benceno se encuentran tabulados en la **Tabla A.15.1** del Anexo actual.

Sustituyendo en la ecuación de Antoine se obtiene:

$$\log_{10} P_v = 3,98523 - \left( \frac{1184,24}{35 + 217,572} \right) = -0,7035$$

$$P_v = 10^{-0,7035} = 0,1979 \text{ bar} = 19790 \text{ Pa}$$



▪ *Determinación de las pérdidas de carga en el punto de aspiración*

Se determinan siguiendo el mismo procedimiento que en el caso de las pérdidas de carga para el tramo completo. Debe tenerse en cuenta que éstas serán menores debido a que se considera una menor longitud de la conducción y también un número de accesorios inferior.

El punto de aspiración de la bomba se encuentra a 1 metro de la misma. La longitud equivalente se considera para dos codos largos de 90° y una válvula de compuerta.

Los valores del diámetro interior de las líneas, velocidad de circulación por los accesorios, la longitud del tramo recto de la conducción y de los accesorios y factor de fricción presentes en las mismas se han tomado del Anexo 14 del presente Proyecto Fin de Carrera; con lo cual:

$$h_{fa-e} = 0,017 \cdot \left( \frac{(1 + 1,371 + 2 \cdot 3,66) \text{ m}}{0,168 \text{ m}} \right) \cdot \frac{\left(0,937 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,04 \text{ m}$$

Por último, es necesario conocer la presión en el punto de aspiración así como la altura de la entrada de la bomba y del punto de aspiración de la misma. La presión en el punto de aspiración es tomado del balance realizado con el simulador Hysys versión 3.2 y tiene un valor de 1,75 bar. La altura en el punto de aspiración es de 0,5 metros y la entrada de la bomba se encuentra a 0,25 metros de altura con respecto a la cota del suelo. Por tanto, sustituyendo todos estos datos en la **Ecuación A.15.11** se obtiene:

$$NPSH_d = \frac{(175000 - 19790) \text{ Pa}}{877,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + \frac{\left(0,937 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} - 0,04 \text{ m} + (0,5 - 0,25) \text{ m} = 18,28 \text{ m}$$

#### **15.4.- Carga neta de succión positiva requerida**

Su valor se define de forma experimental y es proporcionado por el fabricante de la bomba.

El modelo comercial que se elige con tal fin es el CombiPro 100A-200 desarrollado por la casa Johnson Pump. Esta bomba, construida en acero inoxidable, está adaptado para trabajar con una presión máxima de 35 bar y un motor de 1500 rpm.

La curva característica del fabricante (véase catálogo de distribuidor en el Anexo 17) indica que la altura de succión positiva requerida,  $NPSH_r$ , para este modelo y un caudal de trabajo de  $67,82 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  es de 14 metros.

### **15.5.- Comprobación del correcto funcionamiento**

Para el modelo que se elige se cumple el criterio establecido con anterioridad, con lo cual es posible asegurar un correcto funcionamiento de este equipo para las condiciones de trabajo especificadas.

$$NPSH_d = 18,28 \text{ m} > NPSH_r = 14 \text{ m}$$

## **LÍNEA 17: Bomba de impulsión de la corriente de producto hacia la columna de destilación**

### **15.2.- Selección del tipo de bomba**

De forma análoga a la seguida para abordar el diseño de la primera y la segunda bomba de la línea de producción, el tipo de bomba a emplear para la impulsión del producto se selecciona gráficamente por medio de la **Figura A.15.1** del Anexo actual.

Esta bomba dispone de una altura útil,  $H$ , de 124 metros, 406,8 pies, y un caudal de  $0,0232 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  ( $368,91 \text{ gal} \cdot \text{min}^{-1}$ ).

El cálculo de la carga útil se recoge en el **Apartado 15.3.1.2** correspondiente a la bomba P-03 del presente Anexo.

Introduciendo estos valores en la **Figura A.15.1** se determina que la bomba requerida para el proceso debe ser centrífuga de alta velocidad.

### **15.3.- Determinación de los parámetros característicos**

La tercera bomba de la línea de proceso tiene como misión impulsar la corriente producto compuesta en su mayoría por ciclohexano hacia la columna de destilación. Ha de mencionarse que esta corriente contiene un pequeño porcentaje de los gases hidrógeno y

metano, aunque no alterarán la naturaleza de la bomba centrífuga al encontrarse en un porcentaje inferior al 5% en la corriente [Greene, Richard W., 1987].

Tal y como se ha mencionado con anterioridad se hará uso de dos bombas idénticas conectadas en bypass con el fin de disponer de una mayor versatilidad en el trabajo y por motivos del mantenimiento en la línea de proceso.

Este equipo de impulsión transmitirá al fluido la carga de presión suficiente para impulsar la corriente hasta la entrada de la columna de destilación venciendo las pérdidas de carga que sufre el fluido a lo largo de este recorrido. La presión de trabajo en este último equipo se reduce hasta el valor de 23,5 bar por medio de una válvula de reducción de presión.

### **15.3.1.- Determinación de la potencia**

La potencia hidráulica se determina por medio de la siguiente relación:

$$W = H \cdot \rho \cdot g \cdot Q \quad [A. 15.13]$$

Donde el significado de las variables y sus unidades ya han sido determinados con anterioridad.

Todas las variables que intervienen en esta ecuación son conocidas, excepto la carga útil que no puede obtenerse directamente sino que debe calcularse aplicando la ecuación de Bernoulli y una vez determinadas las pérdidas de carga.

#### *15.3.1.1.- Determinación de las pérdidas de carga*

La bomba de impulsión considerada se encuentra situada en la línea 17. Esta línea comprende la determinación de las pérdidas de carga desde dicha conducción, punto de impulsión, hasta la línea posterior a esta, línea 18, punto de descarga.

Para determinar este parámetro se aplicará la ecuación de Darcy:

$$h_f = f \cdot \frac{(L + L_{eq})}{D_i} \cdot \frac{(v^2)}{2 \cdot g} \quad [A. 15.14]$$

Este parámetro ya se ha calculado para cada una de estas conducciones en el Anexo 14 del presente Proyecto Fin de Carrera, por lo que se tiene que:

$$h_{f17-18} = h_{f17} + h_{f18} \quad [A. 11.15]$$

$$h_{f17-18} = 0,67 \text{ m} + 0,33 \text{ m} = 1 \text{ m}$$

Conocida la pérdida de carga total en todo el tramo es posible calcular la carga útil.

#### *15.3.1.2.- Determinación de la carga útil*

Para determinarla se aplica la ecuación de Bernoulli entre el punto de aspiración y el de descarga de la bomba.

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + (z_2 - z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + h_f \quad [A. 15.16]$$

El subíndice 1 hace referencia al punto de succión de la bomba y el subíndice 2 al punto de descarga.

El punto de succión considerado se encuentra en la línea 17 y el punto de descarga está situado en la línea 18. La altura del punto de aspiración  $z_1$  será de 0,5 metros que se corresponde con el valor de longitud que dista la tubería del suelo de la planta y la altura del punto de descarga  $z_2$  tiene este mismo valor.

La presión en el punto de succión  $P_1$  es 25,88 bar mientras que la presión en el punto de descarga  $P_2$  tiene un valor de 35 bar. Estos valores de presión son tomados del balance de materia realizado con el simulador Hysys versión 3.2.

La velocidad en el punto de succión  $v_1$  se corresponde con la de circulación del fluido a través de la línea 17 y la de descarga  $v_2$  es análoga a la de circulación del fluido a través de la línea 18 (véase Anexo 14 del presente Proyecto).

Para la densidad se tomará un valor medio entre el valor de esta propiedad para las dos corrientes de manera que  $\rho = 755,39 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .

Conocidos todos estos datos se obtiene un valor de H de:

$$H = \frac{(3.500.000 - 2.588.000) \text{ Pa}}{755,39 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + (0,5 - 0,5) \text{ m} + \frac{1,17^2 - 1,17^2 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + 1 \text{ m} = 124 \text{ m}$$

Una vez determinada la carga útil H es posible calcular la potencia hidráulica de la bomba recurriendo a la **Relación A.15.13**

$$W = 124 \text{ m} \cdot 0,0232 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 755,39 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 21.318,17 \text{ W}$$

El valor del caudal volumétrico de la ecuación es tomado del balance de materia realizado con el simulador Hysys versión 3.2.

### **15.3.2.- Determinación de la altura neta de succión positiva disponible**

La expresión que permite calcular esta variable presenta la forma:

$$NPSH_d = \frac{P_a - P_v}{\rho \cdot g} + \frac{v_a^2}{2 \cdot g} - h_{f_{a-e}} + (z_a - z_e) \quad [A. 15.17]$$

Donde el significado y las unidades de estas variables ya se han definido con anterioridad.

- *Determinación de la presión de vapor de la corriente de impulsión*

Para calcular la presión de vapor de la corriente de alimentación debe tenerse en cuenta que la corriente está compuesta por ciclohexano, tolueno, hidrógeno y metano. Esta presión se determinará aplicando la Ley de Antoine por la cual:

$$\log_{10} P_v = A - \left( \frac{B}{T + C} \right) \quad [A. 15.18]$$

La presión de la corriente debe calcularse, a su vez, como:

$$P_v = \sum_{i=1}^4 P_{vi} \cdot x_i \quad [A. 15.19]$$

Donde  $P_{vi}$  es la presión de vapor para cada uno de los compuestos y  $x_i$  es su composición en la corriente.

La temperatura de trabajo es la correspondiente a la de circulación del fluido por la línea 17 y 18. Sin embargo, debido a que el dimensionamiento de la línea de producción se plantea bajo las condiciones más hostiles se considerará una temperatura de 5 °C superior, es decir, 45 °C.

Las composiciones son tomadas del balance realizado al sistema por medio del simulador Hysys versión 3.2.

A continuación se tabulan los coeficientes de Antoine y la composición para cada uno de estos compuestos:

Tabla A.15.2:  
Coeficientes de Antoine de la corriente (Kern, D.Q., 1999)

<b>Coeficiente de Antoine</b>	<b>Metano</b>	<b>Hidrógeno</b>	<b>Ciclohexano</b>	<b>Tolueno</b>
<b>A</b>	3,7687	2,94928	3,93002	4,05004
<b>B</b>	395,744	67,508	1182,774	1327,62
<b>C</b>	266,681	275,7	220,618	217,625
<b>Composición</b>	0,0248948	0,008026	0,966196	0,00083

Para cada uno de estos compuestos se calcula la presión de vapor para una temperatura de 45 °C.

$$\log P_{v \text{ metano}} = 3,7687 - \left( \frac{395,744}{45^{\circ}\text{C} + 266,681} \right) = 2,499$$

$$P_{v \text{ metano}} = 10^{2,499} = 315,5 \text{ bar} = 3,155 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

$$\log P_{v \text{ hidrógeno}} = 2,94928 - \left( \frac{67,508}{45^{\circ}\text{C} + 275,7} \right) = 2,738$$

$$P_{v \text{ hidrógeno}} = 10^{2,738} = 547,015 \text{ bar} = 5,47 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

$$\log P_{v \text{ ciclohexano}} = 3,93002 - \left( \frac{1182,774}{45^{\circ}\text{C} + 220,618} \right) = -0,5228$$

$$P_{v \text{ ciclohexano}} = 10^{-0,5228} = 0,3 \text{ bar} = 3 \cdot 10^4 \text{ Pa}$$

$$\log P_{v \text{ tolueno}} = 4,05004 - \left( \frac{1327,62}{45^{\circ}\text{C} + 217,625} \right) = -1$$

$$P_{v \text{ tolueno}} = 10^{-1} = 0,1 \text{ bar} = 1 \cdot 10^4 \text{ Pa}$$

Aplicando ahora la **Ecuación A.15.19** se tiene:

$$P_v = 3,155 \cdot 10^7 \cdot 0,024948 + 5,47 \cdot 10^7 \cdot 0,008026 + 3 \cdot 10^4 \cdot 0,966196 + 1 \cdot 10^4 \cdot 8,3 \cdot 10^{-4} = 1,26 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

- *Determinación de las pérdidas de carga en el punto de aspiración*

Se determinan siguiendo el mismo procedimiento que en el caso de las pérdidas de carga para el tramo completo. Debe tenerse en cuenta que éstas serán menores debido a que se considera una menor longitud de la conducción y también un número de accesorios inferior.

El punto de aspiración de la bomba se encuentra a 1 metro de la misma. La longitud equivalente se considera para dos codos largos de 90° y una válvula de globo.

Los valores del diámetro interior de las líneas, velocidad de circulación accesorios, la longitud del tramo recto de la conducción y de los accesorios y factor de fricción presentes en las mismas se han tomado del Anexo 14 del presente Proyecto Fin de Carrera; con lo cual:

$$h_{fa-e} = 0,017 \cdot \left( \frac{(1 + 55,65 + 2 \cdot 3,66) \text{ m}}{0,159 \text{ m}} \right) \cdot \frac{\left(1,17 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,477 \text{ m}$$

Por último, es necesario conocer la presión en el punto de aspiración así como la altura de la entrada de la bomba y del punto de aspiración de la misma. La presión en el punto de aspiración es tomada del balance realizado con el simulador Hysys versión 3.2 y tiene un valor de 25,88 bar. La altura en el punto de aspiración es de 0,5 metros y la entrada de la bomba se encuentra a 0,25 metros de altura con respecto a la cota del suelo. Por tanto, sustituyendo todos estos datos en la **Ecuación A.15.18** se obtiene:

$$NPSH_d = \frac{(2.588.000 - 1.260.000) \text{ Pa}}{755,39 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + \frac{\left(1,17 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} - 0,477 \text{ m} + (0,5 - 0,25) \text{ m} = 179,05 \text{ m}$$

#### **15.4.- Carga neta de succión positiva requerida**

Su valor se define de forma experimental y es proporcionado por el fabricante de la bomba.

El modelo comercial que se elige con tal fin es el CombiPro 80A-315 desarrollado por la casa Johnson Pump. Esta bomba, construida en acero inoxidable, está adaptado para trabajar con una presión máxima en torno a 35 bar y un motor de 3000 rpm.

La curva característica del fabricante (véase catálogo de distribuidor en el Anexo 17 del presente Proyecto) indica que la altura de succión positiva requerida,  $NPSH_r$ , para este modelo y un caudal de trabajo de  $83,52 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  es de 152 metros.

#### **15.5.- Comprobación del correcto funcionamiento**

Para el modelo que se elige se cumple el criterio establecido con anterioridad, con lo cual es posible asegurar un correcto funcionamiento de este equipo para las condiciones de trabajo especificadas.

$$NPSH_d = 179,05 \text{ m} > NPSH_r = 152 \text{ m}$$

### **LÍNEA 27: Bomba de impulsión del reflujo**

#### **15.2.- Selección del tipo de bomba**

La bomba empleada trabaja con un caudal inferior a las anteriores. En este caso, para bombas de pequeño caudal, se aconseja también el uso de bombas centrífugas [Greene, Richard W., 1987].

Por lo que la cuarta bomba de la línea de proceso, con un caudal de  $5,3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  ( $8,406 \text{ gal} \cdot \text{min}^{-1}$ ) será una bomba centrífuga.

#### **15.3.- Determinación de los parámetros característicos**

La cuarta bomba de la línea de proceso tiene como misión impulsar parte de la corriente proveniente de cabezas de nuevo al interior de la torre como reflujo. Ha de mencionarse que esta corriente contiene un pequeño porcentaje de los gases hidrógeno y metano, aunque no



alterarán la naturaleza de la bomba centrífuga al encontrarse en un porcentaje inferior al 5% en la corriente [Greene, Richard W., 1987].

Tal y como se ha mencionado con anterioridad se hará uso de dos bombas idénticas conectadas en bypass con el fin de disponer de una mayor versatilidad en el trabajo y por motivos del mantenimiento en línea de proceso.

Este equipo de impulsión transmitirá al fluido la carga de presión suficiente para impulsar la corriente líquida proveniente del separador al interior de la columna de destilación a través del primer plato situado en la cabeza de la columna.

### ***15.3.1.- Determinación de la potencia***

La potencia hidráulica se determina por medio de la siguiente relación:

$$W = H \cdot \rho \cdot g \cdot Q \quad [A. 15.20]$$

Donde el significado de las variables y sus unidades ya han sido determinados con anterioridad.

Todas las variables que intervienen en esta ecuación son conocidas, excepto la carga útil que no puede obtenerse directamente sino que debe calcularse aplicando la ecuación de Bernoulli y una vez determinadas las pérdidas de carga.

#### ***15.3.1.1.- Determinación de las pérdidas de carga***

La bomba de impulsión de la recirculación se encuentra situada en la línea 27. Esta línea comprende la determinación de las pérdidas de carga desde dicha conducción, punto de impulsión, hasta la conducción posterior a esta, línea 28, punto de descarga, que permite introducir el reflujo de nuevo a la torre a través del primer plato situado en la cabeza de la misma.

Para determinar este parámetro se aplicará la ecuación de Darcy:

$$h_f = f \cdot \frac{(L + L_{eq})}{D_i} \cdot \frac{(v^2)}{2 \cdot g} \quad [A. 15.21]$$

El valor de estas pérdidas ya ha sido determinado en el Anexo 14 del presente Proyecto Fin de Carrera aplicando la **Ecuación A.15.21** por lo que se obtiene que:

$$h_{f27-28} = h_{f27} + h_{f28} \quad [A. 15.22]$$

$$h_{f27-28} = 1,76 \text{ m} + 4,04 \text{ m} = 5,8 \text{ m}$$

Conocida la pérdida de carga total en todo el tramo es posible calcular la carga útil.

#### *15.3.1.2.- Determinación de la carga útil*

Para determinarla se aplica la ecuación de Bernoulli entre el punto de aspiración y el de descarga de la bomba.

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + (z_2 - z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + h_f \quad [A. 15.23]$$

El subíndice 1 hace referencia al punto de succión de la bomba y el subíndice 2 al punto de descarga.

El punto de succión considerado se encuentra en la línea 27 y el punto de descarga está situado en la línea 28. La altura del punto de aspiración  $z_1$  será de 0,5 metros que se corresponde con el valor de longitud que dista la tubería del suelo de la planta y la altura del punto de descarga  $z_2$  se corresponderá con la del primer plato situado en la cabeza de la torre puesto que el reflujo se introduce por este punto, por tanto  $z_2$  tiene un valor de 16,35 metros.

La presión en el punto de succión  $P_1$  es 21,136 bar mientras que la presión en el punto de descarga  $P_2$  tiene un valor de 25,05 bar. Estos valores de presión son tomados del balance de materia realizado con el simulador Hysys versión 3.2.

La velocidad en el punto de succión  $v_1$  se corresponde con la de circulación del fluido a través de la línea 27 y la de descarga  $v_2$  es análoga a la de circulación del fluido a través de la línea 28 (véase Anexo 14 del presente Proyecto).

Para la densidad se tomará el valor  $\rho=760,2 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ .

Conocidos todos estos datos se obtiene un valor de H de:

$$H = \frac{(2.505.000 - 2.113.600) Pa}{760,2 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} + (16,35 - 0,5) m + \frac{(1,54^2 - 1,54^2) \left(\frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} + 5,8 m = 74,14 m$$

Una vez determinada la carga útil H es posible calcular la potencia hidráulica de la bomba recurriendo a la **Relación A.15.20**:

$$W = 74,14 m \cdot 0,00053 \frac{m^3}{s} \cdot 760,2 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} = 293 W$$

El valor del caudal volumétrico de la ecuación es tomado del balance de materia realizado con el simulador Hysys versión 3.2.

### 15.3.2.- Determinación de la altura neta de succión positiva disponible

La expresión que permite calcular esta variable presenta la forma:

$$NPSH_d = \frac{P_a - P_v}{\rho \cdot g} + \frac{v_a^2}{2 \cdot g} - h_{f_{a-e}} + (z_a - z_e) \quad [A. 15.24]$$

Donde el significado y las unidades de estas variables ya se han definido con anterioridad.

- *Determinación de la presión de vapor de la corriente de impulsión*

Para calcular la presión de vapor de la corriente de alimentación de tanque debe tenerse en cuenta que la corriente está compuesta por ciclohexano, tolueno, hidrógeno y metano. Esta presión se determinará aplicando la Ley de Antoine por la cual:

$$\log_{10} P_v = A - \left( \frac{B}{T + C} \right) \quad [A. 15.25]$$

La presión de la corriente debe calcularse, a su vez, como:

$$P_v = \sum_{i=1}^4 P_{vi} \cdot x_i \quad [A. 15.26]$$

Donde  $P_{vi}$  es la presión de vapor para cada uno de los compuestos y  $x_i$  es su composición en la corriente.

La temperatura de trabajo es la correspondiente a la de circulación del fluido por la conducción 27 y 28. Sin embargo, debido a que el dimensionamiento de la línea de producción se plantea bajo las condiciones más hostiles se considerará una temperatura de 5 °C superior, es decir, 40 °C. Las composiciones se toman del simulador Hysys 3.2.

Para cada uno de estos compuestos se calcula la presión de vapor para una temperatura de 40 °C.

$$\log P_{v \text{ metano}} = 3,7687 - \left( \frac{395,744}{40^\circ\text{C} + 266,681} \right) = 2,4783$$

$$P_{v \text{ metano}} = 10^{2,4783} = 300,81 \text{ bar} = 3,0081 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

$$\log P_{v \text{ hidrógeno}} = 2,94928 - \left( \frac{67,508}{40^\circ\text{C} + 275,7} \right) = 2,7354$$

$$P_{v \text{ hidrógeno}} = 10^{2,7354} = 543,76 \text{ bar} = 5,43 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

$$\log P_{v \text{ ciclohexano}} = 3,93002 - \left( \frac{1182,774}{40^\circ\text{C} + 220,618} \right) = -0,608$$

$$P_{v \text{ ciclohexano}} = 10^{-0,608} = 0,246 \text{ bar} = 2,46 \cdot 10^4 \text{ Pa}$$

$$\log P_{v \text{ tolueno}} = 4,05004 - \left( \frac{1327,62}{40^\circ\text{C} + 217,625} \right) = -1,103$$

$$P_{v \text{ tolueno}} = 10^{-1,103} = 0,079 \text{ bar} = 7,9 \cdot 10^3 \text{ Pa}$$

Aplicando ahora la **Ecuación A.15.26** se tiene:

$$P_v = 3,0081 \cdot 10^7 \cdot 0,022839 + 5,43 \cdot 10^7 \cdot 0,00655 + 2,46 \cdot 10^4 \cdot 0,97049 + 7,9 \cdot 10^3 \cdot 1,21 \cdot 10^{-4} = 1,067 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

- *Determinación de las pérdidas de carga en el punto de aspiración*

Se determinan siguiendo el mismo procedimiento que en el caso de las pérdidas de carga para el tramo completo. Debe tenerse en cuenta que éstas serán menores debido a que se considera una menor longitud de la conducción y también un número de accesorios inferior.

El punto de aspiración de la bomba se encuentra a 1 metro de la misma. La longitud equivalente se considera para dos codos largos de 90° y una válvula de globo.

Los valores del diámetro interior de las líneas, velocidad de circulación accesorios, la longitud del tramo recto de la conducción y de los accesorios y factor de fricción presentes en las mismas se han tomado del Anexo 14 del presente Proyecto Fin de Carrera; con lo cual:

$$h_{fa-e} = 0,024 \cdot \left( \frac{(1 + 2,1336 + 2 \cdot 0,46) \text{ m}}{0,0209 \text{ m}} \right) \cdot \frac{\left(1,54 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,561 \text{ m}$$

Por último, es necesario conocer la presión en el punto de aspiración así como la altura de la entrada de la bomba y del punto de aspiración de la misma. La presión en el punto de aspiración es tomada del balance realizado con el simulador Hysys versión 3.2 y tiene un valor de 21,136 bar. La altura en el punto de aspiración es de 0,5 metros y la entrada de la bomba se encuentra a 0,25 metros de altura con respecto a la cota del suelo. Por tanto, sustituyendo todos estos datos en la **Ecuación A.15.24** se obtiene:

$$NPSH_d = \frac{(2113600 - 1067000) \text{ Pa}}{760,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + \frac{\left(1,54 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} - 0,561 \text{ m} + (0,5 - 0,25) \text{ m} = 140,14 \text{ m}$$

#### **15.4.- Carga neta de succión positiva requerida**

Su valor se define de forma experimental y es proporcionado por el fabricante de la bomba.

El modelo comercial que se elige con tal fin es el MCV-10-16 desarrollado por la casa Johnson Pump. Esta bomba, construida en acero inoxidable, está adaptado para trabajar con una presión máxima de 40 bar y un motor de 3000 rpm.

La curva característica del fabricante (véase catálogo de distribuidor en el Anexo 17 del presente Proyecto Fin de Carrera) indica que la altura de succión positiva requerida,  $NPSH_r$ , para este modelo y un caudal de trabajo de  $1,908 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  es de 138 metros.

### **15.5.- Comprobación del correcto funcionamiento**

Para el modelo que se elige se cumple el criterio establecido con anterioridad, con lo cual es posible asegurar un correcto funcionamiento de este equipo para las condiciones de trabajo especificadas.

$$NPSH_d = 140,14 \text{ m} > NPSH_r = 138 \text{ m}$$

### **15.6.- Diseño del depósito de acumulación**

Las bombas de proceso de gran caudal como es el caso de la instalada en la línea 4 para la impulsión de la corriente de reactivo y la situada en la línea 17 encargada de impulsar la corriente producto hasta la torre de destilación deben disponer de un depósito acumulador que permita regular en todo momento el caudal de trabajo de las mismas. Dicha medida ayuda a mantener un caudal constante, puesto que no es recomendable forzarla a trabajar con un caudal de líquido inferior al establecido.

Dicha actuación persigue, además, un segundo objetivo que se traduce como una acción de seguridad, que ante cualquier incidente ocurrido en las instalaciones anteriores a la bomba, impida que ésta no disponga de caudal de líquido con el cuál trabajar y se produzca una entrada de aire en el sistema. En este caso la existencia de un depósito acumulador garantiza la presencia de un caudal de líquido siempre disponible evitando la entrada de aire en el punto de aspiración de la bomba, llegando incluso a producir daños irreparables en la misma.

Este depósito acumulador conocido comúnmente con el nombre de botellón sólo va a diseñarse para el caso de la segunda bomba P-02 de la línea de producción puesto que para la tercera el propio Separador gas-líquido SP-01 ejercerá esta función.

**15.6.1.- Determinación del volumen del depósito acumulador**

Este acumulador no es más que un depósito cilíndrico al cual se retorna un 10% del caudal de salida del mismo.

El dato del caudal de salida es tomado del balance realizado al proceso por medio del simulador Hysys versión 3.2 y tiene un valor de  $74,53\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ . Por tanto, el caudal de recirculación es de  $7,45\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$  (32,818 gpm).

Conocido el caudal que retorna al acumulador, es posible conocer el volumen del depósito acumulador por medio de la siguiente expresión:

$$V_d = 2 \cdot F_4 \cdot (F_1 + F_2) \cdot (L + F_3 \cdot D) \quad [A. 15. 27]$$

En esta relación:

- $V_d$  es el volumen del depósito acumulador en  $\text{m}^3$ .
- $F_1$  y  $F_2$  son parámetros que dependen del tipo de control al que se somete el acumulador expresado en minutos.
- $F_3$  es un parámetro que depende de las características de la operación.
- $F_4$  es un parámetro dependiente del lugar donde se realiza el control.
- $D$  es el caudal que se recircula expresado en gpm.
- $L$  es el volumen que se dirige a la primera unidad de reacción en gpm.

Los valores de los parámetros  $F_1$  y  $F_2$  se encuentran tabulados a continuación.

El factor  $F_1$ , factor de instrumento, se toma para un controlador de nivel provisto de alarma y tiene un valor de 1 minutos. El factor  $F_2$ , factor de operación, se considera para un control en condiciones normales de operación y es igual a 3 minutos.

Tabla A.15.3:  
Valor de los factores  $F_1$  y  $F_2$  (Stanley, M. Walas, Sección 8)

Tiempo de reacción para Acumuladores de reflujo (minutos)					
operación	Factor instrumentos ( $F_1$ )		Factor de operador ( $F_2$ )		
	con alarma	sin alarma	bueno	normal	malo
FC (flow control)	0.5	1.0	2	3	4
LC (level control)	1.0	1.5	2	3	4
TC (temperature control)	1.5	2.0	2	3	4

El factor  $F_3$ , considerado para un control en condiciones normales de operación, se recoge en la siguiente tabla.

Tabla A.15.4:  
Valor del factor  $F_3$  (Stanley, M. Walas, Sección 8)

Características de operación	Factor ( $F_3$ )
Buen control	2
Control normal	3
Control malo	4
Alimentación desde o hacia almacén	1.25

El factor  $F_4$  se tabula a continuación. Se toma considerando que el equipo está provisto de un registrador de nivel en panel.

Tabla A.15.5:  
Valor del Factor  $F_4$  (Stanley, M. Walas, Sección 8)

Lugar de control	Factor ( $F_4$ )
Grabador de Nivel bajo on board	1
Registrador de nivel en panel	1.5
En el equipo	2

Conocidas las variables que intervienen en la **Ecuación A.15.27** se tiene:

$$V_d = 2 \cdot 1,5 \cdot (1 + 3) \text{ min} \cdot (32,818 + 3 \cdot 328,18) \frac{\text{gal}}{\text{min}} = 12.208,3 \text{ gal}$$

Este valor expresado en metros cúbicos es igual a:

$$V_d = 12.208,3 \text{ gal} \cdot \frac{3,785 \text{ l}}{1 \text{ gal}} \cdot \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ l}} = 46,2 \text{ m}^3$$

### **15.6.2.- Determinación de las dimensiones**

El depósito acumulador es un recipiente cilíndrico situado en posición vertical que dispone de un nivel de líquido y de gas que se mantienen siempre en una proporción constante para garantizar el correcto funcionamiento del sistema formado por el acumulador y la bomba.

Al tratarse de un recipiente cilíndrico se puede expresar:



$$V_d = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot L \quad [A. 15.28]$$

Donde:

- R es el radio del recipiente en m.
- L es la longitud de la cubierta en m.

En los depósitos cilíndricos la relación entre la longitud y el diámetro está comprendida dentro del rango 2,5-5 en función de la presión de trabajo.

Tabla A 15.6:  
Relaciones de diseño (Perry et al, 2001)

P (psig)	0-250	250-500	>500
P (bar)	0-15	15-30	>30
L/D	3	4	5

Para una presión de trabajo inferior a 15 bar, la relación óptima  $\frac{L}{D} = 3$ .

Teniendo en cuenta esta relación se obtiene:

$$V_d = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot 3 \cdot D \quad [A. 15.29]$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_d}{3 \cdot \pi}} \quad [A. 15.30]$$

Sustituyendo los datos en la **Ecuación A.15.30** se tiene:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 46,2 \text{ m}^3}{3 \cdot \pi}} = 2,7 \text{ m}$$

$$L = 3 \cdot 2,7 \text{ m} = 8,1 \text{ m}$$

Por tanto, éstas son las dimensiones de la zona cilíndrica del depósito acumulador.

### **15.7.- Diseño mecánico**

El diseño mecánico del depósito acumulador se abordará teniendo en cuenta que el conjunto en sí consta de tres partes fundamentales:

- Fondo superior
- Cuerpo central o cubierta
- Fondo inferior

Existe una gama diversa de fondos tanto inferiores como superiores y su elección depende fundamentalmente del diámetro del recipiente y de la presión de trabajo interna del equipo. Estos fondos pueden carecer de profundidad tratándose simplemente de placas de material planas soldadas al cuerpo principal o presentar profundidad constituyendo un fondo abombado. En el caso de disponer de fondos abombados, la línea de transición entre la figura abombada que constituye el fondo y el cuerpo central denominada línea de tangencia, se encuentra sometida a grandes tensiones axiales constituyendo el punto más débil de todo el recipiente. Por ello, los fondos bombeados se construyen con una parte cilíndrica denominada pestaña o faldilla que favorecen la unión entre el cuerpo central y el fondo.

El cuerpo central o cubierta está constituida por una serie de virolas soldadas unas con otras. La virola se basa en un trozo de tubería o chapa que convenientemente soldada forma un cilindro sin soldaduras circunferenciales.

Para el recipiente tratado en el presente Anexo se procederá al cálculo de las principales dimensiones de la cubierta y fondos así como las faldillas que forman parte de estos últimos.

#### ***15.7.1.- Determinación del espesor de la cubierta***

Según el Código ASME VIII-Div.1, se exige un espesor mínimo a la cubierta que debe ser igual a:

$$t_{\min}(mm) = 2,5 + C \quad [A. 15.31]$$

Donde el parámetro C es el sobreespesor por corrosión y se determina considerando un desgaste anual del material del equipo de 5 milésimas de pulgada al año para una vida útil del equipo de 10 años (véase **Tabla A.16.18** del Anexo 16). Por tanto:

$$C = 0,005 \cdot 10 = 0,05 \text{ in}$$

Conocido este valor del sobreespesor por corrosión se puede determinar el espesor mínimo será:

$$t_{\min}(\text{mm}) = 2,5 \text{ mm} + 1,27 \text{ mm} = 3,77 \text{ mm}$$

En el caso de que el material de construcción empleado sea acero inoxidable este espesor mínimo debe ser superior, de manera que:

$$t_{\min} = 3 \text{ mm} \quad [\text{A. 15.32}]$$

Por tanto:

$$t_{\min} = 3 \text{ mm}$$

Según el Código ASME VIII-Div.1, deben tenerse en cuenta las fuerzas que actúan sobre el recipiente para determinar el espesor de las paredes del mismo. Una vez determinados todos, el valor definitivo para la pared de la cubierta del recipiente se corresponderá con el mayor de todos ellos teniendo en cuenta, además, los espesores mínimos calculados con anterioridad.

Estas tensiones que actúan sobre el recipiente se tabulan a continuación:

Tabla 15.7:  
Tensiones que actúan sobre el depósito (Megyesy E., F., 2008)

CARGA	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		TENSIONES LONGITUDINALES	
	TRACCIÓN	COMPRESIÓN	TRACCIÓN	COMPRESIÓN
<b>Peso</b>				X
<b>Viento</b>			X	X
<b>Seísmo</b>			X	X
<b>Presión interior</b>	X		X	
<b>Presión exterior</b>				

De todas las tensiones que se observan en la tabla, las que ejercen una influencia más notable sobre el recipiente son las tensiones circunferenciales y longitudinales derivadas de la presión interna a la que está sometida el recipiente así como la carga debida al viento.

A continuación se determina el espesor de la cubierta del recipiente para cada una de estas tensiones:

### ***Tensiones circunferenciales***

Según el Código ASMEVIII-Div.1, la expresión que debe emplearse para hallar este parámetro presenta la forma:

$$t_{circ} = \frac{(P \cdot R)}{(S \cdot E - 0,6 \cdot P)} \quad [A. 15.33]$$

Expresión en la que:

- $t_{circ}$  es el espesor de la pared de la carcasa debido a las tensiones circunferenciales en in.
  - P hace referencia a la presión de diseño en psi.
  - R es el radio interno de la envolvente en in.
  - S es la tensión máxima admisible del material expresado en psi
  - E es la eficiencia de la soldadura
- 
- Presión de diseño ( $P_D$ )

La presión de diseño del sistema será la mayor de estas dos:

- 30 psi.
- 10% de la presión de trabajo en el equipo.

La presión de trabajo, tomada del balance de materia realizado al sistema por medio del simulador Hysys 3.2, tiene un valor de 1,75 bar, 25,375 psi. Siguiendo el segundo de los criterios la  $P_{diseño}$  es de 27,912 psi. Por tanto, se debe asumir como presión de diseño el valor de 30 psi.

- Temperatura de diseño ( $T_D$ )

La temperatura de trabajo, a su vez, es una variable primordial a la hora de determinar parámetros propios del material. La temperatura de trabajo se determina teniendo en cuenta:

$$T(^{\circ}\text{C}) = T_{\text{máxima de operación}} + 20 \quad [\text{A. 15.34}]$$

Por medio del balance de materia realizado al sistema con el programa Hysys versión 3.2, la temperatura tiene un valor de 20,1°C. Por tanto:

$$T(^{\circ}\text{C}) = 20,1^{\circ}\text{C} + 20^{\circ}\text{C} = 40,1^{\circ}\text{C}$$

$$T(^{\circ}\text{F}) = 1,8 \cdot 40,1^{\circ}\text{C} + 32 = 104,18^{\circ}\text{F}$$

- Eficiencia de la soldadura (E)

Según la tabla UW-12 (véase **Tabla A.16.17** del Anexo 16) recogida en el Código ASME VIII-Div.1, para una junta a tope realizada con doble cordón de soldadura o mediante otro método con el que se obtenga la misma calidad del material depositado y siendo una junta inspeccionada por zonas  $E=0,85$ .

- Tensión máxima admisible (S)

La tensión máxima admisible del material S, recogida en las tablas de materiales del Código ASME, para acero SA-240 a una temperatura ligeramente superior a la de trabajo e igual a 200 °F tiene un valor de 20000 psi (véase **Tabla A.16.12** del Anexo 16 del presente Proyecto Fin de Carrera).

Conocidos todas las variables que intervienen en la **Expresión A.15.33** se obtiene:

$$t_{\text{circ}} = \frac{(30 \text{ psi} \cdot 53,14 \text{ in})}{(20000 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 30 \text{ psi})} = 0,094 \text{ in}$$

### ***Tensiones longitudinales***

Para determinar el espesor debido a la tensión longitudinal se recurre a la relación:

$$t_{lon} = \frac{(P \cdot R)}{(2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P)} \quad [A. 15.35]$$

En esta relación las unidades de las variables son idénticas a las empleadas en la expresión anterior, por lo que se tiene:

$$t_{lon} = \frac{(30 \text{ psi} \cdot 53,14 \text{ in})}{(2 \cdot 20000 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 30 \text{ psi})} = 0,047 \text{ in}$$

### ***Tensiones debidas a la carga por viento***

Para la determinación de dicho parámetro debe tenerse en cuenta que la velocidad del viento en el polígono industrial de San Roque situado en la provincia de Cádiz, según los datos meteorológicos, tiene un valor medio de  $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ .

En las condiciones más desfavorables el viento puede alcanzar una velocidad de hasta  $180 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ . Debido a que el diseño de la línea de proceso se aborda en las condiciones más hostiles, es este último valor el que se considerará para el cálculo de las cargas ejercidas por el viento sobre el equipo.

En primer lugar, debe determinarse la presión de diseño del viento:

$$P_w = q_s \cdot C_q \cdot C_e \quad [A. 15.36]$$

Donde:

- $P_w$  es la presión de diseño del viento, en  $\text{lb} \cdot \text{ft}^{-2}$ .
- $q_s$  es la presión de estancamiento del viento a la altura estándar de 30 pies expresada en  $\text{lb} \cdot \text{ft}^{-2}$ .
- $C_q$  es un coeficiente de presión denominado factor de forma.
- $C_e$  es el coeficiente referente a la altura combinada.

Los valores de  $q_s$ ,  $C_q$  y  $C_e$  se encuentran tabulados en función de las condiciones climatológicas y las propias propiedades del equipo.

Para una velocidad del viento de  $180 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ,  $112,44 \text{ mph}$ ,  $q_s$  tiene un valor de  $32,44 \text{ lb} \cdot \text{ft}^{-2}$  (véase **Tabla A.16.30** del Anexo 16).

Para una configuración de recipiente cilíndrico al cual se encuentra conectado algún otro equipo  $C_q$  es igual a 0,9 (véase **Tabla A.16.32** del Anexo 16).

El factor  $C_e$  depende del tipo de exposición a la que se encuentra sometida la línea de proceso así como la altura total del recipiente. Para grandes plantas petroquímicas la exposición será tipo C (véase **Tabla A16.31** del Anexo 16 del presenta Proyecto).

Según la **Tabla A.16.31** del Anexo 16, para una exposición severa tipo C y una altura total del recipiente de 34,68 pies  $C_e$  tiene un valor de 1,3.

Sustituyendo todos estos valores en la **Expresión A.15.36** se obtiene:

$$P_w = 32,44 \frac{lb}{ft^2} \cdot 0,9 \cdot 1,3 = 37,95 \frac{lb}{ft^2}$$

Determinada la presión de diseño del viento, es necesario calcular el momento debido al viento en la posición analizada de acuerdo con la relación:

$$M_T = M - h_T \cdot (V - 0,5 \cdot P_w \cdot D_o \cdot h_T) \quad [A. 15.37]$$

En esta relación:

- $M_T$  es el momento debido a la altura  $h_T$  en ft·lb.
- $M$  es el momento máximo en la base expresado en lb·ft.
- $h_T$  es la distancia desde la base del suelo hasta la terminación de la silleta en ft.
- $V$  es la fuerza cortante total en lb.
- $P_w$  es la presión de diseño debida al viento expresada en lb·ft<sup>-2</sup>.
- $D_o$  es el diámetro exterior del recipiente considerando al espesor del aislante en ft.

$M$  y  $V$  deben determinarse previamente por medio de las expresiones que se recogen a continuación:

$$M = P_w \cdot D_o \cdot H \cdot h_1 \quad [A. 15.38]$$

$$V = P_w \cdot D_o \cdot H \quad [A. 15.39]$$

$$h_1 = \frac{H}{2} \quad [A. 15.40]$$

Donde H es la altura total del recipiente en ft y  $h_1$  es el brazo de palanca en ft.

La altura total del sistema,  $H=34,68$  ft, nace de considerar la altura de la silleta, la correspondiente al cuerpo central o carcasa, la de los fondos superior e inferior y la de los dos faldillas. La altura de la sillera es de 4,921 pies. El cálculo de la altura de los fondos se recoge en el **Apartado 15.7.2 y 15.7.3** del presente Anexo.

El diámetro exterior, tomando el espesor mínimo calculado (que es el mayor de todos los determinados con posterioridad) y considerando que el equipo carece de aislante  $Do=8,8$  ft.

La altura  $h_T$  es equivalente a la altura de la silleta con lo cual  $h_T = h_{\text{silleta}}=4,921$  ft.

Sustituyendo todos estos datos en las **Ecuaciones A.15.40, A.15.38, A.15.39 y A.15.37** se tiene:

$$h_1 = \frac{34,68 \text{ ft}}{2} = 17,34 \text{ ft}$$

$$M = 37,95 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \cdot 8,8 \text{ ft} \cdot 34,68 \text{ ft} \cdot 17,34 \text{ ft} = 2,02 \cdot 10^5 \text{ lb} \cdot \text{ft}$$

$$V = 37,95 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \cdot 8,8 \text{ ft} \cdot 34,68 \text{ ft} = 1,15 \cdot 10^4 \text{ lb}$$

$$\begin{aligned} M_T &= 2,02 \cdot 10^5 \text{ ft} \cdot \text{lb} - 4,921 \text{ ft} \cdot \left( 1,15 \cdot 10^4 \text{ lb} - 0,5 \cdot 37,95 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \cdot 8,8 \text{ ft} \cdot 4,921 \text{ ft} \right) \\ &= 1,48 \cdot 10^5 \text{ lb} \cdot \text{ft} \end{aligned}$$

Determinados todos estos parámetros es posible calcular el espesor debido a la carga por viento gracias a la expresión:

$$t_v = \frac{12 \cdot M_T}{R^2 \cdot \pi \cdot S \cdot E} \quad [A. 15.41]$$

Donde:

- $t_v$  es el espesor debido a la carga por viento en in.
- $M_T$ : es el momento máximo en la base en lb·ft.
- R: es el radio medio del recipiente considerando el aislante en in.
- S: es la tensión máxima admisible del material en psi.
- E: es la eficiencia de la soldadura.



Todos estos valores ya son conocidos con lo cual:

$$t_v = \frac{12 \cdot 1,48 \cdot 10^5 \text{ lb} \cdot \text{ft}}{\left(\frac{8,8}{2} \text{ ft} \cdot \frac{12 \text{ in}}{1 \text{ ft}}\right)^2 \cdot \pi \cdot 20000 \text{ psi} \cdot 0,85} = 0,0118 \text{ in}$$

Calculados los espesores debido a cada una de las tres tensiones consideradas, se toma el espesor mínimo exigido por el Código ASME por ser el mayor de todos los determinados.

$$t_{cubierta} = t_{min} = 0,148 \text{ in}$$

Por tanto el espesor considerado para la cubierta será de 0,376 centímetros. Eligiéndose un valor comercial superior e igual a 0,15 pulgadas, es decir, 0,381 centímetros.

### ***15.7.2.- Determinación de las dimensiones del fondo superior***

Dentro de la gama de fondos existentes en el diseño de un recipiente, se opta por el empleo de un fondo toriesférico por ser el de mayor difusión a nivel industrial.

Para este tipo de cúpula se requiere determinar tres dimensiones características: radio interior de la curvatura de la cubierta L, radio interior del abombado r y altura de la cúpula h.

Las relaciones que permitirán hallar estas dimensiones se recogen a continuación:

$$L = D_i \quad [A. 15.42]$$

$$r = 0,06 \cdot L \quad [A. 15.43]$$

$$h = 0,169 \cdot D_i \quad [A. 15.44]$$

En esta expresión  $D_i$  hace referencia al diámetro interior de la cubierta expresado en metros, el cual tiene un valor de 2,7 metros. Por tanto:

$$L = 2,7 \text{ m}$$

$$r = 0,06 \cdot 2,7 \text{ m} = 0,162 \text{ m}$$

$$h = 0,169 \cdot 2,7 \text{ m} = 0,456 \text{ m}$$

Determinadas estas dimensiones características de la cúpula es posible conocer el área y el volumen de la misma recurriendo a las siguientes expresiones:

$$S = 0,931 \cdot D_o^2 \quad [A. 15.45]$$

$$V = 0,08089 \cdot D_i^3 \quad [A. 15.46]$$

En esta expresión:

- S: es el área de la cúpula en m<sup>2</sup>.
- V: es el volumen de la cúpula en m<sup>3</sup>.
- D<sub>i</sub>: es el diámetro interior de la envolvente en m.
- D<sub>o</sub>: es el diámetro exterior de la envolvente en m.

Conocido el valor de todas las variables que intervienen en la ecuación anterior se tiene:

$$S = 0,931 \cdot (2,707 \text{ m})^2 = 6,82 \text{ m}^2$$

$$V = 0,08089 \cdot (2,7 \text{ m})^3 = 1,59 \text{ m}^3$$

Determinadas estas variables el espesor correspondiente a una cabeza toriesférica se halla por medio de la relación:

$$t_{\text{cabeza}} = \frac{(M \cdot P \cdot L)}{(2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P)} \quad [A. 15.47]$$

$$M = 1/4 \cdot \left( 3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right) \quad [A. 15.48]$$

Donde:

- t<sub>cabeza</sub>: es el espesor de la cabeza en in.
- P: es la presión de diseño en psi.
- L: es el radio interior de la curvatura en in.
- S: es la tensión máxima admisible para el material en psi.
- E: es la eficiencia de la soldadura.
- R: es el radio interior del abombado en in.

Conocido el valor de todas las variables que intervienen en las **Ecuaciones A.15.47** y **A.15.48** se tiene:

$$M = 1/4 \cdot \left( 3 + \sqrt{\frac{106,3 \text{ in}}{6,37 \text{ in}}} \right) = 1,77$$

$$t_{cabezas} = \frac{(1,77 \cdot 30 \text{ psi} \cdot 106,3 \text{ in})}{(2 \cdot 20000 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,2 \cdot 30 \text{ psi})} = 0,166 \text{ in}$$

Por último a este espesor debe añadirse el correspondiente al desgaste por corrosión, C.

$$t_{cabeza} = 0,166 \text{ in} + 0,05 \text{ in} = 0,216 \text{ in}$$

Determinado el espesor del fondo superior es posible calcular el de la faldilla teniendo en cuenta que su forma cilíndrica le confiere las mismas propiedades que la cubierta a la hora de calcular el espesor.

Comprobada la escasa influencia de las cargas por viento en el diseño mecánico del sistema, el espesor de la faldilla se determinará teniendo en cuenta sólo las tensiones circunferenciales y longitudinales producidas por la tensión interna del recipiente.

### ***Tensiones circunferenciales***

Se determinan por medio de la ya conocida expresión:

$$t_{circ} = \frac{(P \cdot R)}{(S \cdot E - 0,6 \cdot P)} \quad [A. 15.49]$$

Los valores que intervienen en la ecuación son los mismos que los empleados en el cálculo de la cubierta por lo que:

$$t_{cir} = \frac{(30 \text{ psi} \cdot 53,14 \text{ in})}{(20000 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 30 \text{ psi})} = 0,094 \text{ in}$$

### **Tensiones longitudinales**

Para se cálculo se recurre a la expresión:

$$t_{lon} = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P} \quad [A. 15.50]$$

Sustituyendo las variables se obtiene:

$$t_{lon} = \frac{30 \text{ psi} \cdot 53,14 \text{ in}}{(2 \cdot 20000 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 30 \text{ psi})} = 0,047 \text{ in}$$

Conocidos los espesores requeridos para cada una de estas tensiones, se elige el correspondiente al espesor circunferencial, determinado en el **Apartado 15.7.1**. Por tanto:

$$t_{faldilla} = t_{\text{mínimo}} = 0,15 \text{ in}$$

La altura de la faldilla será la mayor de estos tres valores:

$$h = 0,3 \cdot \sqrt{D_e \cdot e_f} \quad [A. 15.51]$$

$$h \geq 3 \cdot e_f \quad [A. 15.52]$$

$$h \geq 25 \text{ mm} \quad [A. 15.53]$$

$$D_e = D_i + 2 \cdot t_{\text{mínimo}} \quad [A. 15.54]$$

Donde:

- h: es la altura de la faldilla en milímetros.
- $D_e$ : es el diámetro exterior de la faldilla en mm.
- $e_f$ : es el espesor de la faldilla en mm.
- $D_i$ : es el diámetro interior de la cúpula en mm.
- $t_{\text{circ}}$ : es el espesor de la faldilla debido a las tensiones circunferenciales.

Sustituyendo las variables en las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$D_e = 2700 \text{ mm} + 2 \cdot 3,81 \text{ mm} = 2707,62 \text{ mm}$$

$$h = 0,3 \cdot \sqrt{2707,62 \text{ mm} \cdot 3,81 \text{ mm}} = 30,47 \text{ mm}$$

$$h \geq 3 \cdot 3,81 \text{ mm} = 11,43 \text{ mm}$$

$$h \geq 25 \text{ mm}$$

Por tanto la altura de la faldilla es de 30,47 milímetros.

### ***15.7.3.- Determinación de las dimensiones del fondo inferior***

Debido a que las condiciones de presión a las que estará sometido el fondo inferior son análogas a las del superior, se opta por el diseño de un fondo toriesférico. Por tanto la presión de diseño tiene un valor de 30 psi.

Considerando los mismos valores ya especificados para las variables que intervienen en la ecuación se obtiene:

$$L = D_i \quad [\text{A. 15.55}]$$

$$r = 0,06 \cdot L \quad [\text{A. 15.56}]$$

$$h = 0,169 \cdot D_i \quad [\text{A. 15.57}]$$

En esta expresión  $D_i$  hace referencia al diámetro interior de la cubierta expresado en metros, el cual tiene un valor de 2,7 metros.

Por tanto:

$$L = 2,7 \text{ m}$$

$$r = 0,06 \cdot 2,7 \text{ m} = 0,162 \text{ m}$$

$$h = 0,169 \cdot 2,7 \text{ m} = 0,456 \text{ m}$$

Determinadas estas dimensiones características del fondo inferior es posible conocer el área y el volumen de la misma recurriendo a las siguientes expresiones:

$$S = 0,931 \cdot D_o^2 \quad [A. 15.58]$$

$$V = 0,08089 \cdot D_i^3 \quad [A. 15.59]$$

Conocido el valor de todas las variables que intervienen en la ecuación anterior se tiene:

$$S = 0,931 \cdot (2,707 \text{ m})^2 = 6,82 \text{ m}^2$$

$$V = 0,08089 \cdot (2,7 \text{ m})^3 = 1,54 \text{ m}^3$$

Determinadas estas variables el espesor correspondiente a un fondo toriesférico se halla por medio de la relación:

$$t_{cabeza} = \frac{(M \cdot P \cdot L)}{(2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P)} \quad [A. 15.60]$$

$$M = 1/4 \cdot \left( 3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right) \quad [A. 15.61]$$

Conocido el valor de todas las variables que intervienen en las **Ecuaciones A.15.60 y A.15.61** se tiene:

$$M = 1/4 \cdot \left( 3 + \sqrt{\frac{106,3 \text{ in}}{6,37 \text{ in}}} \right) = 1,77$$

$$t_{cabezas} = \frac{(1,77 \cdot 30 \text{ psi} \cdot 106,3 \text{ in})}{(2 \cdot 20000 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,2 \cdot 30 \text{ psi})} = 0,166 \text{ in}$$

Por último a este espesor debe añadirse el desgaste por corrosión, C.

$$t_{cabeza} = 0,166 \text{ in} + 0,05 \text{ in} = 0,216 \text{ in}$$

Determinado el espesor del fondo inferior es posible calcular el de la faldilla recurriendo de forma análoga a la empleada en la determinación de las dimensiones de la faldilla presente en la cúpula.

### ***Tensiones circunferenciales***

Se determinan por medio de la ya conocida expresión:

$$t_{circ} = \frac{(P \cdot R)}{(S \cdot E - 0,6 \cdot P)} \quad [A. 15.62]$$

Los valores que intervienen en la ecuación son los mismos que los empleados en el cálculo de la cubierta por lo que:

$$t_{cir} = \frac{(30 \text{ psi} \cdot 53,14 \text{ in})}{(20000 \text{ psi} \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 30 \text{ psi})} = 0,094 \text{ in}$$

### ***Tensiones longitudinales***

Para se cálculo se recurre a la expresión:

$$t_{lon} = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P} \quad [A. 15.63]$$

Sustituyendo las variables se obtiene:

$$t_{lon} = \frac{30 \text{ psi} \cdot 53,14 \text{ in}}{(2 \cdot 20000 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 30 \text{ psi})} = 0,047 \text{ in}$$

Conocidos los espesores requeridos para cada una de estas tensiones, se elige el correspondiente al espesor mínimo, determinado en el **Apartado 15.7.1** del presente Anexo, por razones de seguridad en el diseño. Por tanto:

$$t_{faldilla} = t_{minimo} = 0,15 \text{ in}$$

La altura de la faldilla será la mayor de estos tres valores:

$$h = 0,3 \cdot \sqrt{D_e \cdot e_f} \quad [A. 15.64]$$

$$h \geq 3 \cdot e_f \quad [A. 15.65]$$

$$h \geq 25 \text{ mm} \quad [A. 15.66]$$

$$D_e = D_i + 2 \cdot t_{\text{mínimo}} \quad [A. 15.67]$$

Sustituyendo las variables en las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$D_e = 2700 \text{ mm} + 2 \cdot 3,81 \text{ mm} = 2707,62 \text{ mm}$$

$$h = 0,3 \cdot \sqrt{2707,62 \text{ mm} \cdot 3,81 \text{ mm}} = 30,47 \text{ mm}$$

$$h \geq 3 \cdot 3,81 \text{ mm} = 11,43 \text{ mm}$$

$$h \geq 25 \text{ mm}$$

Por tanto la altura de la faldilla es de 30,47 milímetros.

#### ***15.7.4.- Dimensiones definitivas***

Al llevar a cabo el diseño de las tres componentes del separador, se han obtenido tres valores distintos del espesor requerido por la pared para soportar las tensiones a las que se halla sometido. Debido a este hecho, es posible optar por una de estas tres alternativas al diseñar el equipo:

- Construir todo el separador con el mismo espesor de pared, que correspondería con el mayor de los tres obtenidos.
- Construir el separador con el menor de los espesores obtenidos y disponer de anillos de tensión en la zona que requieren un espesor mayor.
- Construir cada región del separador con el espesor calculado para cada una de ellas y emplear las soldaduras adecuadas para cada una de las uniones.

Por razones económicas y de seguridad, se opta por diseñar el separador con el espesor mayor que se corresponde con el de los fondos, es decir, 5,5 mm.



Las dimensiones de la cúpula y del fondo ya se han determinado considerando este espesor, por lo que no es necesario recalculan las dimensiones características de los mismos.

A continuación, se tabulan las dimensiones definitivas de cada una de las partes que componen el separador:

Tabla A. 15.8:  
Diseño mecánico del Depósito Acumulador

<b>Dimensión</b>	<b>Valor</b>
Espesor de la cubierta	0,0055 m
D interno cubierta	2,7 m
D exterior cubierta	2,711 m
Espesor de la cúpula	0,0055 m
Altura de la cúpula	0,456 m
Radio interior de la curvatura	2,7 m
Radio interior del abombado	0,162 m
D exterior de la cúpula	2,711 m
Espesor del fondo	0,0055 m
Altura del fondo	0,456 m
D exterior del fondo	2,711 m
Radio interior de la curvatura	2,7 m
Radio interior del abombado	0,162 m

## **15.8.- Introducción al sistema de compresión**

La corriente gaseosa que regresa al sistema tras ser separada de la corriente producto debe sufrir un proceso de compresión que permitirá, por un lado, suministrar la fuerza de presión suficiente para que la corriente sea impulsada de nuevo a las unidades de reacción, así como paliar las pérdidas de presión producidas a lo largo del camino recorrido hasta llegar a este punto.

A nivel industrial existen varios sistemas con este fin. El uso de uno u otro depende de la corriente a impulsar y de los resultados que se quieren obtener. En base a ello, se emplean tres equipos principales: ventiladores, soplantes y compresores. Los primeros se usan para impulsar un alto caudal con variaciones pequeñas de presión entre el punto inicial de la impulsión y el punto de salida de la corriente. Los segundos son empleados en el caso de que se requiera impulsar grandes volúmenes aumentando su presión incluso hasta en 2 unidades. Los últimos están especificados para impulsar volúmenes de magnitud superior a los de los

ventiladores y los soplantes incrementando la presión de la corriente de salida desde dos unidades de presión hasta incluso mil veces el valor de la presión de la corriente a impulsar.

### **15.8.1.- Selección del sistema de compresión**

Las exigencias propias del proceso que se describe en el presente Proyecto Fin de Carrera, hacen necesario que la presión de la corriente gaseosa que retorna al sistema de reacción se eleve en un valor de unos 11,3 bar. Por lo que queda descartado el uso de ventiladores y soplantes recurriendo directamente al empleo de un compresor. Se diseñarán dos compresores análogos conectados en paralelo con el fin de repartir el alto caudal volumétrico de gases ligeros entre dos unidades de compresión más pequeñas, en lugar de optar por un único equipo de mayor potencia y tamaño. Con el fin de disponer de un equipo de emergencia en el caso de accidentes y contribuir con las tareas de mantenimiento de los mismos, el sistema se sobredimensionará disponiendo de un tercer equipo análogo que se usará de forma alternativa cuando sea necesario rotar el empleo de uno de los anteriores.

Dado que se trata, entonces, de tres equipos de compresión análogos el diseño se aborda para uno de ellos siendo idéntico para los dos restantes.

Dentro del mundo de los compresores, existe una amplia gama de equipos específicos para esta misión, siendo necesario determinar cuál es el que mejor se ajusta a los requerimientos del sistema. La elección del compresor más idóneo se realizará gráficamente en base al caudal a impulsar y la presión en el punto de descarga de la corriente. Así pues para la corriente de proceso, el valor de estos parámetros se tabula a continuación:

Tabla A.15.9:  
Propiedades de la corriente en los puntos de succión y de descarga

<b>Propiedad</b>	<b>Valor de la propiedad</b>	
	<b>Punto de succión</b>	<b>Punto de descarga</b>
Temperatura (K)	312,88	334,11
Densidad (kmol·m <sup>-3</sup> )	0,9676	1,255
Peso molecular (kgmol)	7,34	7,34
Capacidad calorífica (kJ·kmol <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> )	33,23	33,27
Volumen molar (m <sup>3</sup> ·kgmol <sup>-1</sup> )	1,003	0,792
Factor de compresibilidad, Z	0,976	1,04
P (bar)	25,31	36,6
Q volumétrico (m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> )	3818	2942,5

Todas estas propiedades son tomadas del balance de materia realizado por medio del programa Hysys versión 3.2.

Con los datos tabulados, caudal volumétrico de entrada de  $2.247 \text{ ft}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  y presión de descarga de 531,7 psig, la **Figura A.15.2** nos indica que existen dos posibles compresores a elegir para el sistema: un compresor centrífugo y/o un compresor reciprocante. Se optará por el primero de ambos, al ser el que mejor se adapta a los procesos de la Industria Química.

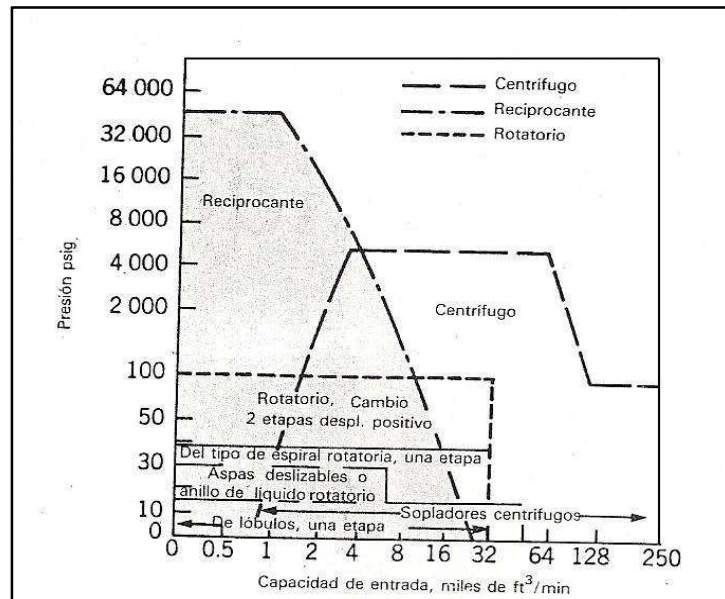


Figura A.15.2: Clases de compresores (Greene, Richard W., 1987)

Los compresores centrífugos o turbocompresores, a su vez, pueden constar de una o más etapas. El criterio que se emplea para determinar el número de las mismas supone que, en cada una de las etapas de compresión, la temperatura del fluido no se incremente más de  $150 \text{ }^\circ\text{C}$  y/o que la relación de compresión registrada no sea excesivamente alta. Esta relación de compresión se define como el cociente entre la presión en el punto de descarga y la presión en la impulsión.

Para el sistema que se aborda la relación de compresión alcanza un valor de 1,446 y si se tiene en cuenta que la temperatura de la corriente no sufrirá un incremento superior a  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ , finalmente se opta por el empleo de un compresor centrífugo de una única etapa [Coker, A.K., 1994].

En el **Apartado 15.10** del presente Anexo, se especifica más detalladamente el tipo concreto de compresor centrífugo a emplear.

## **15.9.- Diseño del compresor**

El diseño de un compresor comprende la especificación de los parámetros básicos para el funcionamiento del equipo. Estos parámetros se calculan atendiendo al comportamiento del compresor, lo cual permite clasificarlos como:

- Compresores adiabáticos en los que no se produce refrigeración del sistema y el fluido a impulsar obedece las leyes de un proceso isentrópico.
- Compresores isotérmicos dotados de un sistema de refrigeración que permite mantener constante la temperatura de la corriente a lo largo de la impulsión.
- Compresores politrópicos que presentan un proceso de compresión intermedio entre el adiabático y el isotérmico. Éste se efectúa de manera que se pierda el calor generado durante el proceso rodeando el cilindro del compresor de un fluido refrigerante en circulación.

En un proceso real, no será posible cumplir los cánones ni de la compresión isotérmica ni de la adiabática ya que el fluido no mantiene constante ni su temperatura ni tampoco su entropía. Este hecho, permite afirmar que el proceso de compresión se regirá según los principios de la compresión politrópica.

### **15.9.1.- Determinación de la carga politrópica**

Para hallar esta propiedad es necesario caracterizar primero la corriente tanto en el punto de impulsión como en el de descarga. Dicha caracterización es imprescindible en el cálculo de los parámetros básicos de funcionamiento del equipo. Las características recogidas son las siguientes:

- *Capacidad volumétrica,  $C_v$*

La expresión general empleada para el cálculo de esta propiedad es la siguiente:

$$C_p = C_v + R \quad [A. 15.68]$$

donde  $C_p$  es la capacidad calorífica del sistema dada en  $\text{kJ}\cdot\text{kgmol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  y  $R$  hace referencia a la constante de los gases ideales y es igual a  $8,314 \text{ kJ}\cdot\text{kgmol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ .

▪ *Relación entre las capacidades caloríficas, k*

Esta propiedad se halla como el cociente entre la capacidad calorífica promedio del sistema,  $C_p$ , y la capacidad volumétrica,  $C_v$ .

▪ *Factor de compresibilidad, Z*

Este parámetro se calcula por medio de la correlación:

$$Z = \frac{P \cdot V_e}{R \cdot T} \quad [A. 15.69]$$

Donde:

- P: es la presión en el punto considerado expresada en kPa.
- $V_e$ : es el volumen molar en  $m^3 \cdot kgmol^{-1}$
- R: es la constante de los gases en  $kJ \cdot kgmol^{-1} \cdot K^{-1}$
- T: es la temperatura en el punto considerado en K.

Realizando estos cálculos para el punto de succión y el de descarga se tiene:

$$C_v = 33,23 \frac{kJ}{kgmol \cdot K} - 8,314 \frac{kJ}{kgmol \cdot K} = 24,916 \text{ kJ/kgmol} \cdot K$$

$$C_v = 33,27 \frac{kJ}{kgmol \cdot K} - 8,314 \frac{kJ}{kgmol \cdot K} = 24,956 \text{ kJ/kgmol} \cdot K$$

$$Z_d = \frac{2.531 \text{ kPa} \cdot 1,003 \frac{m^3}{kgmol}}{8,314 \frac{kJ}{kgmol \cdot K} \cdot 312,88 \text{ K}} = 0,976$$

$$Z_d = \frac{3.660 \text{ kPa} \cdot 0,792 \frac{m^3}{kgmol}}{8,314 \frac{kJ}{kgmol \cdot K} \cdot 334,11 \text{ K}} = 1,04$$

Debido a que las condiciones de presión y de temperatura variarán a lo largo de la operación, será necesario trabajar con un valor medio de estas propiedades.

Los valores de todas estas propiedades están recogidos en la **Tabla A.15.9** del presente Anexo.

Calculados estos valores las propiedades se estiman como una media entre el valor a la entrada y a la salida del sistema. Excepto para el peso molecular cuyo valor es constante al permanecer invariables las composiciones.

Tabla A.15.10:  
Propiedades medias de la corriente de proceso

<b>Propiedad</b>	<b>Valor de la propiedad</b>
Capacidad calorífica (kJ·kmol <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> )	33,25
Factor de compresibilidad, Z	1,008
Capacidad volumétrica (kJ·kmol <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> )	24,936
Relación de las capacidades caloríficas, k	1,333

Conocido el valor de todas estas propiedades es posible calcular la carga politrópica del compresor atendiendo a las expresiones siguientes [Coker, A.K., 1994]:

$$H_{POLITRÓPICO} = \left( \frac{Z_m \cdot R \cdot T}{M} \right) \cdot \left( \frac{n}{n-1} \right) \cdot \left( R_c^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad [A. 15.70]$$

Donde H<sub>POLITRÓPICA</sub> expresa la carga del sistema, M es el peso molecular, R<sub>c</sub> indica la relación de compresión y n es un exponente de carga que se calcula a partir de k, gracias a la expresión:

$$\left( \frac{n-1}{n} \right) = \left( \frac{k-1}{k} \right) \cdot \left( \frac{1}{\eta_{politrópica}} \right) \quad [A. 15.71]$$

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad [A. 15.72]$$

El parámetro η designa la eficiencia politrópica del equipo, cuyo valor puede elegirse según el tipo de compresor a emplear en la **Tabla A.15.11**.

Tabla A.15.11:  
Eficiencia de los compresores (Coker, A.K., 1994)

Machine	Condition	$E_p$
Centrifugal compressor	Best	0.80
Centrifugal compressor	Fair	0.72
Reciprocating compressor	Best	1.00
Reciprocating compressor	Fair	0.92
Axial or rotary vane compressor	Best	0.92
Axial or rotary vane compressor	Fair	0.85
Rotary lobe compressor	Average	0.57
Small bore or pipeline reciprocating compressor	Good	1.05
Internal combustion engine	Good	1.45

En el caso que se trata, para un compresor centrífugo en condiciones normales de funcionamiento se toma una eficiencia de 0,72.

Sustituyendo los datos obtenidos en las **Expresiones A.15.71, A.15.72 y A.15.70** se obtiene:

$$k = \frac{33,25 \frac{kJ}{kgmol \cdot K}}{24,936 \frac{kJ}{kgmol \cdot K}} = 1,333$$

$$\frac{(n - 1)}{n} = \left( \frac{1,333 - 1}{1,333} \right) \cdot \left( \frac{1}{0,72} \right) = 0,347$$

$H_{POLITROPICA} =$

$$\left( \frac{1,008 \cdot 8,314 \frac{kJ}{kgmol \cdot K} \cdot 312,88 K}{7,34 \frac{kg}{kgmol}} \right) \cdot \left( \frac{1}{0,347} \right) \cdot (1,446^{0,347} - 1) = 138,6 kJ/kg$$

### 15.9.2.- Determinación del trabajo suministrado

El cálculo del trabajo que debe aportarse al sistema se halla en el punto de succión, punto 1, mediante la correlación:

$$(-W_{POLITRÓPICO}) = \left( \frac{n}{n - 1} \right) \cdot \left( \frac{Z_1 \cdot R \cdot T_1}{M} \right) \cdot \left( R_C^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad [A. 15.73]$$

$$(-W_{POLITRÓPICO}) =$$

$$\left(\frac{1}{0,347}\right) \cdot \left(\frac{0,976 \cdot 8,314 \frac{kJ}{kgmol \cdot K} \cdot 312,88 K}{7,34 \frac{kg}{kgmol}}\right) \cdot (1,446^{0,347} - 1) = 135,63 \text{ kJ/kg}$$

Este valor del trabajo sólo puede aceptarse en el caso de que la eficiencia del equipo sea igual a la unidad, es decir, siempre y cuando el equipo tenga un comportamiento ideal. Así pues, el trabajo real debe obtenerse como el cociente de este trabajo ideal y la eficiencia del compresor en cuestión:

$$(-W_{REAL}) = \frac{(-W_{POLITRÓPICO})}{\eta_{POLITRÓPICA}} \quad [A. 15.74]$$

Por tanto:

$$(-W_{REAL}) = \frac{135,63 \frac{kJ}{kg}}{0,72} = 188,37 \text{ kJ/kg}$$

A partir del trabajo que se aporta al sistema para su funcionamiento, se calcula la potencia consumida de acuerdo con la correlación:

$$P_{CONSUMIDA} = \frac{(-W_{REAL}) \cdot w}{3.600} \quad [A. 15.75]$$

dónde  $w$  hace referencia al caudal másico y su valor se obtiene a partir del Balance de Materia para el sistema de compresión recogido en el Anexo 1 del presente Proyecto Fin de Carrera.

Al ser todos los datos conocidos, a través de la expresión anterior se obtiene:

$$P_{CONSUMIDA} = \frac{188,37 \frac{kJ}{kg} \cdot 27.300,51 \frac{kg}{h}}{3600 \text{ s}} = 1.428,55 \text{ kW}$$



### 15.10.- Especificación del tipo de compresor

Como ya se ha justificado en el primer apartado de este Anexo, se emplearán dos compresores centrífugos de una única etapa. Además, de esta información es primordial dar a conocer el tipo de flujo de acuerdo al que se rige este equipo para facilitar su posterior adquisición. En este sentido, y debido a la inmensa variedad existente en el mercado, se recurre a curvas confeccionadas para las distintas familias de compresores comerciales más habituales.

Estas representaciones gráficas permiten escoger con precisión el compresor que mejor se ajusta a unas condiciones de trabajo particulares. Para ello, se determina el valor de la velocidad específica,  $N_s$ , y el diámetro específico,  $D_s$  para un compresor dado.

#### 15.10.1.- Determinación de la velocidad específica

La correlación que permite calcular el valor de la velocidad específica se recoge a continuación:

$$N_s = \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad [A. 15.76]$$

$N$  se refiere la velocidad del rotor en r.p.m.,  $Q$  la capacidad de impulsión expresada en  $\text{ft}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  y  $H$  designa la carga del sistema en  $\text{ft} \cdot \text{lb}_f \cdot \text{lb}^{-1}$  ya calcula en el apartado anterior. El valor de  $N$  está recogido para distintos tipos de compresores en la **Tabla A.15.12**.

Para un compresor centrífugo de proceso, las velocidades de rotación recomendadas oscilan entre 3000 y 12000 r.p.m., puesto que el caudal a impulsar no es excesivamente elevado se escoge la velocidad que corresponde al límite inferior. Conocidos los valores de las variables que participan en la ecuación, la velocidad específica será:

$$N_s = \frac{3000 \text{ r.p.m.} \cdot \sqrt{818 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ ft}^3}{(0,3048)^3 \text{ m}^3} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}}}{\left(138,6 \frac{\text{kN} \cdot \text{m}}{\text{kg}} \cdot \frac{1000 \text{ N}}{1 \text{ kN}} \cdot \frac{1 \text{ lb}_f}{4,45 \text{ N}} \cdot \frac{0,4535 \text{ kg}}{1 \text{ lb}} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0,3048 \text{ m}}\right)^{3/4}} = 5,81$$

Tabla A.15.12:  
Velocidades recomendadas para distintos compresores  
(Greene, Richard W., 1987)

Tipos de compresor	Límites normales, rpm	Observaciones
Compresores recíprocos grandes	300-600	Algunos incluso 1,000 a 1 500 rpm
Compresores recíprocos pequeños para aire y refrigeración	1 000-1 500	
Espiral rotatoria	3 000-10 000	
Centrífugos para proceso	3 000-12 000	Algunos de alta potencia, hasta 17 000 rpm
Centrífugos para aire, especiales, de bajo volumen y alta carga	30 000-50 000	
Axiales	3 000-6 000	Algunos hasta 16 000 rpm
Motores de combustión interna y expansores recíprocos para gas, grandes	300-600	
Motores de combustión interna rotatorios y radiales, pequeños	3 000-8 000	
Turbinas de gas con transmisión mecánica y expansores centrífugos (más de 1 000 hp)	10 000 o menos	Las transmisiones con turbinas de gas pequeñas han funcionado hasta 50 000 rpm
Turbinas de vapor de contrapresión con transmisión mecánica (3 000 a 40 000 hp)	16 000 o menos	Las turbinas de condensación tienen menores velocidades máximas
Motores eléctricos	3 600 o menos	

### 15.10.2.- Determinación del diámetro específico

De manera análoga a la que se calcula la velocidad específica, es posible obtener el valor del diámetro específico del impulsor empleando la correlación:

$$D_s = \frac{D \cdot H^{1/4}}{\sqrt{Q}} \quad [A. 15.77]$$

H y Q están expresadas en las mismas unidades de la **Correlación A.15.76**. El parámetro D es el diámetro del impulsor y su cálculo obedece a la siguiente ecuación:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_m}{(\pi \cdot N \cdot \delta_m)}} \quad [A. 15.78]$$

Donde  $\delta_m$  es el coeficiente de caudal, y se halla por medio de la curva de Rateau del compresor centrífugo empleado.

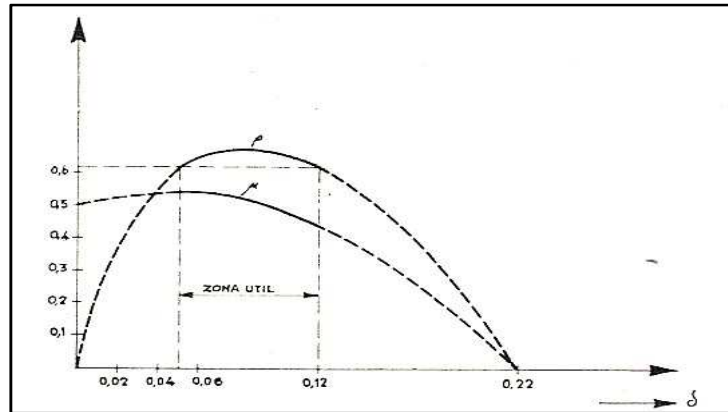


Figura A.15.3: Curva de Rateau para el compresor centrífugo (Masana Tardá, J., 1966)

Dentro de la zona útil de funcionamiento de esta curva, se puede asumir un valor de  $\delta_1=0,12$  y  $\delta_2=0,06$ , de manera que  $\delta_m$  será:

$$\delta_m = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} \quad [A. 15.79]$$

Y el valor de  $Q_m$  se determina mediante la expresión:

$$Q_m = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad [A. 15.80]$$

Y, a su vez:

$$Q_2 = \frac{273 + T_2}{273 + T_1} \quad [A. 15.81]$$

Aplicando las **Expresiones A.15.79, A.15.81 y A.15.80** se obtiene:

$$\delta_m = \frac{0,12 + 0,06}{2} = 0,09$$

$$Q_2 = \frac{273 + 61,11}{273 + 39,88} = 1,068 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_m = \frac{(1,068 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} + 3818 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3.600 \text{ s}})}{2} = 1,064 \text{ m}^3/\text{s}$$

Llegados a este punto, se está en disposición de calcular el diámetro del impulsor según la **Expresión A.15.78**:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,064 \frac{m^3}{s}}{\left(\pi \cdot 3000 \text{ r.p.m.} \cdot \frac{\text{min}}{60s} \cdot 0,09\right)}} = 0,67 \text{ m}$$

Este valor se corresponde con un diámetro comercial estándar de 29 in.

Finalmente, es posible calcular diámetro específico siguiendo la **Ecuación A.15.77**:

$$D_s = \frac{0,7366 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0,3048 \text{ m}} \cdot (46341 \frac{\text{ft} - \text{lb}_f}{\text{lb}})^{1/4}}{\sqrt{37,45 \frac{\text{ft}^3}{s}}} = 5,79$$

### 15.10.3.- Determinación del flujo del sistema

Como se ha especificado con anterioridad, el comportamiento del flujo se estima gráficamente recurriendo a curvas confeccionadas para las distintas familias de compresores comerciales. Así pues localizando el valor de  $N_s$  en el eje de abscisas y  $D_s$  en el eje de ordenadas, para una eficiencia politrópica de 0,72, el compresor centrífugo monoetapa del sistema debe ser un compresor centrífugo radial de emisión parcial.

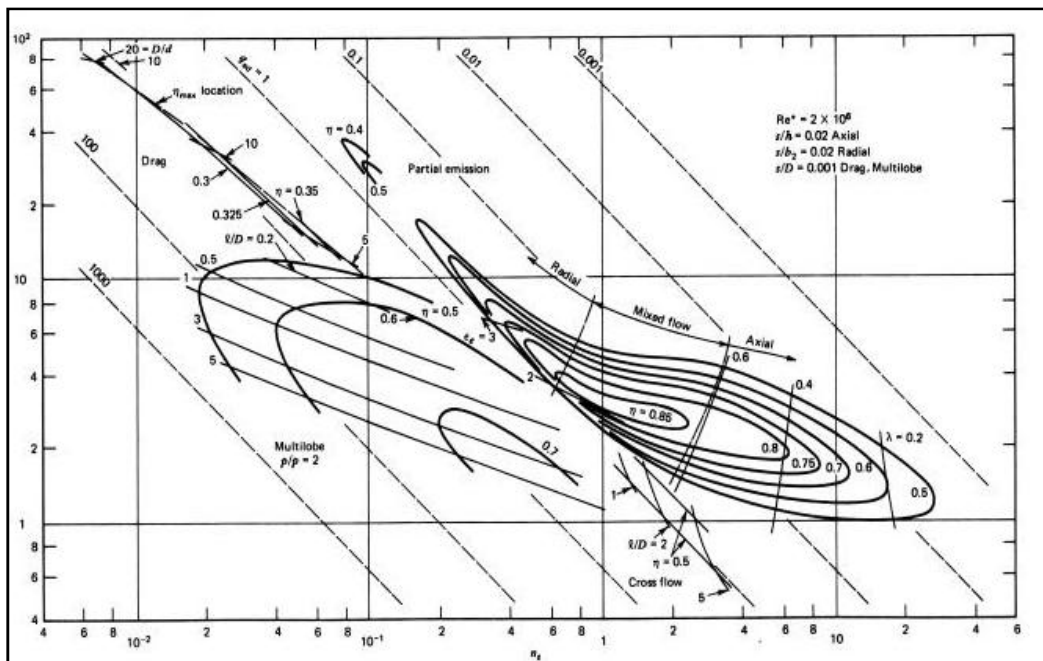


Figura A.15.4: Determinación el tipo de flujo del compresor (Brizuela, E., 2003)

## ANEXO 16: TABLAS Y FIGURAS

Tabla A.16.1:  
Propiedades del agua a 30 °C (Perry et al., 2001)

30°C (ITS-90)			
density, kg/m <sup>3</sup>	C <sub>p</sub> , kJ/(kg·K)	C <sub>v</sub> , kJ/(kg·K)	w, m/s
992.217	4.1775	4.0715	1528.9
994.36	4.166	4.058	1537
996.52	4.154	4.044	1546
998.66	4.142	4.031	1554
1000.77	4.131	4.018	1563
1002.87	4.121	4.005	1571
1004.94	4.110	3.993	1579
1009.03	4.091	3.969	1596
1013.03	4.072	3.946	1612
1016.97	4.055	3.924	1628
1024.62	4.023	3.884	1660
1032.00	3.995	3.847	1692

Tabla A.16.2:  
Propiedades del agua a 120 °C (Perry et al., 2001)

120°C (ITS-90)				
P, bar	density, kg/m <sup>3</sup>	C <sub>p</sub> , kJ/(kg·K)	C <sub>v</sub> , kJ/(kg·K)	w, m/s
1	934.749	4.2639	3.6201	1502.8
50	937.28	4.251	3.615	1514
100	939.83	4.238	3.610	1525
150	942.33	4.225	3.605	1536
200	944.79	4.213	3.600	1547
250	947.22	4.201	3.595	1558
300	949.61	4.190	3.590	1569
400	954.27	4.168	3.580	1591
500	958.81	4.148	3.569	1612
600	963.22	4.128	3.558	1634
800	971.68	4.092	3.536	1676
1000	979.72	4.059	3.512	1717

Tabla A.16.3:  
Propiedades del agua a 130 °C (Perry et al., 2001)

130°C (ITS-90)			
density, kg/m <sup>3</sup>	C <sub>p</sub> , kJ/(kg·K)	C <sub>v</sub> , kJ/(kg·K)	w, m/s
925.997	4.2859	3.5733	1484.1
928.64	4.271	3.569	1496
931.29	4.257	3.564	1508
933.90	4.244	3.560	1519
936.46	4.231	3.555	1531
938.97	4.218	3.550	1543
941.45	4.206	3.545	1554
946.28	4.183	3.535	1577
950.96	4.161	3.525	1600
955.51	4.140	3.514	1623
964.20	4.101	3.491	1667
972.44	4.066	3.466	1710

Tabla A.16.4:  
Viscosidades de gases (Perry et al., 2001)

Gas	X	Y	$\mu \times 10^7$ p	Ref.	Gas	X	Y	$\mu \times 10^7$ p	Ref.
Acetic acid	70	144	825 (50°C)	1	Hydrogen sulfur dioxide				4
Acetone	84	132	755	1	10% H <sub>2</sub> , 90% SO <sub>2</sub>	8.7	18.1	1259 (17)	
Acetylene	93	183	1017	1	80% H <sub>2</sub> , 80% SO <sub>2</sub>	8.6	18.9	1977 (17)	
Air	104	203	1812	1	80% H <sub>2</sub> , 20% SO <sub>2</sub>	8.9	18.3	1332 (17)	
Ammonia	81	164	1000	1	80% H <sub>2</sub> , 20% SO <sub>2</sub>	9.7	17.7	1306 (17)	
Amylene (R)	88	193	878	1	Hydrogen bromide	8.4	21.6	1843	1
Argon	97	224	2215	1	Hydrogen chloride	8.5	19.2	1425	1
Arsine	86	204	1576	1	Hydrogen cyanide	7.1	14.5	737	1
Benzene	87	172	718	1	Hydrogen iodide	8.9	21.5	1839	1
Bromine	88	191	1485	1	Hydrogen sulfide	8.4	18.0	1265	1
Butane (n)	86	132	755	1	Iodine	8.7	18.7	1730 (100)	1
Butane (iso)	88	132	744	1	Krypton	9.4	24.0	2430	1
Butyl acetate (iso)	57	163	778	1	Mercury	7.4	24.9	4500 (200)	1
Bulyene (α)	84	133	701	1	Mercuro bromide	8.5	19.0	2253	1
Butylene (β)	87	131	748	1	Mercuro chloride	7.7	18.7	2590 (200)	1
Butylene (iso)	83	133	786	1	Mercuro iodide	8.4	18.0	2045 (200)	1
Butyl formate (iso)	66	164	840	1	Mesitylene	9.5	19.2	680 (50)	1
Cadmium	78	223	2880 (300)	1	Methane	9.5	18.8	1092	1
Carbon dioxide	89	191	1483	1	Methane (deuterated)	9.5	17.6	1290	1
Carbon disulfide	85	183	990	1	Methanol	8.3	18.6	935	1
Carbon monoxide	105	204	1749	1	Methyl acetate	8.4	14.0	870 (50)	1
Carbon oxysulfide	82	179	1229	1	Methyl acetylene	8.9	14.3	887	1
Carbon tetrachloride	80	182	966	1	3-Methyl-1-butene	8.0	13.3	776	1
Chlorine	88	181	1335	1	Methyl butene (iso)	8.6	15.8	854	1
Chloroform	88	157	1000	1	Methyl bromide	8.1	18.7	1327	1
Cyanogen	82	162	1062	1	Methyl chloride	8.5	16.8	1082	1
Cyclohexane	90	121	791	1	3-Methylene-1-butene	8.0	13.3	776	1
Cyclopropane	83	147	870	1	Methylene chloride	8.5	15.8	989	1
Deuterium	110	161	1240	1	Methyl formate	8.1	18.0	923	1
Diethyl ether	88	127	730	1	Neon	11.1	25.8	3173	1
Dimethyl ether	90	154	925	1	Nitric oxide	10.4	20.8	1899	1
Diphenyl ether	88	104	610 (80)	1	Nitrogen	10.8	20.0	1788	1
Diphenyl methane	80	103	605 (50)	1	Nitrous oxide	9.0	19.0	1400	1
Ethane	90	143	915	1	Nonane (n)	9.2	9.9	554 (50)	1
Ethanol	82	143	838	1	Octane (n)	8.8	9.8	588 (50)	1
Ethyl acetate	84	134	743	1	Oxygen	10.2	21.6	2029	1
Ethyl chloride	85	154	978	1	Pentane (n)	8.5	12.3	668	1
Ethylene	95	182	1010	1	Pentane (iso)	8.9	12.1	685	1
Ethyl propionate	120	124	810	1	Phosphene	8.8	17.0	1150	1
Fluorine	73	233	2250	2	Propane	8.9	13.5	890	1
Fresno-11	86	161	1988 (93)	3	Propenal (n)	8.4	13.8	770	1
Fresno-12	90	174	1408 (93)	3	Propenal (iso)	8.4	13.6	774	1
Fresno-14	95	203	1716	3	Propyl acetate	8.0	14.3	797	1
Fresno-21	90	167	1389 (93)	3	Propylene	8.8	14.4	840	1
Fresno-22	90	177	1594 (93)	3	Pyridine	8.6	13.3	830 (50)	1
Fresno-113	110	144	1186 (93)	3	Silane	9.0	16.8	1348	1
Fresno 114	91	161	1364 (93)	3	Stannic chloride	9.1	16.0	1330 (100)	1
Helium	113	203	1846	1	Stannic bromide	9.0	16.7	142 (100)	1
Heptane (n)	86	104	615 (50)	1	Sulfur dioxide	8.4	18.2	1250	1
Hexane (n)	84	124	844	1	Thiosulfic	10.0	14.4	985	1
Hydrogen	113	124	880	1	Thiothene	8.3	14.2	991 (50)	1
Hydrogen-helium				1	Toluene	8.6	12.5	686	1
10% H <sub>2</sub> , 90% He	110	203	1780 (0)		2,2,3-Trimethylbutane	10.0	19.4	991 (50)	1
25% H <sub>2</sub> , 75% He	110	183	1693 (0)		Trimethyl ethane	8.0	13.0	695	1
40% H <sub>2</sub> , 60% He	107	184	1431 (0)		Water	8.0	16.0	1250 (100)	1
60% H <sub>2</sub> , 40% He	108	167	1217 (0)		Xenon	9.5	23.0	2235	1
81% H <sub>2</sub> , 19% He	105	154	1046 (0)		Zinc	8.0	22.0	5250 (500)	1

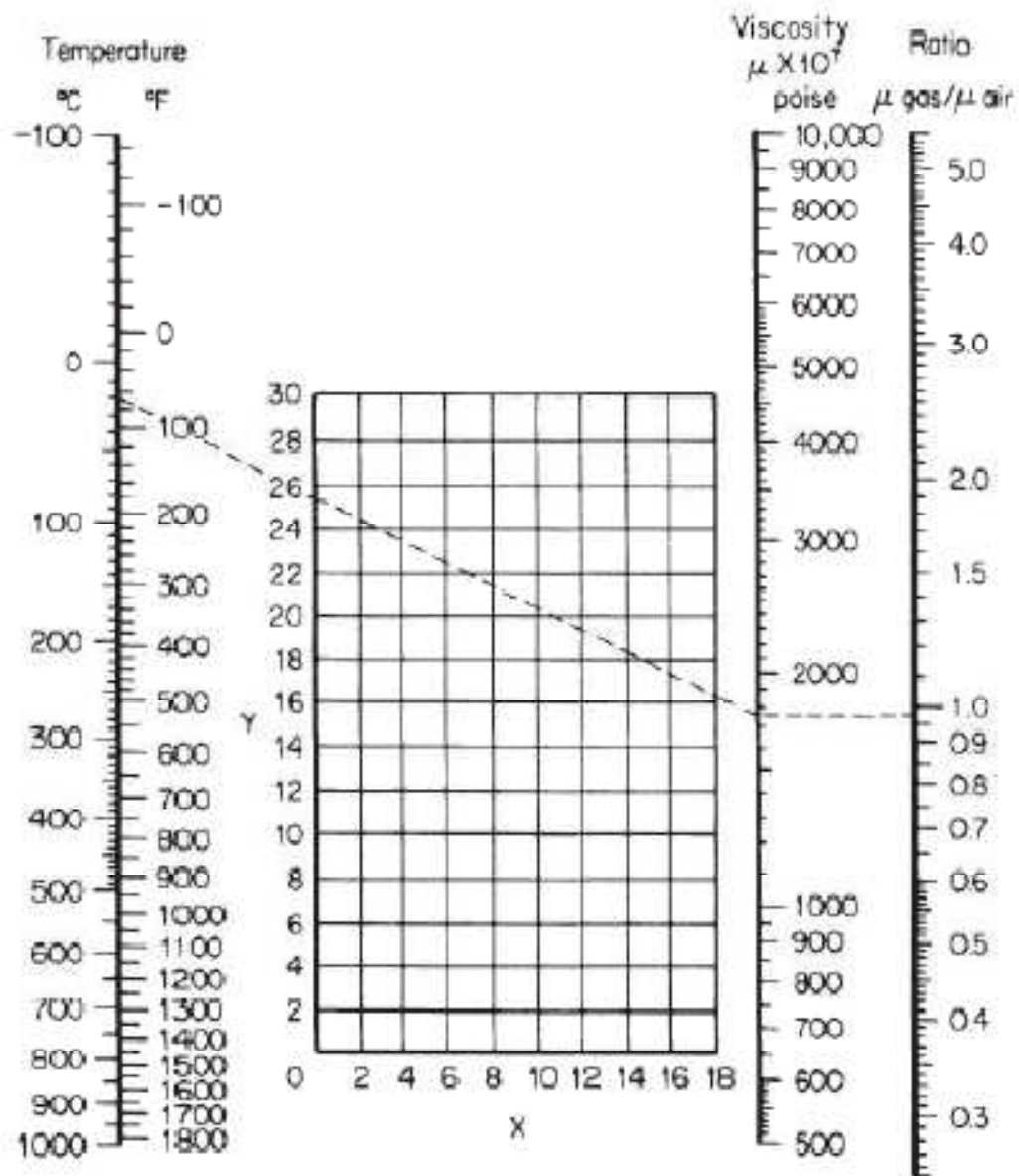


Figura A.16.1: Nomograma para la determinación de la viscosidad absoluta en gases (Perry et al., 2001)

Tabla A.16.5:  
Viscosidades de líquidos (Perry et al., 2001)

Liquid	X	Y	Liquid	X	Y
Acetaldehyde	15.2	4.8	Freon-113	12.5	11.4
Acetic acid, 100%	12.1	14.2	Glycerol, 100%	2.0	30.0
Acetic acid, 70%	9.5	17.0	Glycerol, 50%	6.9	19.6
Acetic anhydride	12.7	12.8	Heptane	14.1	8.4
Acetone, 100%	14.5	7.2	Hexane	14.7	7.0
Acetone, 35%	7.9	15.0	Hydrochloric acid, 31.5%	13.0	16.6
Acetonitrile	14.4	7.4	Iodobenzene	12.8	15.9
Acrylic acid	12.3	13.9	Isobutyl alcohol	7.1	18.0
Allyl alcohol	10.2	14.3	Isobutyric acid	12.2	14.4
Allyl bromide	14.4	9.6	Isopropyl alcohol	8.2	16.0
Allyl iodide	14.0	11.7	Isopropyl bromide	14.1	9.2
Ammonia, 100%	12.6	2.0	Isopropyl chloride	13.9	7.1
Ammonia, 35%	10.1	13.9	Isopropyl iodide	13.7	11.2
Amyl acetate	11.8	12.5	Kerosene	10.2	16.9
Amyl alcohol	7.5	18.4	Linseed oil, raw	7.5	27.2
Aniline	8.1	18.7	Mercury	18.4	16.4
Anisole	12.3	13.5	Methanol, 100%	12.4	10.5
Arsenic trichloride	13.9	14.5	Methanol, 90%	12.3	11.8
Benzene	12.5	10.9	Methanol, 40%	7.8	15.5
Brine, CaCl <sub>2</sub> , 25%	6.6	15.9	Methyl acetate	14.2	8.2
Brine, NaCl, 25%	10.2	16.6	Methyl acrylate	13.0	9.5
Bromine	14.2	13.2	Methyl n-butylate	12.3	9.7
Bromotoluene	20.0	15.9	Methyl n-butylate	13.2	10.2
Butyl acetate	12.3	11.0	Methyl chloride	15.0	3.8
Butyl acrylate	11.5	12.6	Methyl ethyl ketone	13.9	8.6
Butyl alcohol	8.6	17.2	Methyl formate	14.2	7.5
Butyric acid	12.1	15.3	Methyl iodide	14.3	9.3
Carbon dioxide	11.6	0.3	Methyl propionate	13.5	9.0
Carbon disulfide	16.1	7.5	Methyl propyl ketone	14.3	9.5
Carbon tetrachloride	12.7	13.1	Methyl sulfide	15.3	6.4
Chlorobenzene	12.3	12.4	Naphthalene	7.9	18.1
Chloroform	14.4	10.2	Nitric acid, 95%	12.8	13.8
Chlorosulfonic acid	11.2	18.1	Nitric acid, 60%	10.8	17.0
Chlorotoluene, ortho	13.0	12.3	Nitrobenzene	10.6	16.2
Chlorotoluene, meta	13.3	12.5	Nitrogen dioxide	12.9	8.6
Chlorotoluene, para	13.3	12.5	Nitrotoluene	11.0	17.0
Cresol, meta	2.5	20.8	Octane	13.7	10.0
Cyclohexanol	2.9	24.3	Oryl alcohol	6.6	21.1
Cyclohexane	9.8	12.9	Pentachloroethane	10.9	17.3
Dibromomethane	12.7	15.8	Pentane	14.9	5.2
Dichloroethane	13.2	12.2	Phenol	6.9	20.8
Dichloromethane	14.6	8.9	Phosphorus tribromide	13.8	16.7
Diethyl ketone	13.5	9.2	Phosphorus trichloride	16.2	10.9
Diethyl oxalate	11.0	16.4	Propionic acid	12.8	13.8
Diethylene glycol	5.0	24.7	Propyl acetate	13.1	10.3
Diphenyl	12.0	18.3	Propyl alcohol	9.1	16.5
Dipropyl ether	13.2	8.6	Propyl bromide	14.5	9.6
Dipropyl oxalate	10.3	17.7	Propyl chloride	14.4	7.5
Ethyl acetate	13.7	9.1	Propyl formate	13.1	9.7
Ethyl acrylate	12.7	10.4	Propyl iodide	14.1	11.6
Ethyl alcohol, 100%	10.5	13.8	Sodium	16.4	13.9
Ethyl alcohol, 95%	9.8	14.3	Sodium hydroxide, 50%	3.2	25.8
Ethyl alcohol, 40%	6.5	16.6	Stannic chloride	13.5	12.8
Ethyl benzene	13.2	11.5	Succinonitrile	10.1	20.8
Ethyl bromide	14.5	8.1	Sulfur dioxide	15.2	7.1
2-Ethyl butyl acrylate	11.2	14.0	Sulfuric acid, 110%	7.2	27.4
Ethyl chloride	14.8	6.0	Sulfuric acid, 100%	8.0	25.1
Ethyl ether	14.5	5.3	Sulfuric acid, 98%	7.0	24.8
Ethyl formate	14.2	8.4	Sulfuric acid, 60%	10.2	21.3
2-Ethyl hexyl acrylate	9.0	15.0	Sulfuryl chloride	15.2	12.4
Ethyl iodide	14.7	10.3	Tetrachloroethane	11.9	15.7
Ethyl propionate	13.2	9.9	Thiophene	13.2	11.0
Ethyl propyl ether	14.0	7.0	Titanium tetrachloride	14.4	12.3
Ethyl sulfide	13.8	8.9	Toluene	13.7	10.4
Ethylene bromide	11.9	15.7	Trichloroethylene	14.8	10.5
Ethylene chloride	12.7	12.2	Triethylene glycol	4.7	24.8
Ethylene glycol	6.0	23.6	Turpentine	11.5	14.9
Ethylene chloride	14.1	8.7	Vinyl acetate	14.0	8.8



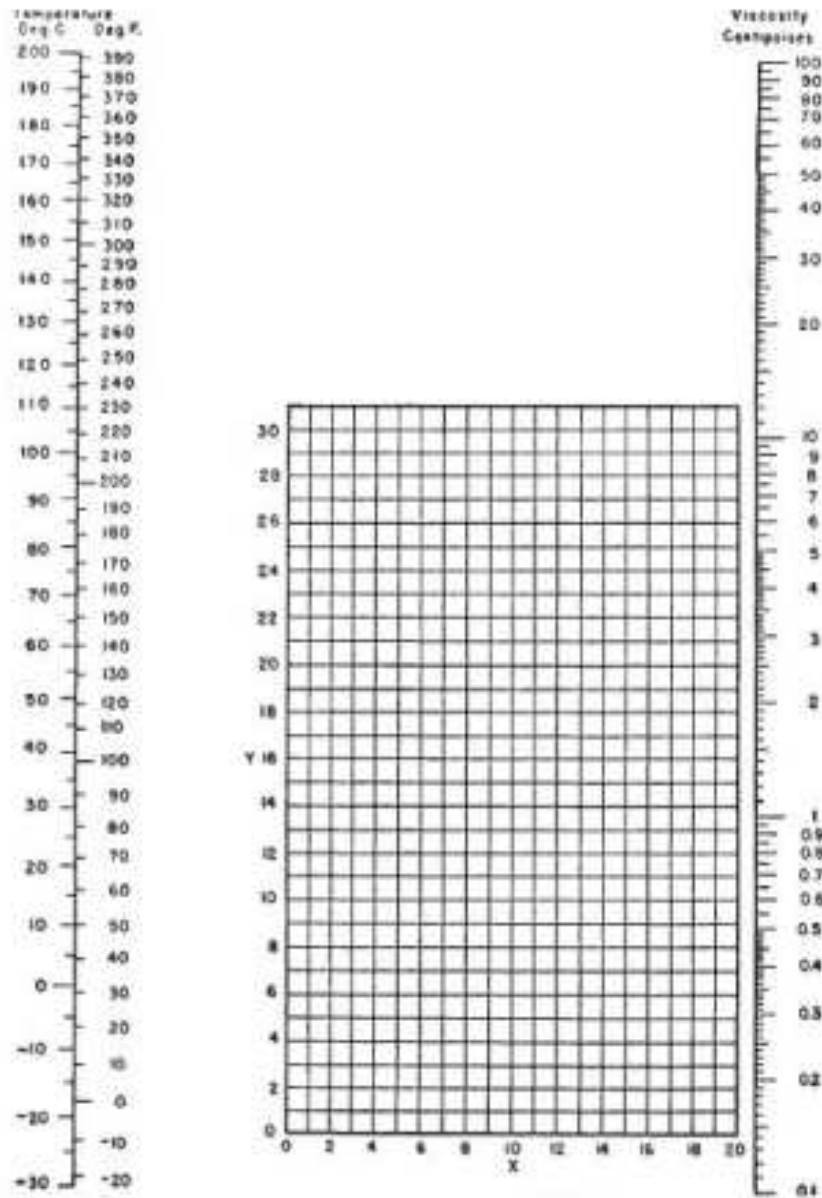


Figura A.16.2: Nomograma para la determinación de la viscosidad absoluta en líquidos (Perry et al., 2001)

Tabla A.16.6:  
Propiedades de transporte de gases (Perry et al., 2001)

Substance	Thermal conductivity, W/(m·K) Temperature, K					Viscosity, 10 <sup>-4</sup> Pa·s Temperature, K					Prandtl number, dimensionless Temperature, K			
	250	300	400	500	600	250	300	400	500	600	250	300	400	500
Acetone	0.0080	0.0115	0.0201	0.0310			0.077	0.101	0.128	0.156				
Acetylene	0.0162	0.0213	0.0332	0.0452	0.0561		0.104	0.135	0.164					
Ammonia	0.0197	0.0246	0.0364	0.0506	0.0656	0.085	0.102	0.139	0.175	0.211		0.91	0.87	0.86
Argon	0.0152	0.0177	0.0223	0.0264	0.0301	0.195	0.229	0.289	0.343	0.390	0.669	0.668	0.666	0.663
Benzene	0.0077	0.0104	0.0195	0.0335	0.0524		0.076	0.101	0.127	0.154				
Bromine	0.0038	0.0048	0.0067					0.203	0.260	0.291				
Butane	0.0117	0.0160	0.0264	0.0377			0.076	0.101	0.125	0.151		0.805	0.820	
CO <sub>2</sub>	0.0129	0.0166	0.0244	0.0323	0.0403	0.126	0.150	0.196	0.239	0.278	0.793	0.778	0.752	0.734
CCl <sub>4</sub>	0.0053	0.0067	0.0099	0.0126			0.101	0.131	0.162	0.191				
Chlorine	0.0071	0.0089	0.0124	0.0156	0.0190		0.136	0.178	0.218	0.259				
Deuterium	0.122	0.141	0.176			0.111	0.126	0.153	0.178	0.201				
Ethane	0.0156	0.0218	0.0360	0.0516	0.0685	0.079	0.094	0.123	0.148	0.171	0.817	0.773	0.746	0.746
Ethylene	0.0152	0.0214	0.0342	0.0491	0.0653	0.087	0.103	0.135	0.162	0.187	0.812	0.796	0.769	0.750
Helium	0.134	0.150	0.180	0.211	0.247	0.176	0.199	0.243	0.284	0.322	0.671	0.668	0.663	0.661
Heptane	0.0082	0.0120	0.0214	0.0325	0.0447			0.080	0.099	1.116				
Hydrogen	0.156	0.182	0.221	0.256	0.291	0.080	0.090	0.109	0.126	0.143	0.71	0.71	0.71	0.71
Methane	0.0277	0.0343	0.0484	0.0671	0.0948	0.095	0.112	0.142	0.170	0.195	0.742	0.739	0.737	0.736
Nitrogen	0.0222	0.0260	0.0325	0.0386	0.0441	0.156	0.180	0.223	0.261	0.295	0.721	0.714	0.708	0.707
Oxygen	0.0225	0.0267	0.0343	0.0412	0.0480	0.179	0.207	0.258	0.306	0.348				
Pentane	0.0107	0.0152	0.0250	0.0362										
Propane	0.0129	0.0183	0.0295	0.0417		0.069	0.082	0.108	0.131		0.810	0.774	0.788	0.826
Propylene	0.0114	0.0168	0.0226	0.0430	0.0580	0.073	0.087	0.115	0.141		0.860	0.797	0.762	
R 11		0.0078	0.0119			0.094	0.110	0.144				0.814	0.761	
R 12	0.0072	0.0097	0.0151	0.0208		0.108	0.126	0.162			0.827	0.781	0.745	0.708
R 13	0.0091	0.0121	0.0185	0.0248		0.123	0.145	0.190			0.796	0.766	0.759	0.757
R 21		0.0088	0.0135	0.0181		0.100	0.115	0.154				0.779	0.773	
R 22	0.0080	0.0109	0.0170	0.0230	0.0290	0.109	0.129	0.168			0.820	0.771	0.760	
SO <sub>2</sub>	0.0078	0.0096	0.0143	0.0200	0.0256		0.129	0.175	0.217	0.256				

\*An approximate interpolation scheme is to plot the logarithm of the viscosity or the thermal conductivity versus the logarithm of the absolute temperature. At 250 K the viscosity of gaseous argon is to be read as  $1.95 \times 10^{-5}$  Pa·s = 0.0000195 N·s/m<sup>2</sup>.

Tabla A.16.7:  
Propiedades de transporte de Líquidos (Perry at al., 2001)

Substance	Property	Temperature, °C																
		-50	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	
Acetaldehyde	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	563	552	540	525	516	504	494	483	473	462	451	440	429	418	407	396	385
	$c_p$ (kJ/kg.K)	2.05	2.05	2.11	2.14	2.17	2.20	2.24	2.28									
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa.s)	460	404	358	321	290	263	241	222									
	$k$ (W/m.K)	0.211	0.205	0.200	0.195	0.190	0.184	0.182	0.180									
	$Pr$	4.47	4.05	3.75	3.52	3.33	3.14	2.97										
Acetic acid	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )								1040	1030	1025	1018	1006	995	984	972	960	
	$c_p$ (kJ/kg.K)								2.031									
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa.s)								1210	1102	1010	795	600	0.163	0.161			
	$k$ (W/m.K)								0.173	0.170	0.168	0.167	0.165	0.163	0.161			
	$Pr$								14.2									
Aniline	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	—	—	—	—	—	1030	1030	1022	1013	1005	995	987	975	960	951	941	931
	$c_p$ (kJ/kg.K)	—	—	—	—	—	2.024	2.047	2.071	2.093	2.113	2.132	2.17	2.20	2.23	2.27	2.32	
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa.s)	—	—	—	—	—	10200	6500	4400	3160	2370	1850	1510	1270	1090	935	825	735
	$k$ (W/m.K)	—	—	—	—	—	0.195	0.184	0.182	0.180	0.177	0.174	0.171	0.169	0.168	0.167	0.167	0.167
	$Pr$	—	—	—	—	—	111	72	50	36.7	28.3	22.7	19.2	16.5	14.5	12.7	11.5	
Butanol	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	545	541	537	533	529	525	517	510	503	497	491	484	477	470	463	456	449
	$c_p$ (kJ/kg.K)	1.947	1.905	2.045	2.100	2.153	2.202	2.262	2.345	2.437	2.524	2.621						
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa.s)	34700	22400	14700	10900	7400	5190	3570	2390	1790	1410	1140	930	760	630	535		
	$k$ (W/m.K)	0.175	0.174	0.173	0.172	0.171	0.170	0.165	0.167	0.166	0.165	0.164	0.163	0.162	0.161	0.160	0.159	
	$Pr$	3860	2570	1740	1260	930	670	490	35.5	27.2	22.5							
Carbon disulfide	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1362	1345	1334	1320	1306	1292	1275	1263									
	$c_p$ (kJ/kg.K)	0.958	0.950	0.990	0.991	0.993	0.995	1.004	1.017									
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa.s)	530	580	535	406	483	435	405	375	350	330							
	$k$ (W/m.K)	0.194	0.190	0.186	0.182	0.175	0.174	0.170	0.166	0.161	0.158	0.156	0.154	0.152	0.150			
	$Pr$	3.21	3.02	2.85	2.70	2.58	2.49	2.39	2.30									
Cyclohexane	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	—	—	—	—	—	—	780	770	760	750	750	740	731	721			
	$c_p$ (kJ/kg.K)	—	—	—	—	—	—	2.065	2.081	2.094	2.106	2.119						
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa.s)	—	—	—	—	—	—	1175	960	820	710	605	540					
	$k$ (W/m.K)	—	—	—	—	—	—	0.122	0.120	0.119	0.118	0.117	0.116	0.114	0.112			
	$Pr$	—	—	—	—	—	—	19.9	17.0	14.4	12.7	11.0						
Ethanol	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	—	—	—	—	—	806	798	790	781	776	763	754	745	735	725	716	
	$c_p$ (kJ/kg.K)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa.s)	6400	4790	3650	2825	2220	1770	1470	1200	1000	835	700	590	500	435	370	314	
	$k$ (W/m.K)	0.188	0.186	0.184	0.181	0.179	0.177	0.175	0.173	0.171	0.168	0.165	0.162	0.159	0.156	0.153	0.151	
	$Pr$	68.4	52.5	41.3	33.2	27.2	22.7	19.7	16.9	14.7	13.0	11.6	10.3	9.2	8.4	7.7	6.9	
Ethyl acetate	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	—	—	—	947	935	924	912	901	888	876	863	851	838	825	811	797	
	$c_p$ (kJ/kg.K)	—	—	—	—	—	—	—	2.01									
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa.s)	1090					580	510	455	400	370	345	310	280	250	230	220	
	$k$ (W/m.K)	—	—	—	—	—	—	—	0.145	0.142	0.139	0.136	0.133	0.130	0.127	0.123	0.119	
	$Pr$	—	—	—	—	—	—	—	63									
Ethylamine	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	761	750	739	729	718	707	695	683	671	658	646	633	620	607			
	$c_p$ (kJ/kg.K)	2.05	2.07	2.08	2.09	2.01	2.03											
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa.s)	580	500	435	390	350	320											
	$k$ (W/m.K)	0.204	0.201	0.199	0.196	0.194	0.191											
	$Pr$	5.39	7.39	6.51	5.97	5.43	5.06											
Ethyl ether	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	700	780	760	755	747	736	725	714	702	680	676	666	653	640	625	611	
	$c_p$ (kJ/kg.K)	2.135	2.156	2.179	2.205	2.233	2.265	2.299	2.332	2.36	2.39	2.43	2.47	2.51				
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa.s)	550	470	410	365	330	290	265	233	214	197	181	166	153	140	129	118	
	$k$ (W/m.K)	0.150	0.155	0.151	0.147	0.144	0.140	0.139	0.134	0.129	0.125	0.120	0.116	0.112				
	$Pr$	7.39	6.54	5.02	5.45	5.12	4.80	4.38	4.05	3.92	3.77	3.67	3.54	3.43				
Ethyl iodide	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	—	—	—	0.656	0.663	0.670	0.677	0.684	0.691	0.698	0.705	0.712	0.718	0.724			
	$c_p$ (kJ/kg.K)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa.s)	—	—	—	—	—	—	730	655	590	539	495	455	420	390			
	$k$ (W/m.K)	—	—	—	—	—	—	0.092	0.090	0.088	0.086	0.085	0.083	0.081	0.080			
	$Pr$	—	—	—	—	—	—	5.37	4.98	4.63	4.30	4.11	3.90	3.72	3.53			
Ethylene glycol	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	—	—	—	—	—	1127	1120	1113	1105	1099	1092	1085	1077	1070	1063	1056	
	$c_p$ (kJ/kg.K)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa.s)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$k$ (W/m.K)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$Pr$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Formic acid	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$c_p$ (kJ/kg.K)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa.s)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$k$ (W/m.K)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$Pr$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Tabla A.16.8:  
Propiedades de transporte de líquidos (Perry at al., 2001)

Substance	Property	Temperature, °C																
		-50	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	
Gasoline	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )				784	775	767	759	751	743	735	721	717	705	690	670	651	
	$\rho_{20}$ (kg/m <sup>3</sup> )				1.85	1.92	1.97	2.02	2.06	2.11	2.15	2.20	2.25	2.30	2.35	2.41	2.46	
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa·s)	1710	1400	1170	990	850	735	645	530	464	410	367	330	295	270	246	225	
	$k$ (W/m·K)	0.131	0.128	0.125	0.123	0.121	0.120	0.118	0.116	0.114	0.112	0.110	0.108	0.106	0.104	0.102	0.100	
	$Pr$				15.1	13.5	12.1	11.0	9.41	8.59	7.87	7.34	6.88	6.47	6.10	5.81	5.54	
Glycerol	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )						1276	1270	1260	1254	1248	1242		2.548	2.538	2.625	2.657	2.686
	$\rho_{20}$ (kg/m <sup>3</sup> )						1.2+7	4.0+6	1.5+6									
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa·s)								0.284	0.285	0.287	0.288	0.290	0.291	0.293	0.294	0.295	
	$k$ (W/m·K)								1.2650									
	$Pr$																	
Kerosene	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )						781	774	767	760	754	748	742		2.32	2.35	2.38	
	$\rho_{20}$ (kg/m <sup>3</sup> )						1.91	1.96	2.02	2.07	2.13	2.18	2.23	2.28	2.32	2.35	2.38	
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa·s)	1150	725	500	380	275	215	173	149	126	108	96	83	73	66	60	55	
	$k$ (W/m·K)						0.140	0.139	0.139	0.138	0.138	0.137	0.137					
	$Pr$						2.03	2.44	2.17	1.89	1.67	1.51	1.35					
Methanol	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )									783	774	766	756	746	736	725	711	
	$\rho_{20}$ (kg/m <sup>3</sup> )	2.30	2.32	2.35	2.37	2.40	2.42	2.45	2.47	2.49	2.52	2.55	2.65	2.75	2.94	3.13	3.30	
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa·s)	2305	1800	1410	1170	975	820	692	590	510	455	400	355	315	271	240	218	
	$k$ (W/m·K)	0.225	0.222	0.219	0.216	0.212	0.209	0.206	0.203	0.199	0.195	0.192	0.189	0.187	0.184	0.182	0.180	
	$Pr$	23.6	18.5	15.1	12.9	11.0	9.53	8.23	7.18	6.38	5.88	5.31	4.98	4.65	4.34	4.13	3.99	
Methyl formate	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1060	1056	1043	1030	1017	1003	989	975	960	944	929	913	897	880	863	845	
	$\rho_{20}$ (kg/m <sup>3</sup> )	1.84	1.86	1.88	1.90	1.92	1.95	1.99	2.03	2.08								
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa·s)	530	711	615	544	481	430	390	345	315								
	$k$ (W/m·K)	0.217	0.213	0.209	0.205	0.200	0.195	0.191	0.186	0.180								
	$Pr$	7.04	6.21	5.56	5.04	4.62	4.30	3.96	3.77	3.64								
Oil motor	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )																	
	$\rho_{20}$ (kg/m <sup>3</sup> )							2,420,000	965,000	451,000	231,000	125,000	74,000	43,000				
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa·s)							0.182	0.181	0.180	0.179	0.178	0.177	0.176	0.175	0.174	0.17	
	$k$ (W/m·K)																	
	$Pr$																	
Oil olive	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )								914									
	$\rho_{20}$ (kg/m <sup>3</sup> )								1.633									
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa·s)						135,000	84,000	52,000	36,300	24,500	17,000	12,400					
	$k$ (W/m·K)						0.170	0.169	0.165	0.167	0.166	0.166	0.165	0.165	0.165	0.164	0.164	
	$Pr$																	
Pentane	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	603	654	674	685	696	706	716	726	736	746	756	766	776	786	796	806	
	$\rho_{20}$ (kg/m <sup>3</sup> )	2.060	2.064	2.110	2.137	2.167	2.206	2.239	2.273									
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa·s)	480	428	379	330	307	279	254	234	209	190	175	161	145	137	124	113	
	$k$ (W/m·K)	0.142	0.139	0.135	0.132	0.125	0.125	0.122	0.119	0.115	0.112	0.108	0.105	0.101	0.098	0.095	0.091	
	$Pr$	7.14	6.42	5.88	5.49	5.20	4.92	4.66	4.47									
Propanol	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	540					810	811	814	796	788	779	770	761	752	747	743	
	$\rho_{20}$ (kg/m <sup>3</sup> )	1.955					2.219											
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa·s)	20,200	13,500	9500	6900	5110	3900	2900	2245	1720	1400	1130	921	760	630	508	447	
	$k$ (W/m·K)	0.187	0.186	0.185						0.171	0.169	0.168	0.167	0.165	0.164	0.163	0.162	
	$Pr$	236																
Sulfuric acid	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )								1834									
	$\rho_{20}$ (kg/m <sup>3</sup> )								1.382									
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa·s)						45,400	35,200	25,400	15,700	11,500	8820	7220	6000	5100			
	$k$ (W/m·K)						0.314											
	$Pr$																	
Toluene	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	932	923	913	904	895	886	876	867	858	848	839	829	820	810	800	790	
	$\rho_{20}$ (kg/m <sup>3</sup> )	1.514	1.535	1.556	1.579	1.602	1.633	1.652	1.675	1.701	1.73	1.76	1.80	1.83	1.87	1.92	1.97	
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa·s)	2120	1670	1345	1100	915	770	670	590	520	470	420	380	355	325	295	270	
	$k$ (W/m·K)	0.152	0.149	0.147	0.144	0.142	0.139	0.137	0.134	0.132	0.129	0.126	0.124	0.122	0.119	0.117	0.114	
	$Pr$	21.1	17.5	14.2	12.1	10.3	9.0	8.1	7.4	6.7	6.3	5.9	5.5	5.3	5.1	4.8	4.7	
Turpentine	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )																	
	$\rho_{20}$ (kg/m <sup>3</sup> )						1.72	1.76	1.80			1.93						
	$\mu$ (10 <sup>-4</sup> Pa·s)						2250	1780	1490	1270	1070	925	820	730	675			
	$k$ (W/m·K)						0.130	0.129	0.125	0.127	0.125	0.125						
	$Pr$						29.8	24.3	20.9	18.4	16.1	14.3						

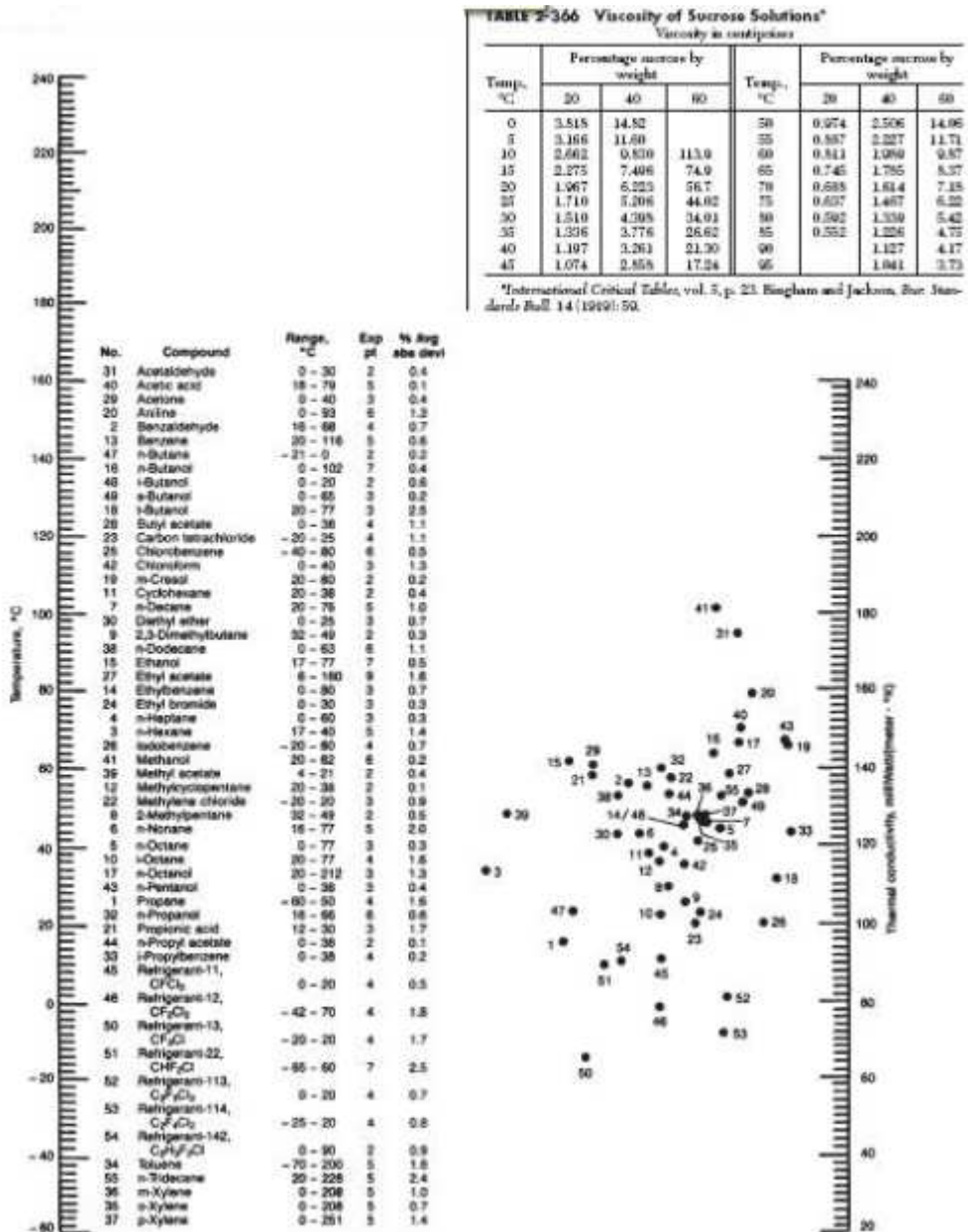


Figura A.16.3: Nomograma para la determinación de la conductividad de líquidos orgánicos (Perry et al., 2001)

Tabla A.16.9:  
Conductividad térmica de materiales (Perry et al., 2001)

$$k = \text{Btu}/(\text{h}\cdot\text{ft}^2)(^\circ\text{F}/\text{ft})$$

American Iron and Steel Institute Type No.	<i>k</i> at 212°F	<i>k</i> at 932°F
301, 302, 302B, 303, 304, 316†	9.4	12.4
308	8.8	12.5
309, 310	8.0	10.8
321, 347	9.3	12.8
403, 406, 410, 414, 416†	14.4	16.6
430, 430F†	15.1	15.2
442	12.5	14.2
501, 502†	21.2	19.5

\* Table 3-322 is based on information from manufacturers.

† Shelton and Swanger (National Bureau of Standards), *Trans. Am. Soc. Steel Treat.*, 21, 1061–1078 (1933).

Tabla A.16.10:  
Tensiones máximas admisibles para metales (Código ASME Sección II)

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec No.	Type/Grade	Alloy Desig./ UNS No.	Class/ Cond./ Temper	Size/ Thickness, in.	P-No.	Group No.
1	Carbon steel	Wld. pipe	SA-134	A283B	...	...	...	1	1
2	Carbon steel	Plate	SA-283	B	...	...	...	1	1
3	Carbon steel	Plate	SA-285	B	K02200	...	...	1	1
4	Carbon steel	Plate	SA-285	B	K02200	...	...	1	1
5	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	A50	K02200	...	...	1	1
6	Carbon steel	Sheet	SA-414	B	K02201	...	...	1	1
7	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-3	P275NH	...	...	2 < t ≤ 4	1	1
8	Carbon steel	Bar	SA-675	55	...	...	...	1	1
9	Carbon steel	Bar	SA-675	55	...	...	...	1	1
10	Carbon steel	Wld. pipe	SA-134	A283C	K02401	...	...	1	1
11	Carbon steel	Plate	SA-283	C	K02401	...	...	1	1
12	Carbon steel	Plate	SA-285	C	K02801	...	...	1	1

Line No.	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding													
	-20 to 100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
1	14.3	...	14.3	...	14.3	...	...	...	...	...	...	...	...	...
2	14.3	14.3	14.3	...	14.3	14.3	14.3	13.8	13.3	...	...	...	...	...
3	14.3	...	14.3	...	14.3	14.3	14.3	13.8	13.3	12.5	11.0	9.4	7.3	5.0
4	14.3	14.3	14.3	...	14.3	14.3	14.3	13.8	13.3	12.5	11.2	9.6	8.1	5.9
5	14.3	...	14.3	...	14.3	14.3	14.3	13.8	13.3	12.5	...	...	...	...
6	14.3	14.3	14.3	...	14.3	14.3	14.3	14.3	14.3	12.5	11.2	9.6	8.1	5.9
7	15.3	15.3	15.3	...	15.3	15.3	...	...	...	...	...	...	...	...
8	15.7	15.7	15.7	...	15.7	15.7	14.9	14.1	13.6	13.1	12.7	10.8	8.7	5.9
9	15.7	...	15.7	...	15.7	15.7	14.9	14.1	13.6	...	...	...	...	...
10	15.7	...	15.7	...	15.7	...	...	...	...	...	...	...	...	...
11	15.7	15.7	15.7	...	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	...	...	...	...	...
12	15.7	15.7	15.7	...	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3	13.0	10.8	8.7	5.9

Tabla A.16.11:  
Tensiones máximas admisibles para metales (Código ASME Sección II)

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec No.	Type/Grade	Alloy Desig./ UNC No.	Class/ Cond./ Temper	Class/ Thickness, In.	P-No.	Group No.
2	Carbon steel	Plate	SA-516	60	K02100	...	...	1	1
3	Carbon steel	Wld. pipe	SA-571	CB6c	K02401	...	...	1	1
4	Carbon steel	Wld. pipe	SA-571	CC6c	K02100	...	...	1	1
5	Carbon steel	Wld. pipe	SA-571	CE6c	K02402	...	...	1	1
6	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	H60	K02401	...	...	1	1
7	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	C60	K02100	...	...	1	1
8	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	E60	K02402	...	...	1	1
9	Carbon steel	Wld. pipe	SA-134	A285D	K02702	...	...	1	1
10	Carbon steel	Plate	SA-283	U	K02702	...	...	1	1
11	Carbon steel	Wld. pipe	SA-53	F/R	K03005	...	...	1	1
12	Carbon steel	Wld. pipe	SA-53	E/B	K03005	...	...	1	1
13	Carbon steel	Smls. pipe	SA-53	S/B	K03005	...	...	1	1
14	Carbon steel	Smls. pipe	SA-53	S/D	K03005	...	...	1	1

Line No.	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding													
	-20 to 100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
1	17.1	17.1	17.1	...	17.1	17.1	17.1	16.4	15.8	15.3	13.0	10.8	8.7	5.9
2	17.1	17.1	17.1	...	17.1	17.1	17.1	16.4	15.8	15.3	13.0	10.8	8.7	5.9
3	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	16.4	15.8	15.3	...	...	...	...
4	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	16.4	15.8	15.3	...	...	...	...
5	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	16.4	15.8	15.3	...	...	...	...
6	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	16.4	15.8	15.3	...	...	...	...
7	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	16.4	15.8	15.3	...	...	...	...
8	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	16.4	15.8	15.3	...	...	...	...
9	17.1	...	17.1	...	17.1	...	...	...	...	...	...	...	...	...
10	17.1	17.1	17.1	...	17.1	17.1	17.1	16.9	16.3	...	...	...	...	...
11	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9
12	14.6	14.6	14.6	...	14.6	14.6	14.6	14.6	14.6	13.3	11.1	9.2	7.4	5.0
13	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9
14	17.1	17.1	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9

Tabla A.16.12:  
Tensiones máximas admisibles para metales (Código ASME Sección II)

TABLE 1A (CONT'D)  
SECTION I; SECTION III, CLASS 2 AND 3;\* AND SECTION VIII, DIVISION 1  
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES *S* FOR FERROUS MATERIALS  
(\*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec No.	Type/Grade	Alloy Desig./ UNS No.	Class/ Cond./ Temper	Size/ Thickness, in.	P-No.	Group No.
1	16Cr-12Ni-2Mo	Forgings	SA-182	F316H	S31609	...	> 5	8	1
2	16Cr-12Ni-2Mo	Forgings	SA-182	F316H	S31609	...	> 5	8	1
3	16Cr-12Ni-2Mo	Forgings	SA-336	F316H	S31609	...	...	8	1
4	16Cr-12Ni-2Mo	Forgings	SA-336	F316H	S31609	...	...	8	1
5	16Cr-12Ni-2Mo	Forged pipe	SA-430	FP316H	S31609	...	...	8	1
6	16Cr-12Ni-2Mo	Forged pipe	SA-430	FP316H	S31609	...	...	8	1
7	16Cr-12Ni-2Mo	Forgings	SA-182	F316	S31600	...	≤ 5	8	1
8	16Cr-12Ni-2Mo	Forgings	SA-182	F316	S31600	...	≤ 5	8	1
9	16Cr-12Ni-2Mo	Sm'ts. tube	SA-213	TP316	S31600	...	...	8	1
10	16Cr-12Ni-2Mo	Sm'ts. tube	SA-213	TP316	S31600	...	...	8	1
11	16Cr-12Ni-2Mo	Plate	SA-240	316	S31600	...	...	8	1

TABLE 1A (CONT'D)  
SECTION I; SECTION III, CLASS 2 AND 3;\* AND SECTION VIII, DIVISION 1  
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES *S* FOR FERROUS MATERIALS  
(\*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding													
	-20 to 100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
1	20.0	...	20.0	...	19.4	19.2	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6
2	20.0	...	17.3	...	15.6	14.3	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.8	11.6	11.5
3	20.0	...	20.0	...	19.4	19.2	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6
4	20.0	...	17.3	...	15.6	14.3	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.8	11.6	11.5
5	20.0	...	20.0	...	19.4	19.2	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6
6	20.0	...	17.3	...	15.6	14.3	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.8	11.6	11.5
7	20.0	...	20.0	...	20.0	19.3	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6
8	20.0	...	17.3	...	15.6	14.3	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.8	11.6	11.5
9	20.0	...	20.0	...	20.0	19.3	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6
10	20.0	...	17.3	...	15.6	14.3	13.3	12.6	12.3	12.1	11.9	11.8	11.6	11.5
11	20.0	...	20.0	...	20.0	19.3	18.0	17.0	16.6	16.3	16.1	15.9	15.7	15.6



Tabla A.16.13:  
Distribución cuadrada de tubos en intercambiadores de calor (Mendía Urquiola, 1994)

D <sub>c</sub> carcasa		Tubos: 3/4" P = 1"				Tubos: 1" P = 1 1/4"				Tubos: 1 1/4" P = 1 9/16"			
		número de pasos: n <sub>t</sub>				número de pasos: n <sub>t</sub>				número de pasos: n <sub>t</sub>			
(in)	(cm)	2	4	6	8	2	4	6	8	2	4	6	8
8	20,3	26	20	20		16	14			12	10		
10	25,4	52	40	36		32	26	24					
12	30,5	76	68	68	60	45	40	38	36	24	22	16	16
13 1/4	33,7	90	82	76	70	56	52	48	44	30	30	22	22
15 1/4	38,7	124	116	108	108	76	68	68	64	40	37	35	31
17 1/4	43,9	166	158	150	142	112	96	90	82	53	51	48	44
19 1/4	48,9	220	204	192	188	132	128	122	116	73	71	64	56
21 1/4	54,0	270	246	240	234	166	158	152	148	90	86	82	78
23 1/4	59,1	324	308	302	292	208	192	184	184	112	106	102	96
25	63,5	394	370	356	346	252	238	226	222	135	127	123	115
27	68,6	460	432	420	408	288	278	268	260	160	151	146	140
29	73,7	526	480	468	456	326	300	294	286	188	178	174	166
31	78,8	640	600	580	560	398	380	368	358	220	209	202	193
33	83,8	718	688	676	648	460	432	420	414	252	244	238	226
35	88,9	824	780	766	748	518	488	484	472	287	275	268	258
37	94,0	914	886	866	838	574	562	544	532	322	311	304	293
39	99,0	1024	982	968	948	644	624	612	600	362	348	342	336

Tabla A.16.14:  
Distribución triangular de tubos en intercambiadores de calor (Mendía Urquiola, 1994)

D <sub>c</sub> carcasa		Tubos: 3/4" P = 15/16"				Tubos: 3/4" P = 1"				Tubos: 1" P = 1 1/4"			
		número de pasos: n <sub>t</sub>				número de pasos: n <sub>t</sub>				número de pasos: n <sub>t</sub>			
(in)	(cm)	2	4	6	8	2	4	6	8	2	4	6	8
8	20,3	32	26	24	18	30	24	24		16	16	14	
10	25,4	56	47	42	36	52	40	36		32	26	24	
12	30,5	98	86	82	78	82	76	74	70	52	48	46	44
13 1/4	33,7	114	96	90	86	106	86	82	74	66	58	54	50
15 1/4	38,7	160	140	136	128	138	122	118	110	86	80	74	72
17 1/4	43,9	224	194	188	178	196	178	172	166	118	106	104	94
19 1/4	48,9	282	252	244	234	250	226	216	210	152	140	136	128
21 1/4	54,0	342	314	306	290	302	278	272	260	188	170	164	160
23 1/4	59,1	420	386	378	364	376	352	342	328	232	212	212	202
25	63,5	506	468	446	434	452	422	394	382	282	256	252	242
27	68,6	602	550	536	524	534	488	474	464	334	302	296	286
29	73,7	692	640	620	594	604	556	538	508	376	338	334	316
31	78,8	822	766	722	720	728	678	666	640	454	430	424	400
33	83,8	938	878	852	826	830	774	760	732	522	486	470	454
35	88,9	1068	1004	988	958	938	882	864	848	592	562	546	532
37	94,0	1200	1144	1104	1072	1044	1012	986	870	664	632	614	598
39	99,0	1330	1258	1248	1212	1176	1128	1100	1078	736	700	688	672

Tabla A.16.15:  
Características de los tubos de los intercambiadores de calor Normas TEMA)

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg <sup>2</sup>	Superficie por pie lin. pies <sup>2</sup>		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639
18	0.049	0.902	0.639	0.2361	0.545		
1¼	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
18	0.049	1.15	1.04	0.3015	0.688		
1½	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
18	0.049	1.40	1.54	0.3670	0.831		

Tabla A.16.16:  
Valores del coeficiente Y (Código ASME B31.3)

Materials	Temperature, °C (°F)					
	385 (800) and lower	510 (950)	540 (1000)	560 (1050)	595 (1100)	620 (1150) and higher
Ferritic steels	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
Austenitic steels	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
Other ductile metals	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Cast iron	0.0					

Tabla A.16.17:  
Tipos de juntas soldadas (Megyesy, E.F., 2001)

TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS		EFICIENCIA DE LA JUNTA, E			
TIPOS NORMA UW-12		Cuando la junta es:			
		a. Radiogra- fiada total- mente	b. Examinada por zonas	c. No Examinada	
1		Juntas a tope buchas, por doble condón de soldadura o por otro medio con el que se obtenga la mis- ma calidad de metal de soldadura depositada sobre las superficies in- terior y exterior de la placa. Si se emplea placa de espacio, debe quitarse ésta después de terminar la soldadura.	1.00	0.85	0.70
2	 <i>Las juntas a tope en casos similares</i>	Junta a tope de un solo condón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar.	0.90	0.80	0.65
3		Junta a tope de un solo condón sin tira de respaldo.	-	-	0.60
4		Junta a traslape de doble filete completa.	-	-	0.55
5		Junta a traslape de un solo filete completa con soldadura de tapón.	-	-	0.50
6		Junta a traslape de un solo filete completa sin el diámetro de tapón.	-	-	0.45

Tabla A.16.18:  
Vida media útil de equipos (Aries y Newton, 1998)

Aparato	Vida (años)	Aparato	Vida (años)
Calderas vapor	25	Digestores	10
Edificio hormigón	50	Espesadores	5
Edificio ladrillo y acero	33	Filtros prensa	17
Motores eléctricos	14	Hornos eléctricos	20
Transformadores	15	Hornos de gas	8
Bombas	20	Molinos	12
Columnas	8	Refrigerantes	17
Compresores	20	Secaderos	25
Condensadores y evaporadores	17	Tamizadoras	12
Depósitos	10	Tuberías	15

Tabla A.16.19:  
Velocidades típicas de circulación de gases (Branan, Carl R., 3ª Edición)

<b>Typical Design Vapor Velocities* (ft./sec.)</b>			
Fluid	Line Sizes		
	≤6"	8"-12"	≥14"
Saturated Vapor			
0 to 50 psig	30-115	50-125	60-145
Gas or Superheated Vapor			
0 to 10 psig	50-140	90-190	110-250
11 to 100 psig	40-115	75-165	95-225
101 to 900 psig	30-85	60-150	85-165

*\*Values listed are guides, and final line sizes and flow velocities must be determined by appropriate calculations to suit circumstances. Vacuum lines are not included in the table, but usually tolerate higher velocities. High vacuum conditions require careful pressure drop evaluation.*

Tabla A.16.20:  
Velocidad de circulación de fluidos a través de conducciones  
(Branan, Carl R., 3° Edición)

**Suggested Fluid Velocities in Pipe and Tubing**  
(Liquids, Gases, and Vapors at Low Pressures to 50psig and 50°F–100°F)

The velocities are suggestive only and are to be used to approximate line size as a starting point for pressure drop calculations.      The final line size should be such as to give an economical balance between pressure drop and reasonable velocity.

Fluid	Suggested Trial Velocity	Pipe Material	Fluid	Suggested Trial Velocity	Pipe Material
Acetylene (Observe pressure limitations)	4000 fpm	Steel	Sodium Hydroxide	6 fps	Steel
Air, 0 to 30 psig	4000 fpm	Steel	0–30 Percent	5 fps	Steel and Nickel
Ammonia			30–50 Percent	4	
Liquid	6 fps	Steel	50–73 Percent		
Gas	6000 fpm	Steel	Sodium Chloride Sol'n.	5 fps	Steel
Benzene	6 fps	Steel	No Solids	(6 Min.–15 Max.)	Monel or nickel
Bromine			With Solids	7.5 fps	
Liquid	4 fps	Glass		6 fps	Steel
Gas	2000 fpm	Glass	Perchloroethylene		
Calcium Chloride	4 fps	Steel	Steam		
Carbon Tetrachloride	6 fps	Steel	0–30 psi Saturated*	4000–6000 fpm	Steel
Chlorine (Dry)			30–150 psi Saturated or superheated*	6000–10000 fpm	
Liquid	5 fps	Steel, Sch. 80	150 psi up		
Gas	2000–5000 fpm	Steel, Sch. 80	superheated	6500–15000 fpm	
Chloroform			*Short lines	15,000 fpm (max.)	
Liquid	6 fps	Copper & Steel	Sulfuric Acid		
Gas	2000 fpm	Copper & Steel	88–93 Percent	4 fps	S. S.–316, Lead
Ethylene Gas	6000 fpm	Steel	93–100 Percent	4 fps	Cast Iron & Steel, Sch. 80
Ethylene Dibromide	4 fps	Glass			
Ethylene Dichloride	6 fps	Steel	Sulfur Dioxide	4000 fpm	Steel
Ethylene Glycol	6 fps	Steel	Styrene	6 fps	Steel
Hydrogen	4000 fpm	Steel	Trichloroethylene	6 fps	Steel
Hydrochloric Acid			Vinyl Chloride	6 fps	Steel
Liquid	5 fps	Rubber Lined	Vinylidene Chloride	6 fps	Steel
Gas	4000 fpm	R. L., Saran, Haveg	Water		
Methyl Chloride			Average service	3–8 (avg. 6) fps	Steel
Liquid	6 fps	Steel	Boiler feed	4–12 fps	Steel
Gas	4000 fpm	Steel	Pump suction lines	1–5 fps	Steel
Natural Gas	6000 fpm	Steel	Maximum economical (usual)	7–10 fps	Steel
Oils, lubricating	6 fps	Steel	Sea and brackish water, lined pipe	5–8 fps } 3	R. L., concrete, asphalt-line, saran-lined, transite
Oxygen (ambient temp.)	1800 fpm Max.	Steel (300 psig Max.)	Concrete	5–12 fps } (Min.)	
Oxygen (Low temp.)	4000 fpm	Type 304 SS			
Propylene Glycol	5 fps	Steel			

Note: R. L. = Rubber-lined steel.

Tabla A.16.21:  
Velocidades de proceso (Branan, Carl R., 3ª Edición)

<b>Typical Design* Velocities for Process System Applications</b>	
Service	Velocity, ft./sec.
Average liquid process	4-6.5
Pump suction (except boiling)	1-5
Pump suction (boiling)	0.5-3
Boiler feed water (disch., pressure)	4-8
Drain lines	1.5-4
Liquid to reboiler (no pump)	2-7
Vapor-liquid mixture out reboiler	15-30
Vapor to condenser	15-80
Gravity separator flows	0.5-1.5

\*To be used as guide, pressure drop and system environment govern final selection of pipe size.  
For heavy and viscous fluids, velocities should be reduced to about ½ values shown.  
Fluids not to contain suspended solid particles.

Tabla A.16.22:  
Velocidades de circulación en conducciones (Branan, Carl R., 3ª Edición)

<b>Usual Allowable Velocities for Duct and Piping Systems*</b>	
Service/Application	Velocity, ft./min.
Forced draft ducts	2,500-3,500
Induced-draft flues and breeching	2,000-3,000
Chimneys and stacks	2,000
Water lines (max.)	600
High pressure steam lines	10,000
Low pressure steam lines	12,000-15,000
Vacuum steam lines	25,000
Compressed air lines	2,000
Refrigerant vapor lines	
High pressure	1,000-3,000
Low pressure	2,000-5,000
Refrigerant liquid	200
Brine lines	400
Ventilating ducts	1,200-3,000
Register grilles	500

\*By permission, Chemical Engineer's Handbook, 3rd Ed., p. 1642, McGraw-Hill Book Co., New York, N.Y.

Tabla A.16.23:  
Especificaciones de tuberías (Normas ANSI)

Tamaño nominal, diámetro externo (in <sup>1</sup> )	Número de lista (Sch.)			Espesor de pared (in)	Diámetro interno (in)	Área de flujo (in <sup>2</sup> )	Área de la sección (metal) (in <sup>2</sup> )	Superficie externa (pie <sup>2</sup> /pie)	Superficie interna (pie <sup>2</sup> /pie)	Peso por pie (lb.)	Peso del agua por pie (lb.)	Momento de inercia (in <sup>4</sup> )	Módulo resistente (in <sup>3</sup> )	Radio de giro (in)
	a	b	c											
1/8 0.405	—	—	10S	0.049	0.307	0.0740	0.0548	0.106	0.0804	0.186	0.0321	0.00088	0.00437	0.1271
	40	Std	40S	0.068	0.269	0.0568	0.0720	0.106	0.0705	0.245	0.0246	0.00106	0.00525	0.1215
	80	XS	80S	0.095	0.215	0.0364	0.0925	0.106	0.0563	0.315	0.0157	0.00122	0.00600	0.1146
1/4 0.540	—	—	10S	0.065	0.410	0.1320	0.0970	0.141	0.1073	0.330	0.0372	0.00279	0.01032	0.1694
	40	Std	40S	0.083	0.364	0.1041	0.1250	0.141	0.0955	0.425	0.0451	0.00331	0.01230	0.1628
	80	XS	80S	0.119	0.302	0.0716	0.1574	0.141	0.0794	0.535	0.0310	0.00378	0.01395	0.1547
3/8 0.675	—	—	10S	0.065	0.545	0.2333	0.1246	0.177	0.1427	0.423	0.1011	0.00586	0.01737	0.2169
	40	Std	40S	0.091	0.493	0.1910	0.1670	0.177	0.1295	0.568	0.0827	0.00730	0.02160	0.2090
	80	XS	80S	0.126	0.423	0.1405	0.2173	0.177	0.1106	0.739	0.0609	0.00862	0.02554	0.1991
1/2 0.840	—	—	10S	0.083	0.674	0.357	0.1974	0.220	0.1765	0.671	0.1547	0.01431	0.0341	0.2692
	40	Std	40S	0.109	0.622	0.304	0.2503	0.220	0.1628	0.851	0.1316	0.01710	0.0407	0.2613
	80	XS	80S	0.147	0.546	0.2340	0.320	0.220	0.1433	1.088	0.1013	0.02010	0.0478	0.2505
	160	—	—	0.187	0.466	0.1706	0.383	0.220	0.1220	1.304	0.0740	0.02213	0.0527	0.2400
3/4 1.050	—	—	10S	0.109	0.840	0.503	0.2811	0.275	0.220	1.714	0.0216	0.02425	0.0577	0.2100
	40	Std	40S	0.147	0.742	0.432	0.333	0.275	0.1943	2.441	0.0641	0.02451	0.0467	0.349
	80	XS	80S	0.154	0.614	0.2961	0.570	0.275	0.1607	1.937	0.1284	0.02970	0.0566	0.343
	160	—	—	0.218	0.614	0.2961	0.718	0.275	0.1137	2.441	0.0641	0.0370	0.0706	0.334
1 1.315	—	—	5S	0.065	1.185	1.103	0.2553	0.344	0.310	0.868	0.478	0.0500	0.0760	0.443
	40	Std	40S	0.109	1.097	0.945	0.413	0.344	0.2872	1.404	0.409	0.0757	0.1151	0.428
	80	XS	80S	0.133	1.049	0.864	0.494	0.344	0.2746	1.679	0.374	0.0874	0.1329	0.421
	160	—	—	0.179	0.957	0.719	0.639	0.344	0.2520	2.172	0.311	0.1056	0.1606	0.407
1 1/4 1.660	—	—	5S	0.065	1.530	1.839	0.328	0.434	0.401	1.107	0.797	0.1038	0.1250	0.564
	40	Std	40S	0.109	1.442	1.633	0.531	0.434	0.378	1.805	0.707	0.1605	0.1934	0.550
	80	XS	80S	0.140	1.380	1.496	0.669	0.434	0.361	2.273	0.648	0.1948	0.2346	0.540
	160	—	—	0.191	1.278	1.283	0.881	0.434	0.335	2.997	0.555	0.2418	0.2913	0.524
1 1/2 1.900	—	—	5S	0.065	1.770	2.461	0.375	0.497	0.463	1.274	1.067	0.1580	0.1663	0.649
	40	Std	40S	0.109	1.682	2.222	0.613	0.497	0.440	2.085	0.962	0.2469	0.2599	0.634
	80	XS	80S	0.140	1.600	1.957	0.836	0.497	0.440	2.844	0.826	0.2839	0.342	0.606

\* Ver nota en la parte superior de la tabla para las definiciones de las columnas a, b y c.

Tabla A.16.24:  
Especificaciones de tuberías (Normas ANSI)

Tamaño nominal, diámetro externo (in)	Número de lista (Sch.)			Espesor de pared (in)	Diámetro interno (in)	Área de flujo (in <sup>2</sup> )	Área de la sección (metal) (in <sup>2</sup> )	Superficie externa (pie <sup>2</sup> /pie)	Superficie interna (pie <sup>2</sup> /pie)	Peso por pie (lb.)	Peso del agua por pie (lb.)	Momento de inercia (in <sup>4</sup> )	Módulo resistente (in <sup>3</sup> )	Radio de giro (in)
	a	b	c											
1 1/2 1.900	40	Std	40S	0.145	1.610	2.036	0.799	0.497	0.421	2.718	0.882	0.310	0.326	0.623
	80	XS	80S	0.200	1.500	1.767	1.068	0.497	0.393	3.631	0.765	0.391	0.412	0.605
	160	—	—	0.281	1.338	1.406	1.429	0.497	0.350	4.859	0.608	0.483	0.508	0.581
	—	XXS	—	0.400	1.100	0.950	1.885	0.497	0.288	6.408	0.412	0.568	0.598	0.549
2 2.375	—	—	5S	0.065	2.245	3.96	0.472	0.622	0.588	1.604	1.716	0.315	0.2652	0.817
	—	—	10S	0.109	2.157	3.65	0.776	0.622	0.565	2.638	1.582	0.499	0.420	0.802
	40	Std	40S	0.154	2.067	3.36	1.075	0.622	0.541	3.653	1.455	0.666	0.561	0.787
	80	XS	80S	0.218	1.939	2.953	1.477	0.622	0.508	5.022	1.280	0.868	0.731	0.766
2 1/2 2.876	160	—	—	0.343	1.689	2.240	2.190	0.622	0.442	7.444	0.971	1.163	0.979	0.729
	—	XXS	—	0.436	1.503	1.774	2.656	0.622	0.393	9.029	0.769	1.312	1.104	0.703
	—	—	5S	0.083	2.709	5.76	0.728	0.753	0.709	2.475	2.499	0.710	0.494	0.988
	—	—	10S	0.120	2.635	5.45	1.039	0.753	0.690	3.531	2.361	0.988	0.687	0.975
3 3.500	40	Std	40S	0.203	2.469	4.79	1.704	0.753	0.646	5.793	2.076	1.530	1.064	0.9
	80	XS	80S	0.276	2.323	4.24	2.254	0.753	0.608	7.661	1.837	1.925	1.339	0.9
	160	—	—	0.375	2.125	3.55	2.945	0.753	0.556	10.01	1.535	2.353	1.637	0.894
	—	XXS	—	0.552	1.771	2.464	4.03	0.753	0.464	13.70	1.067	2.872	1.938	0.844
3 1/2 4.000	—	—	5S	0.083	3.334	8.73	0.891	0.916	0.873	3.03	3.78	1.301	0.744	1.208
	—	—	10S	0.120	3.260	8.35	1.274	0.916	0.853	4.33	3.61	1.822	1.041	1.196
	40	Std	40S	0.216	3.068	7.39	2.228	0.916	0.803	7.58	3.20	3.02	1.724	1.164
	80	XS	80S	0.300	2.900	6.61	3.02	0.916	0.759	10.25	2.864	3.90	2.226	1.136
4 4.500	160	—	—	0.437	2.626	5.42	4.21	0.916	0.687	14.32	2.348	5.03	2.876	1.094
	—	XXS	—	0.600	2.300	4.15	5.47	0.916	0.602	18.58	1.801	5.99	3.43	1.047
	—	—	5S	0.083	3.834	11.55	1.021	1.047	1.004	3.47	5.01	1.960	0.980	1.385
	—	—	10S	0.120	3.760	11.10	1.463	1.047	0.984	4.97	4.81	2.756	1.378	1.372
5 5.563	40	Std	40S	0.226	3.548	9.89	2.680	1.047	0.929	9.11	4.28	4.79	2.394	1.337
	80	XS	80S	0.318	3.354	8.89	3.68	1.047	0.881	12.51	3.85	6.28	3.14	1.307
	—	—	5S	0.083	4.334	14.75	1.152	1.178	1.135	3.92	6.40	2.811	1.249	1.562
	—	—	10S	0.120	4.260	14.25	1.651	1.178	1.115	5.61	6.17	3.96	1.762	1.549
6 6.625	40	Std	40S	0.237	4.020	12.73	3.17	1.178	1.054	10.79	5.51	7.23	3.21	1.510
	80	XS	80S	0.337	3.826	11.50	4.41	1.178	1.002	14.98	4.98	9.61	4.27	1.477
	120	—	—	0.437	3.626	10.33	5.58	1.178	0.949	18.96	4.48	11.65	5.18	1.445
	160	—	—	0.531	3.438	9.28	6.62	1.178	0.900	22.51	4.02	13.27	5.90	1.416
7 7.625	—	XXS	—	0.674	3.152	7.80	8.10	1.178	0.825	27.54	3.38	15.29	6.79	1.374
	—	—	5S	0.109	5.345	22.44	1.868	1.456	1.399	6.35	9.73	6.05	2.498	1.929
	—	—	10S	0.134	5.295	22.02	2.285	1.456	1.386	7.77	9.53	8.43	3.03	1.9
	40	Std	40S	0.258	5.047	20.01	4.30	1.456	1.321	14.62	8.66	15.17	5.45	1.8
8 8.625	80	XS	80S	0.375	4.813	18.19	6.11	1.456	1.260	20.78	7.89	20.68	7.43	1.539
	120	—	—	0.500	4.563	16.35	7.95	1.456	1.195	27.04	7.09	25.74	9.25	1.799
	160	—	—	0.625	4.313	14.61	9.70	1.456	1.120	32.96	6.33	30.0	10.80	1.760
	—	XXS	—	0.750	4.063	12.97	11.34	1.456	1.064	38.55	5.62	33.6	12.10	1.722
9 9.625	—	—	5S	0.109	6.407	32.2	2.231	1.734	1.677	5.37	13.98	11.85	3.58	2.304
	—	—	10S	0.134	6.357	31.7	2.733	1.734	1.664	9.29	13.74	14.40	4.35	2.295
	40	Std	40S	0.280	6.065	28.89	5.58	1.734	1.588	18.97	12.51	22.14	8.50	2.245
	80	XS	80S	0.432	5.761	26.07	8.40	1.734	1.508	28.57	11.29	40.5	12.23	2.195
10 10.625	120	—	—	0.562	5.501	23.77	10.70	1.734	1.440	36.39	10.30	49.6	14.98	2.153
	160	—	—	0.718	5.189	21.15	13.33	1.734	1.358	45.30	9.16	59.0	17.81	2.104
	—	XXS	—	0.884	4.897	18.83	15.64	1.734	1.282	53.16	8.17	66.3	20.03	2.060
	—	—	5S	0.109	8.407	55.5	2.916	2.258	2.201	9.91	24.07	25.45	0.13	3.01
12 12.625	—	—	10S	0.148	8.329	54.5	3.94	2.258	2.180	13.40	23.59	35.4	8.21	3.00
	20	—	—	0.250	8.125	51.8	6.58	2.258	2.127	22.30	22.43	57.7	13.39	2.962
	30	—	—	0.277	8.071	51.2	7.26	2.258	2.113	24.70	22.18	63.4	14.69	2.953
	40	Std	40S	0.222	7.951	50.0	8.40	2.258	2.089	28.55	21.69	72.5	16.81	2.938
14 14.625	60	—	—	0.406	7.813	47.0	10.48	2.258	2.045	35.64	20.79	83.8	20.58	2.909
	80	XS	80S	0.509	7.625	45.7	12.76	2.258	1.996	43.39	19.89	105.7	24.52	2.878

\* Ver nota al comienzo de la tabla para las definiciones de las columnas a, b y c.



Tabla A.16.25:  
Especificaciones de tuberías (Normas ANSI)

Tamaño nominal, diámetro externo (in)	Número de lista (Sch.)			Espesor de pared (in)	Diámetro interno (in)	Área de flujo (in <sup>2</sup> )	Área de la sección (metal) (in <sup>2</sup> )	Superficie externa (pie <sup>2</sup> /pie)	Superficie interna (pie <sup>2</sup> /pie)	Peso por pie (lb.)	Peso del agua por pie (lb.)	Momento de inercia (in <sup>4</sup> )	Módulo resistente (in <sup>3</sup> )	Radio de giro (in)
	a	b	c											
8 8.625	100	—	—	0.593	7.439	43.5	14.96	2.258	1.948	50.87	18.54	121.4	28.14	2.847
	120	—	—	0.718	7.189	40.6	17.84	2.258	1.882	60.63	17.60	140.6	32.6	2.807
	140	—	—	0.812	7.001	38.5	19.93	2.258	1.833	67.78	16.69	153.8	35.7	2.777
	—	XXS	—	0.875	6.875	37.1	21.30	2.258	1.800	72.42	16.09	162.0	37.6	2.757
	160	—	—	0.906	6.813	36.5	21.97	2.258	1.784	74.69	15.80	165.9	38.5	2.748
10 10.750	—	—	5S	0.134	10.482	86.3	4.52	2.815	2.744	15.15	37.4	63.7	11.85	3.75
	—	—	10S	0.165	10.420	85.3	5.49	2.815	2.728	18.70	36.9	76.9	14.30	3.74
	20	—	—	0.250	10.250	82.5	8.26	2.815	2.683	28.04	35.8	113.7	21.16	3.71
	—	—	—	0.279	10.192	81.6	9.18	2.815	2.668	31.20	35.3	125.9	23.42	3.70
	30	—	—	0.307	10.136	80.7	10.07	2.815	2.654	34.24	35.0	137.5	25.57	3.69
	40	Std	40S	0.365	10.020	78.9	11.91	2.815	2.623	40.48	34.1	160.8	29.90	3.67
	60	XS	80S	0.500	9.750	74.7	16.10	2.815	2.553	54.74	32.3	212.0	39.4	3.63
	80	—	—	0.593	9.564	71.8	18.92	2.815	2.504	64.33	31.1	244.9	45.6	3.60
	100	—	—	0.718	9.314	68.1	22.63	2.815	2.438	76.93	29.5	286.2	53.2	3.56
	120	—	—	0.843	9.064	64.5	26.24	2.815	2.373	89.20	28.0	324	60.3	3.52
	140	—	—	1.000	8.750	60.1	30.6	2.815	2.291	104.13	26.1	368	68.4	3.47
160	—	—	1.125	8.500	56.7	34.0	2.815	2.225	115.65	24.0	399	74.3	3.43	
12 12.750	—	—	5S	0.165	12.420	121.2	6.52	3.34	3.25	19.56	52.5	129.2	20.27	4.45
	—	—	10S	0.180	12.390	120.6	7.11	3.34	3.24	24.20	52.2	140.5	22.03	4.44
	20	—	—	0.250	12.250	117.9	9.84	3.34	3.21	33.38	51.1	191.9	30.1	4.42
	30	—	—	0.330	12.090	114.8	12.88	3.34	3.17	43.77	49.7	248.5	39.0	4.39
	—	Std	40S	0.375	12.000	113.1	14.58	3.34	3.14	49.56	49.0	279.3	43.8	4.38
	40	—	—	0.406	11.938	111.9	15.74	3.34	3.13	53.53	48.5	300	47.1	4.37
	—	XS	80S	0.500	11.750	108.4	19.24	3.34	3.08	65.42	47.0	362	56.7	4.33
	60	—	—	0.562	11.626	106.2	21.52	3.34	3.04	73.16	46.0	401	62.8	4.31
	80	—	—	0.687	11.376	101.6	26.04	3.34	2.978	88.51	44.0	475	74.5	4.27
	100	—	—	0.843	11.064	96.1	31.5	3.34	2.897	107.20	41.6	562	83.1	4.22
	120	—	—	1.000	10.750	90.8	36.9	3.34	2.814	125.49	39.3	642	100.7	4.17
	140	—	—	1.125	10.500	86.6	41.1	3.34	2.749	139.68	37.5	701	109.9	4.13
	160	—	—	1.312	10.126	89.5	47.1	3.34	2.651	160.27	34.9	781	122.6	4.07
14 14.000	10	—	—	0.250	13.500	143.1	10.80	3.67	3.53	36.71	62.1	255.4	36.5	4.86
	20	—	—	0.312	13.376	140.5	13.42	3.67	3.50	45.68	60.9	314	44.9	4.84
	30	Std	—	0.375	13.250	137.9	16.05	3.67	3.47	54.57	59.7	373	53.3	4.82
	40	—	—	0.437	13.126	135.3	18.62	3.67	3.44	63.37	58.7	429	61.2	4.80
	—	XS	—	0.500	13.000	132.7	21.21	3.67	3.40	72.09	57.5	484	69.1	4.78
	—	—	—	0.562	12.876	130.2	23.73	3.67	3.37	80.66	56.5	537	76.7	4.76
	60	—	—	0.593	12.814	129.0	24.98	3.67	3.35	84.91	55.9	562	80.3	4.7
	—	—	—	0.625	12.750	127.7	26.26	3.67	3.34	89.28	55.3	589	84.1	4.6
	—	—	—	0.687	12.626	125.2	28.73	3.67	3.31	97.68	54.3	638	91.2	4.71
	80	—	—	0.750	12.500	122.7	31.2	3.67	3.27	106.13	53.2	687	98.2	4.69
	—	—	—	0.875	12.250	117.9	36.1	3.67	3.21	122.66	51.1	781	111.5	4.65
	100	—	—	0.937	12.126	115.5	38.5	3.67	3.17	130.73	50.0	825	117.8	4.63
	120	—	—	1.093	11.814	109.6	44.3	3.67	3.09	150.67	47.5	930	132.8	4.58
140	—	—	1.250	11.500	103.9	50.1	3.67	3.01	170.22	45.0	1127	146.8	4.53	
160	—	—	1.406	11.188	98.3	55.6	3.67	2.929	189.12	42.6	1017	159.6	4.48	
16 16.000	10	—	—	0.250	15.500	188.7	12.37	4.19	4.06	42.05	81.8	384	48.0	5.57
	20	—	—	0.312	15.376	185.7	15.38	4.19	4.03	52.36	80.5	473	59.2	5.55
	30	Std	—	0.375	15.250	182.6	18.41	4.19	3.99	62.58	79.1	562	70.3	5.53
	—	—	—	0.437	15.126	179.7	21.37	4.19	3.96	72.64	77.9	648	80.9	5.50
	40	XS	—	0.500	15.000	176.7	24.35	4.19	3.93	82.77	76.5	732	91.5	5.48
	—	—	—	0.562	14.876	173.8	27.26	4.19	3.89	92.65	75.4	813	106.6	5.46
	—	—	—	0.625	14.750	170.9	30.2	4.19	3.86	102.63	74.1	894	112.2	5.44
	60	—	—	0.656	14.688	169.4	31.6	4.19	3.85	107.50	73.4	933	116.6	5.43
	—	—	—	0.687	14.626	168.0	33.0	4.19	3.83	112.36	72.7	971	121.4	5.42
	—	—	—	0.750	14.500	165.1	35.9	4.19	3.80	122.15	71.5	1047	130.9	5.40
	80	—	—	0.843	14.314	160.9	40.1	4.19	3.75	136.46	69.7	1157	144.6	5.37

\* Ver nota al comienzo de la tabla para las definiciones de las columnas a, b y c.

Tabla A.16.26:  
Especificaciones de tuberías (Normas ANSI)

Tamaño nominal, diámetro externo (in)	Número de lista (Sch.)			Espesor de pared (in)	Diámetro interno (in)	Área de flujo (in <sup>2</sup> )	Área de la sección (metal) (in <sup>2</sup> )	Superficie externa (pie <sup>2</sup> /pie)	Superficie interna (pie <sup>2</sup> /pie)	Peso por pie (lb.)	Peso del agua por pie (lb.)	Momento de inercia (in <sup>4</sup> )	Módulo resistente (in <sup>3</sup> )	Radio de giro (in)
	a	b	c											
16 16.000	—	—	—	0.875	14.250	159.5	41.6	4.19	3.73	141.35	69.1	1193	154.1	5.36
	100	—	—	1.031	13.938	152.6	48.5	4.19	3.65	164.83	66.1	1365	170.6	5.30
	120	—	—	1.218	13.564	144.5	56.6	4.19	3.55	192.29	62.6	1556	194.5	5.24
	140	—	—	1.437	13.126	135.3	65.7	4.19	3.44	223.50	58.6	1760	220.0	5.17
	160	—	—	1.593	12.814	129.0	72.1	4.19	3.35	245.11	55.9	1894	236.7	5.12
18 18.000	10	—	—	0.250	17.500	240.5	13.94	4.71	4.58	47.39	104.3	549	61.0	6.28
	20	—	—	0.312	17.376	237.1	17.34	4.71	4.55	59.03	102.8	678	75.5	6.25
	—	Std	—	0.375	17.250	233.7	20.76	4.71	4.52	70.59	101.2	807	89.6	6.23
	30	—	—	0.437	17.126	230.4	24.11	4.71	4.48	82.06	99.9	931	103.4	6.21
	—	XS	—	0.500	17.000	227.0	27.49	4.71	4.45	93.45	98.4	1053	117.0	6.19
	40	—	—	0.562	16.876	223.7	30.8	4.71	4.42	104.75	97.0	1172	130.2	6.17
	—	—	—	0.625	16.750	220.5	34.1	4.71	4.39	115.98	95.5	1289	143.3	6.15
	—	—	—	0.687	16.626	217.1	37.4	4.71	4.35	127.03	94.1	1403	156.3	6.13
	60	—	—	0.750	16.500	213.8	40.6	4.71	4.32	138.17	92.7	1515	168.3	6.10
	—	—	—	0.875	16.250	207.4	47.1	4.71	4.25	160.04	89.9	1731	192.8	6.04
	80	—	—	0.937	16.126	204.2	50.2	4.71	4.22	170.75	88.5	1834	203.8	6.04
	100	—	—	1.156	15.688	193.3	61.2	4.71	4.11	207.96	83.7	2160	242.2	5.97
	120	—	—	1.375	15.250	182.6	71.8	4.71	3.99	244.14	79.2	2499	277.6	5.90
140	—	—	1.562	14.876	173.8	80.7	4.71	3.89	274.23	75.3	2750	306	5.84	
160	—	—	1.781	14.438	163.7	90.7	4.71	3.78	308.51	71.0	3020	336	5.77	
20 20.000	10	—	—	0.250	19.500	298.6	15.51	5.24	5.11	52.73	129.5	757	75.7	6.98
	—	—	—	0.312	19.376	294.9	19.30	5.24	5.07	65.40	128.1	935	93.5	6.96
	20	Std	—	0.375	19.250	291.0	23.12	5.24	5.04	75.60	126.0	1114	111.4	6.94
	—	—	—	0.437	19.126	287.3	26.86	5.24	5.01	91.31	124.6	1286	128.6	6.92
	30	XS	—	0.500	19.000	283.5	30.6	5.24	4.97	104.13	122.8	1457	145.7	6.90
	—	—	—	0.562	18.876	279.8	34.3	5.24	4.94	116.67	121.3	1624	162.4	6.88
	40	—	—	0.593	18.814	278.0	36.2	5.24	4.93	122.91	120.4	1704	170.4	6.86
	—	—	—	0.625	18.750	276.1	38.0	5.24	4.91	129.33	119.7	1787	178.7	6.85
	—	—	—	0.687	18.626	272.5	41.7	5.24	4.88	141.71	118.1	1946	194.6	6.83
	60	—	—	0.750	18.500	268.8	45.4	5.24	4.84	154.20	116.5	2105	210.5	6.81
	—	—	—	0.875	18.250	261.6	52.6	5.24	4.78	178.73	113.4	2409	240.9	6.77
	80	—	—	1.031	17.938	252.7	61.4	5.24	4.70	208.87	109.4	2772	277.2	6.72
	100	—	—	1.281	17.438	238.8	75.3	5.24	4.57	256.10	103.4	3320	332	6.63
120	—	—	1.500	17.000	227.0	87.2	5.24	4.45	296.37	98.3	3760	376	6.56	
140	—	—	1.750	16.500	213.8	100.3	5.24	4.32	341.10	92.6	4220	422	6.48	
160	—	—	1.968	16.064	202.7	111.5	5.24	4.21	379.01	87.9	4590	459	6.4	
24 24.000	10	—	—	0.250	23.500	434	18.65	6.28	6.15	63.41	188.0	1316	109.6	8.1
	—	—	—	0.312	23.376	430	23.20	6.28	6.12	78.93	186.1	1629	135.8	8.38
	20	Std	—	0.375	23.250	425	27.83	6.28	6.09	94.62	183.8	1943	161.9	8.35
	—	—	—	0.437	23.126	420	32.4	6.28	6.05	109.97	182.1	2246	187.4	8.33
	—	XS	—	0.500	23.000	415	36.9	6.28	6.02	125.49	180.1	2550	212.5	8.31
	30	—	—	0.562	22.876	411	41.4	6.28	5.99	140.80	178.1	2840	237.0	8.29
	—	—	—	0.625	22.750	406	45.9	6.28	5.96	156.03	176.2	3140	261.4	8.27
	40	—	—	0.687	22.626	402	50.3	6.28	5.92	171.17	174.3	3420	285.2	8.25
	—	—	—	0.750	22.500	398	54.8	6.28	5.89	186.24	172.4	3710	309	8.22
	60	—	—	0.968	22.064	382	70.0	6.28	5.78	238.11	165.8	4630	388	8.15
	80	—	—	1.218	21.564	365	87.2	6.28	5.65	296.36	158.3	5670	473	8.07
	100	—	—	1.531	20.938	344	108.1	6.28	5.48	367.40	149.3	6850	571	7.96
	120	—	—	1.812	20.376	326	126.3	6.28	5.33	429.39	141.4	7830	652	7.87
140	—	—	2.062	19.876	310	142.4	6.28	5.20	483.13	134.5	8630	719	7.79	
160	—	—	2.343	19.314	293	159.4	6.28	5.06	541.94	127.0	9460	788	7.70	
30 30.000	10	—	—	0.312	29.376	678	29.1	7.85	7.69	98.93	293.8	3210	214	10.50
	20	—	—	0.500	29.000	661	46.3	7.85	7.59	157.53	286.3	5040	336	10.43
	30	—	—	0.625	28.750	649	57.6	7.85	7.53	196.08	281.5	6220	415	10.39

\* Ver nota al comienzo de la tabla para las definiciones de las columnas a, b y c.

Tabla A.16.27:  
Longitud equivalente de accesorios (Rase H.F., 2000)

Pérdidas en codos y accesorios (longitud equivalente de tubería recta, en pies)														
Diámetro interior (in)	1	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	24
Codo de 90°	2-2,5	4-5	6-7	9-10	10-11	12-14	18	27	26	31	35	40	45	52
Codo largo de 90°	1,5-2	2,5-4	5	6-7	7-8	9-11	12-14	16-17	20	23	27	30	34	40
Codo de 45°	1,5	2,5	3,5	4,5	6	7,5	10	12,5	15	17	19	21	23	28
Codo largo de 45°	1	1,5	2	2,7	3,5	4	5	6	7	9	10	12	14	16
Curva de 180°						36	46	60	75					
Curva de 180°, gran radio						20	25	30	40					
Curvas de 90° Soldadas														
0,5		7	10	12	15	19	25	32	38	44	50	56		
1		3	5	6	7	8	11	14	17	20	23	26		
1,5		2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18		
2		1	2	3	3,5	4	6	8	10	12	14	16		
3		1	1,5	2,5	3	4	6	7	9	11	13	15		
Tes	5,5	10	15	20	25	32	41	55	65	75	85	100	115	130
V. de compuerta abierta	0,6	1,25	1,7	2,3	2,9	3,5	4,5	6	7	8	9	10	12	14
cerrada 1/4		7	10	13	16	19	26	33	40					
cerrada 1/2		33	50	70	85	100	130	160	190					
cerrada 3/4		140	200	280	340	400	540	700	800					
Válvula esférica	27	56	80	107	133	160	215	270	320	375	430	480	540	600
Válvula de retención	7	13	20	27	33	40	53	67	80	93	107	120	135	160
Válvula de pie	2	4	6	8	10	12	16	20	24	28	32	36	40	48
Colador	4	5	6	8	10	11	13	16	18	21	24	30	35	40
Entrada típica	1,5	3	4,5	6	7,5	9	12	15	18	21	24	27	30	35

<b>Codos</b>	<b>K</b>	<b>L<sub>eq</sub>/D</b>
Codo de radio corto	0,9	32
Codo de radio medio	0,75	27
Codo de radio largo	0,60	20
Codo de 45°	0,42	15
<b>Otros accesorios</b>	<b>K</b>	<b>L<sub>eq</sub>/D</b>
Válvula de globo, completamente abierta	10	350
Válvula de ángulo, completamente abierta	5	175
Válvula de compuerta		
- Completamente abierta	0,19	7
- entreabierta	2,06	72
Empalme en T normal	1,8	67

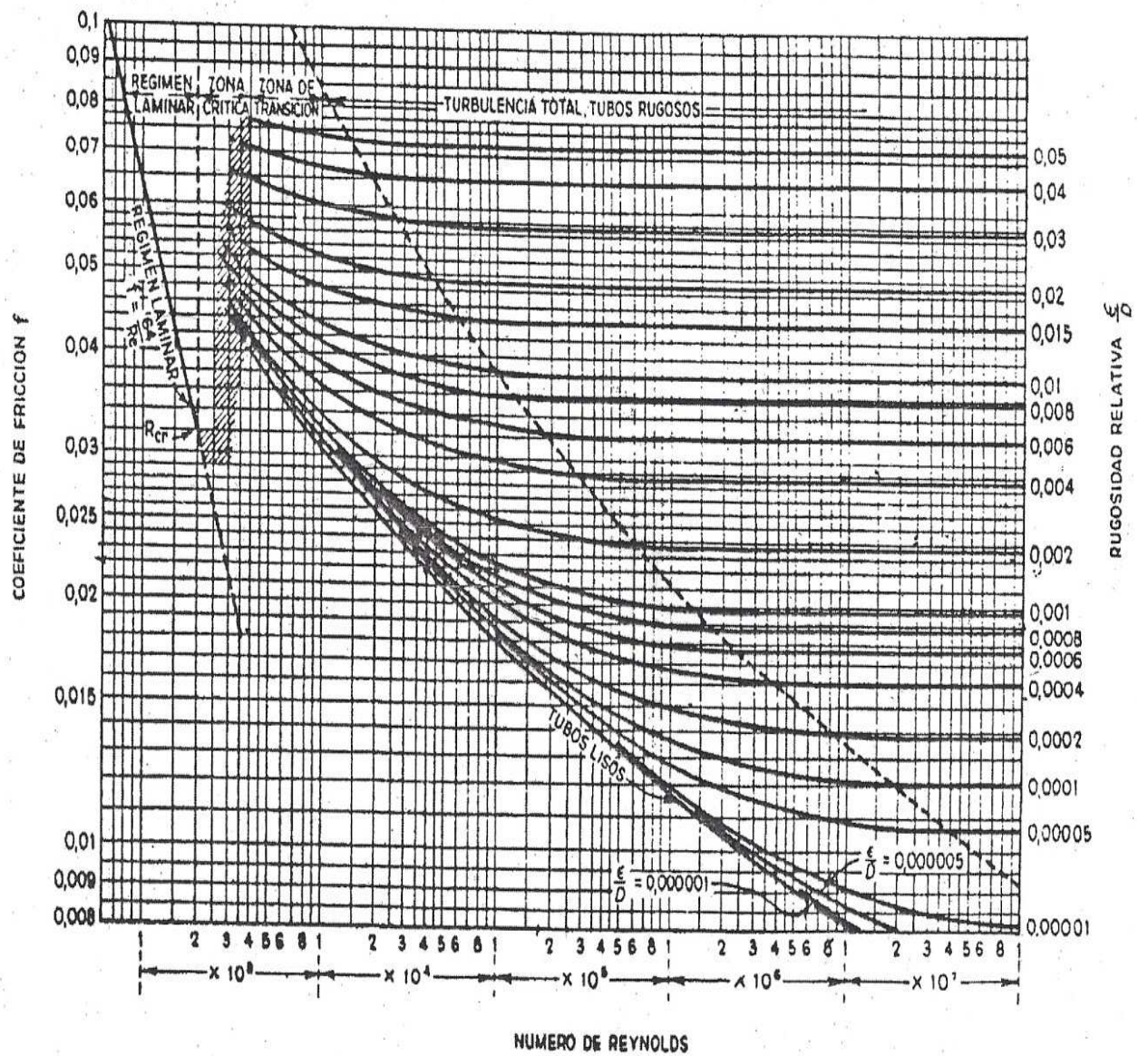


Figura A.16.4: Diagrama de Moody (Rase H.F., 2000)

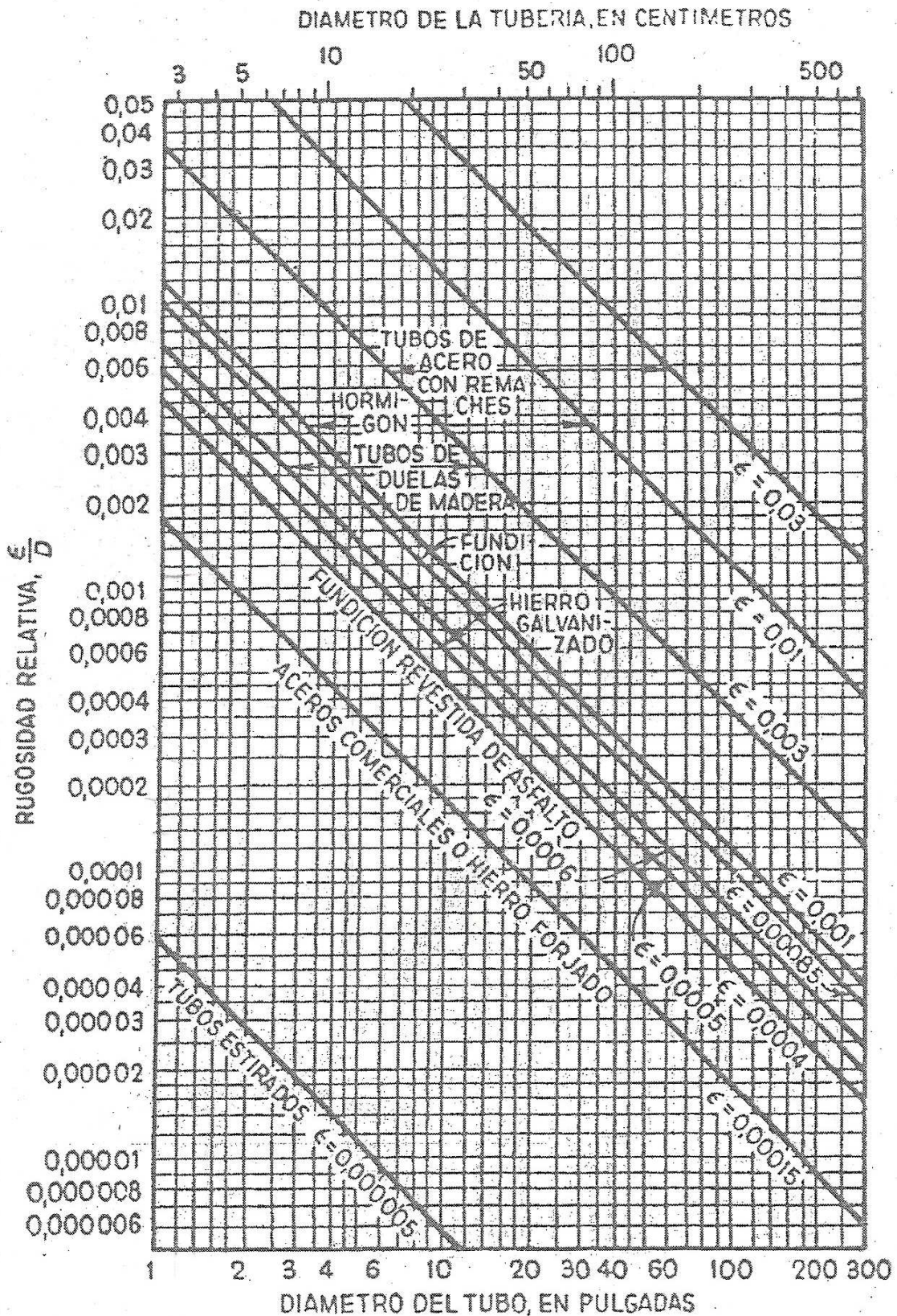


Figura A.16.5: Gráfica para la determinación de la rugosidad relativa de materiales (Rase H.F., 2000)

**Tabla A.16.28:  
Propiedades de aceros (Código ASME)**

<b>PROPIEDADES DE LOS MATERIALES</b>				
ACERO AL CARBONO Y DE BAJO CONTENIDO DE ELEMENTOS DE ALEACION*				
Forma	Composición nominal	Especificación		APLICACION
		Número	Grado	
Placa	C	SA-283	C	Calidad estructural. Para recipientes a presión puede usarse con limitaciones; ver nota 1
	C	SA-285	C	Calderas para servicio estacionario y otros recipientes a presión
	C - Si	SA-515	55	Principalmente para servicio a temperaturas media y alta
	C - Si	SA-515	60	— ” —
	C - Si	SA-515	65	— ” —
	C - Si	SA-515	70	— ” —
	C - Si	SA-516	55	Para servicio a temperaturas moderada y baja
	C - Si	SA-516	60	— ” —
	C - Mn - Si	SA-516	65	— ” —
	C - Mn - Si	SA-516	70	— ” —
Bridas y accesorios	C - Mn - Si	SA-105		Para servicio a alta temperatura
	C - Si	SA-181	I	Para servicio general
	C - Mn	SA-350	LF1	Para servicio a baja temperatura
	C - Mn - Si		LF2	
Tubería	C - Mn	SA-53	B	Para servicio general
	C - Mn	SA-106	B	Para servicio a alta temperatura
Tornillería	1Cr-1/5 Mo.	SA-193	B7	Para servicio a alta temperatura; tornillos pasantes de 2 1/2 pulg de diámetro o menos
		SA-194	2H	Para tuercas para servicio a alta temperatura
		SA-307	B	Tornillo de máquina para uso general

\* Datos de los materiales de uso más frecuentes tomados de las normas ASME, secciones II y VIII.

Tabla A.16.29:  
Tolerancia de los aceros a determinados compuestos (Ingeniería Química, 2002)

Sustancia	Acero inox. 316	Acero inox. 347	Acero inox. Carpenter "20"	Hastelloy B o C
Benceno	A	A	A	A
Cloruro cálcico	C	C	A	A
Formaldehído	C	C	A	A
Bromo	X	X	C	A
Agua potable	A	A	A	A

Clasificación por resistencia: A: Bueno. F: Regular. C: Precaución. X: No se usa

Tabla A.16.30:  
Factor  $q_s$  carga por viento (Megyesy, E.F., 2001)

Velocidad básica del viento, mph	70	80	90	100	110	120	130
Presión $q_s$ , lb/pie <sup>2</sup>	13	17	21	26	31	37	44

Tabla A.16.31:  
Factor  $C_e$  carga por viento (Megyesy E.F, 2001)

<i>Altura sobre el piso, pies</i>	<i>Coficiente <math>C_e</math></i>	
	<i>Exposición C</i>	<i>Exposición B</i>
0- 20	1.2	0.7
20- 40	1.3	0.8
40- 60	1.5	1.0
60-100	1.6	1.1
100-150	1.8	1.3
150-200	1.9	1.4
200-300	2.1	1.6
300-400	2.2	1.8

Tabla A.16.32:  
Factor  $C_q$  carga por viento (Megyesy E.F., 2001)

$C_q$ = Coeficiente de presión (factor de forma):	
Torres cuadradas o rectangulares.....	1.4
Torres hexagonales u octagonales.....	1.1
Torres redondas o elípticas.....	0.8
(Si hay cualquier equipo conectado a la torre, se recomienda incrementar $C_q$ hasta 0.9 para recipientes cilíndricos.)	

Tabla A.16.33:  
Espesor calorifugado de equipos (Especificaciones Cepsa)

TEMPERATURA DE OPERACIÓN °C	ESPESOR mm.
65 - 75	40
75 - 160	50
160 - 180	60
180 - 310	80
310 - 450	120
450 - 650	150
650 - 750	180

Tabla A.16.34:  
Espesor calorifugado de tuberías (Especificaciones Cepsa)

DIÁMETRO NOMINAL	TEMPERATURA DE OPERACIÓN °C.					
	65-200	200-300	300-400	400-550	550-650	650-800
Menores de 2"	30	40	60	60	60	60
2"	30	40	60	70	70	80
3"	30	50	70	80	90	100
4"	40	60	70	90	100	120
6"	40	60	90	110	120	140
8"	40	70	90	110	130	140
10"	50	70	100	130	140	150
12"	50	70	100	130	150	160
14"	50	80	110	130	150	160
16"	60	80	110	140	150	180
18"	60	90	120	150	180	190
20"	60	90	120	160	180	190
24"	60	100	140	170	180	200



Fichas Internacionales de Seguridad Química

**BENCENO**

ICSC: 0015



Ciclohexatrieno  
Benzol  
C<sub>6</sub>H<sub>6</sub>  
Masa molecular: 78.1


Nº ICSC 0015  
Nº CAS 71-43-2  
Nº RTECS CY1400000  
Nº NU 1114  
Nº CE 601-020-00-8



TIPOS DE PELIGRO/ EXPOSICION	PELIGROS/ SINTOMAS AGUDOS	PREVENCION	PRIMEROS AUXILIOS/ LUCHA CONTRA INCENDIOS
<b>INCENDIO</b>	Altamente inflamable.	Evitar las llamas, NO producir chispas y NO fumar.	Polvo, AFFF, espuma, dióxido de carbono.
<b>EXPLOSION</b>	Las mezclas vapor/aire son explosivas. Riesgo de incendio y explosión: véanse Peligros Químicos.	Sistema cerrado, ventilación, equipo eléctrico y de alumbrado a prueba de explosión. NO utilizar aire comprimido para llenar, vaciar o manipular. Utilícense herramientas manuales no generadoras de chispas. Evitar la generación de cargas electrostáticas (por ejemplo, mediante conexión a tierra).	En caso de incendio: mantener fríos los bidones y demás instalaciones rociando con agua.
<b>EXPOSICION</b>		<b>¡EVITAR TODO CONTACTO!</b>	
<b>• INHALACION</b>	Vértigo. Somnolencia. Dolor de cabeza. Náuseas. Jadeo. Convulsiones. Pérdida del conocimiento.	Ventilación, extracción localizada o protección respiratoria.	Aire limpio, reposo. Proporcionar asistencia médica.
<b>• PIEL</b>	<b>¡PUEDE ABSORBERSE!</b> Piel seca. Enrojecimiento. Dolor. Para mayor información, véase Inhalación.	Guantes protectores. Traje de protección.	Quitar las ropas contaminadas. Aclarar la piel con agua abundante o ducharse. Proporcionar asistencia médica.
<b>• OJOS</b>	Enrojecimiento. Dolor.	Pantalla facial, o protección ocular combinada con la protección respiratoria.	Enjuagar con agua abundante durante varios minutos (quitar las lentes de contacto si puede hacerse con facilidad), después proporcionar asistencia médica.
<b>• INGESTION</b>	Dolor abdominal. Dolor de garganta. Vómitos. (Para mayor información, véase Inhalación).	No comer, ni beber, ni fumar durante el trabajo.	Enjuagar la boca. NO provocar el vómito. Proporcionar asistencia médica.

DERRAMES Y FUGAS	ALMACENAMIENTO	ENVASADO Y ETIQUETADO

Figura A.16.6: Ficha de seguridad del Benceno (Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo)

<p>Eliminar toda fuente de ignición. Recoger, en la medida de lo posible, el líquido que se derrama y el ya derramado en recipientes herméticos. Absorber el líquido residual en arena o absorbente inerte y trasladarlo a un lugar seguro. NO verterlo al alcantarillado. NO permitir que este producto químico se incorpore al ambiente. (Protección personal adicional: traje de protección completa incluyendo equipo autónomo de respiración).</p>	<p>A prueba de incendio. Separado de alimentos y piensos, oxidantes y halógenos.</p>	<p>NU (transporte): Ver pictograma en cabecera. No transportar con alimentos y piensos. Clasificación de Peligros NU: 3 Grupo de Envasado NU: II</p> <p>CE: Nota: C símbolo F símbolo T R: 45-11-48/23/24/25 S: 53-45</p>
		
<p><b>VFASE AL DORSO INFORMACION IMPORTANTE</b></p>		
<p>ICSC: 0015 <span style="float: right;">Preparada en el Contexto de Cooperación entre el IPCS y la Comisión Europea © CE, IPCS, 2003</span></p>		

### Fichas Internacionales de Seguridad Química

#### BENCENO

ICSC: 0015

<p><b>D A T O S  I M P O R T A N T E S</b></p>	<p><b>ESTADO FISICO: ASPECTO:</b> Líquido incoloro, de olor característico.</p> <p><b>PELIGROS FISICOS:</b> El vapor es más denso que el aire y puede extenderse a ras del suelo; posible ignición en punto distante. Como resultado del flujo, agitación, etc., se pueden generar cargas electrostáticas.</p> <p><b>PELIGROS QUIMICOS:</b> Reacciona violentamente con oxidantes, ácido nítrico, ácido sulfúrico y halógenos, originando peligro de incendio y explosión. Ataca plásticos y caucho.</p> <p><b>LIMITES DE EXPOSICION:</b> TLV: 0.5 ppm como TWA; 2.5 ppm como STEL; (piel); A1; BEI disponible; (ACGIH 2003). MAK: H (absorción dérmica); Cancerígeno categoría: 1; Mutágeno categoría: 3A; (DFG 2003).</p>	<p><b>VIAS DE EXPOSICION:</b> La sustancia se puede absorber por inhalación, a través de la piel y por ingestión.</p> <p><b>RIESGO DE INHALACION:</b> Por evaporación de esta sustancia a 20°C se puede alcanzar muy rápidamente una concentración nociva en el aire.</p> <p><b>EFFECTOS DE EXPOSICION DE CORTA DURACION:</b> La sustancia irrita los ojos, la piel y el tracto respiratorio. La ingestión del líquido puede dar lugar a la aspiración del mismo por los pulmones y la consiguiente neumonitis química. La sustancia puede causar efectos en sistema nervioso central, dando lugar a disminución del estado de alerta. La exposición muy por encima del valor límite de exposición profesional puede producir pérdida del conocimiento y muerte.</p> <p><b>EFFECTOS DE EXPOSICION PROLONGADA O REPETIDA:</b> El líquido desengrasa la piel. La sustancia puede afectar a la médula ósea y al sistema inmune, dando lugar a una disminución de células sanguíneas. Esta sustancia es carcinógena para los seres humanos.</p>
<p><b>PROPIEDADES FISICAS</b></p>	<p>Punto de ebullición: 80°C Punto de fusión: 6°C Densidad relativa (agua = 1): 0.88 Solubilidad en agua, g/100 ml a 25°C: 0.10 Presión de vapor, kPa a 20°C: 10 Densidad relativa de vapor (aire = 1): 2.7</p>	<p>Densidad relativa de la mezcla vapor/aire a 20°C (aire = 1): 1.2 Punto de inflamación: -11°C c.c. Temperatura de autoignición: 490°C Límites de explosividad, % en volumen en el aire: 1.2-8.0 Coeficiente de reparto octanol/agua como log Pow: 2.13 Energía mínima de ignición: 0.2 mJ (no en la ficha)</p>
<p><b>DATOS AMBIENTALES</b></p>	<p>La sustancia es muy tóxica para los organismos acuáticos.</p>	
<p><b>NOTAS</b></p>		

Figura A.16.6: Ficha de seguridad del Benceno (continuación)  
(Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo)

El consumo de bebidas alcohólicas aumenta el efecto nocivo. Está indicado examen médico periódico dependiendo del grado de exposición. La alerta por el olor es insuficiente. Ficha de emergencia de transporte (Transport Emergency Card): TEC (R)-30S1114/30GF1-II Código NFPA: H 2; F 3; R 0;	
<b>INFORMACION ADICIONAL</b>	
Los valores LEP pueden consultarse en línea en la siguiente dirección: <a href="http://www.mtas.es/insht/practice/vlas.htm">http://www.mtas.es/insht/practice/vlas.htm</a>	Última revisión IPCS: 2003 Traducción al español y actualización de valores límite y etiquetado: 2003 FISQ: 3-029
<b>ICSC: 0015</b>	<b>BENCENO</b>
© CE, IPCS, 2003	
<b>NOTA LEGAL IMPORTANTE:</b>	Esta ficha contiene la opinión colectiva del Comité Internacional de Expertos del IPCS y es independiente de requisitos legales. Su posible uso no es responsabilidad de la CE, el IPCS, sus representantes o el INSHT, autor de la versión española.

Figura A.16.6: Ficha de seguridad del Benceno (continuación)  
(Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo)

Fichas Internacionales de Seguridad Química

TOLUENO

ICSC: 0078




 <p style="text-align: center;"> <b>TOLUENO</b>                  Metilbenceno                  Fenilmetanol                  Toluol  <math>C_6H_5CH_3/C_7H_8</math>                  Masa molecular: 92.1             </p> <p>                 Nº CAS 108-88-3                  Nº RTECS XS5250000                  Nº ICSC 0078                  Nº NU 1294                  Nº CE 601-021-00-3             </p> 			
TIPOS DE PELIGRO/ EXPOSICION	PELIGROS/ SINTOMAS AGUDOS	PREVENCION	PRIMEROS AUXILIOS/ LUCHA CONTRA INCENDIOS
<b>INCENDIO</b>	Altamente inflamable.	Evitar las llamas, NO producir chispas y NO fumar.	Polvo, AFFF, espuma, dióxido de carbono.
<b>EXPLOSION</b>	Las mezclas vapor/aire son explosivas.	Sistema cerrado, ventilación, equipo eléctrico y de alumbrado a prueba de explosión. Evitar la generación de cargas electrostáticas (por ejemplo, mediante conexión a tierra). NO utilizar aire comprimido para llenar, vaciar o manipular.	En caso de incendio: mantener fríos los bidones y demás instalaciones rociando con agua.
<b>EXPOSICION</b>		¡HIGIENE ESTRICTA! ¡EVITAR LA EXPOSICION DE MUJERES (EMBARAZADAS)!	
• <b>INHALACION</b>	Vértigo, somnolencia, dolor de cabeza, náuseas, pérdida del conocimiento.	Ventilación, extracción localizada o protección respiratoria.	Aire limpio, reposo, respiración artificial si estuviera indicada y proporcionar asistencia médica.
• <b>PIEL</b>	Piel seca, enrojecimiento.	Guantes protectores.	Quitar las ropas contaminadas, aclarar y lavar la piel con agua y jabón y proporcionar asistencia médica.
• <b>OJOS</b>	Enrojecimiento, dolor.	Gafas ajustadas de seguridad o pantalla facial.	Enjuagar con agua abundante durante varios minutos (quitar las lentes de contacto si puede hacerse con facilidad) y proporcionar asistencia médica.
• <b>INGESTION</b>	Dolor abdominal, sensación de quemazón (para mayor información, véase Inhalación).	No comer, ni beber, ni fumar durante el trabajo.	Enjuagar la boca, dar a beber una papilla de carbón activado y agua, NO provocar el vómito y proporcionar asistencia médica.
<b>DERRAMAS Y FUGAS</b>		<b>ALMACENAMIENTO</b>	<b>ENVASADO Y ETIQUETADO</b>

Figura A.16.7: Ficha de seguridad del Tolueno (Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo)

<p>Recoger el líquido procedente de la fuga en recipientes precintables, absorber el líquido residual en arena o absorbente inerte y trasladarlo a un lugar seguro. NO verterlo al alcantarillado, (Protección personal adicional: equipo autónomo de respiración).</p>	<p>A prueba de incendio. Separado de oxidantes fuertes.</p>	<p>símbolo F símbolo Xn R: 11-20 S: (2-)-16-25-29-33 Clasificación de Peligros NU: 3 Grupo de Envasado NU: II CE:</p>
		
<p><b>VEASE AL DORSO INFORMACION IMPORTANTE</b></p>		
<p>ICSC: 0078</p>	<p>Preparada en el Contexto de Cooperación entre el IPCS y la Comisión de las Comunidades Europeas © CCE, IPCS, 1994</p>	

### Fichas Internacionales de Seguridad Química

#### TOLUENO

ICSC: 0078

<p><b>D A T O S  I M P O R T A N T E S</b></p>	<p><b>ESTADO FISICO; ASPECTO</b> Líquido incoloro, de olor característico.</p> <p><b>PELIGROS FISICOS</b> El vapor es más denso que el aire y puede extenderse a ras del suelo; posible ignición en punto distante. Como resultado del flujo, agitación, etc., se pueden generar cargas electrostáticas.</p> <p><b>PELIGROS QUIMICOS</b> Reacciona violentamente con oxidantes fuertes, originando peligro de incendio y explosión.</p> <p><b>LIMITES DE EXPOSICION</b> TLV (como TWA): 50 ppm; 188 mg/m<sup>3</sup> (piel) (ACGIH 1995-1996). MAK: 50 ppm; 190 mg/m<sup>3</sup> (1996).</p>	<p><b>VIAS DE EXPOSICION</b> La sustancia se puede absorber por inhalación, a través de la piel y por ingestión</p> <p><b>RIESGO DE INHALACION</b> Por evaporación de esta sustancia a 20°C se puede alcanzar bastante rápidamente una concentración nociva en el aire.</p> <p><b>EFFECTOS DE EXPOSICION DE CORTA DURACION</b> La sustancia irrita los ojos y el tracto respiratorio. La exposición podría causar depresión del sistema nervioso central. La exposición a altas concentraciones puede producir arritmia cardíaca, pérdida del conocimiento y muerte.</p> <p><b>EFFECTOS DE EXPOSICION PROLONGADA O REPETIDA</b> El contacto prolongado o repetido con la piel puede producir dermatitis. La sustancia puede afectar al sistema nervioso central dando lugar a desórdenes psicológicos y dificultad en el aprendizaje. La experimentación animal muestra que esta sustancia posiblemente cause efectos tóxicos en la reproducción humana.</p>
<p><b>PROPIEDADES FISICAS</b></p>	<p>Punto de ebullición: 111°C Punto de fusión: -95°C Densidad relativa (agua = 1): 0.87 Solubilidad en agua: Ninguna Presión de vapor, kPa a 20°C: 2.9 Densidad relativa de vapor (aire = 1): 3.2</p>	<p>Densidad relativa de la mezcla vapor/aire a 20°C (aire = 1): 1.06 Punto de inflamación: 4°C (c.c.) Temperatura de autoignición: 480°C Límites de explosividad, % en volumen en el aire: 1.1-7.1 Coeficiente de reparto octanol/agua como log Pow: 2.69</p>
<p><b>DATOS AMBIENTALES</b></p>		
<p><b>NOTAS</b></p>		
<p>Está indicado examen médico periódico dependiendo del grado de exposición.                  Ficha de emergencia de transporte (Transport Emergency Card): 1 EC (R)-31                  Código NFPA: H 2; F 3; R 0;</p>		
<p><b>INFORMACION ADICIONAL</b></p>		

Figura A.16.7: Ficha de seguridad del Tolueno (continuación)  
(Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo)

FISQ: 4-165 TOLUENC		
ICSC: 0078		TOLUENO
© CCE, IPCS, 1994		
<b>NOTA LEGAL IMPORTANTE:</b>	Ni la CCE ni la IPCS ni sus representantes son responsables del posible uso de esta información. Esta ficha contiene la opinión colectiva del Comité Internacional de Expertos del IPCS y es independiente de requisitos legales. La versión española incluye el etiquetado asignado por la clasificación europea, actualizado a la vigésima adaptación de la Directiva 67/540/CEE traspuesta a la legislación española por el Real Decreto 363/95 (BOE 5.6.95).	

Figura A.16.7: Ficha de seguridad del Tolueno (continuación)  
(Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo)


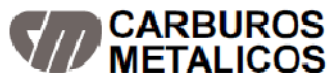
	
F I C H A D E D A T O S D E S E G U R I D A D	
<h1 style="font-size: 2em; margin: 0;">Hidrógeno</h1>	<p>Nº FDS: 067A                      Versión: 3                      Fecha: Julio 1999</p>
<p><b>1. IDENTIFICACION DE LA SUSTANCIA O PREPARADO Y DE LA EMPRESA</b></p> <p>Nº FDS: 067A</p> <p>Nombre del producto: HIDROGENO</p> <p>Fórmula química: H<sub>2</sub></p> <p>Identificación de la empresa: Ver recuadro en el final del dorso de página.</p> <p>Teléfono de emergencia: Ver relación en el final del dorso de página.</p>	
<p><b>2. COMPOSICION E INFORMACION DE LOS COMPONENTES</b></p> <p>Sustancia o mezcla: Sustancia</p> <p>Componentes e impurezas: No contiene otros componentes o impurezas que puedan modificar la clasificación del producto.</p> <p>Nº CAS: 1333-74-0</p> <p>Nº CEE (según EINECS): 2158057</p>	
<p><b>3. IDENTIFICACION DE LOS PELIGROS</b></p> <p>Gas comprimido a alta presión. Extremadamente inflamable.</p>	
<p><b>4. PRIMEROS AUXILIOS</b></p> <p><b>Inhalación:</b> A elevadas temperaturas puede causar asfixia. Los síntomas de asfixia pueden incluir la pérdida de consciencia o movilidad. La víctima puede no haberse dado cuenta de que se asfixia. Retirar a la víctima a una zona no contaminada llevando colocado un equipo de respiración autónomo de presión positiva. Mantener a la víctima caliente y en reposo. Llamar al médico. Aplicarle la respiración artificial, si es preciso.</p> <p><b>Contacto con la piel y los ojos:</b> Sin efectos para la piel y los ojos.</p> <p><b>Ingestión:</b> La ingestión no está considerada como vía potencial de exposición.</p>	
<p><b>5. MEDIDAS CONTRA INCENDIOS</b></p> <p><b>Riesgos específicos:</b> La exposición al fuego de los recipientes puede causar su rotura o explosión.</p> <p><b>Productos peligrosos de la combustión:</b> Ninguno.</p> <p><b>Medios de extinción adecuados:</b> Se pueden utilizar todos los agentes extintores conocidos.</p> <p><b>Medios específicos de actuación:</b> Si es posible detener la fuga del producto. Sacar los recipientes al exterior o enfriarlos con agua pulverizada desde un lugar seguro. No extinguir la fuga de gas ardiendo si no es absolutamente necesario. Se puede producir la reignición espontánea explosiva. Extinguir los otros fuegos.</p>	
<p><b>6. MEDIDAS A TOMAR EN CASO DE ESCAPE O VERTIDOACCIDENTAL</b></p> <p><b>Precauciones personales:</b> Evacuar el área afectada. Utilizar equipos de respiración autónoma cuando se entre en una zona contaminada, a menos que se compruebe que la atmósfera es respirable. Asegurar la adecuada ventilación en el área.</p> <p><b>Medidas a tomar en el área afectada:</b> Intentar detener el escape.</p> <p><b>Métodos de limpieza:</b> Ventilar el área afectada.</p>	
<p><b>7. MANIPULACION Y ALMACENAMIENTO</b></p> <p>Asegurarse que la instalación está adecuadamente conectada a tierra. Mantener lejos de fuentes de ignición, incluso descarga estática. Separar los gases oxidantes y otros materiales oxidantes durante el almacenamiento. Debe prevenirse la entrada de agua al interior del recipiente. No permitir el retroceso de sustancias hacia el interior del recipiente. Utilizar únicamente equipo específicamente aprobado para este producto y para la presión y temperatura de utilización. En caso de duda contacte con el suministrador. Solicitar al proveedor las instrucciones para la manipulación de los recipientes. Mantener los recipientes por debajo de 50°C, en un lugar bien ventilado. Abrir las válvulas lentamente y cerrarias cuando no se utilicen.</p>	
<p><b>8. CONTROLES DE EXPOSICION Y EQUIPO DE PROTECCION PERSONAL</b></p> <p><b>Valores límites de exposición:</b> No establecidos.</p> <p><b>Protección personal:</b> No fumar cuando se manipule el producto. Asegurar una ventilación adecuada.</p>	
<p><b>9. PROPIEDADES FISICAS Y QUIMICAS</b></p> <p><b>Peso molecular:</b> 2</p> <p><b>Temperatura de fusión:</b> -259,20 °C</p> <p><b>Temperatura de ebullición:</b> -252,76 °C</p> <p><b>Temperatura crítica:</b> -239,91 °C</p> <p><b>Densidad relativa del gas (aire=1):</b> 0,070 a 15 °C</p> <p><b>Densidad relativa del líquido (agua=1):</b> 0,070 a -252,76 °C.</p> <p><b>Presión de vapor:</b> No aplicable.</p> <p><b>Solubilidad en agua:</b> 1,78 cm<sup>3</sup>/l a 20 °C</p>	
<p>Equipo de protección especial para la actuación en incendios: En espacios confinados se recomienda utilizar equipo de respiración autónomo de presión positiva.</p>	

Figura A.16.8: Ficha de seguridad del Hidrogeno (CARBUROS METALICOS)

<p><b>Apariencia y color:</b> Gas incoloro</p> <p><b>Olor:</b> Inodoro</p> <p><b>Temperatura de autoinflamación:</b> 560 °C</p> <p><b>Rango de inflamabilidad (% de volumen en aire):</b> 4-75</p> <p><b>Otros datos:</b> Se quema con llama invisible e incolora.</p>	<p>Asegurar que el conductor conoce los riesgos potenciales de la carga y que sabe qué hacer en caso de accidente o emergencia.</p> <p>Antes de transportar las botellas asegurarse que las válvulas están cerradas y no fugan y que el tapón del acoplamiento de la válvula y la tulipa o caperuza (cuando existan) están adecuadamente apretadas.</p> <p>Transportarlo solamente en vehículos donde el espacio de la carga esté separado del compartimento del conductor.</p> <p>Asegurarse de cumplir la legislación aplicable.</p>
<p><b>10. ESTABILIDAD Y REACTIVIDAD</b></p> <p>Puede formar mezclas explosivas con el aire. Puede reaccionar violentamente con materias oxidantes.</p>	<p><b>15. INFORMACIONES REGLAMENTARIAS</b></p> <p>Nº de la sustancia según el Anexo I de la Directiva Europea 67/548 sobre etiquetado: 001-001-00-9</p> <p><b>Clasificación CEE:</b> F+;R12</p> <p><b>Pictograma:</b> F+;Extremadamente inflamable.</p> <p><b>Frases R:</b> 12</p> <p><b>Frases S:</b> 9-16-33</p> <p><b>ETIQUETADO DE LOS RECIPIENTES</b></p> <p><b>Pictogramas:</b> Nº 3: Gas inflamable.</p> <p><b>Frases de riesgo:</b> Gas comprimido a alta presión. R 12. Extremadamente inflamable</p> <p><b>Frases de seguridad:</b> S 9/16/33A. Conserve el recipiente en lugar bien ventilado, lejos de fuentes de ignición, incluyendo descargas de electricidad estática.</p>
<p><b>11. INFORMACION TOXICOLOGICA</b></p> <p><b>General:</b> Este producto no tiene efectos toxicológicos.</p> <p><b>LC50/MI:</b> No aplicable.</p>	
<p><b>12. INFORMACION ECOLOGICA</b></p> <p><b>General:</b> No se conocen daños ecológicos causados por este producto.</p>	
<p><b>13. CONSIDERACIONES SOBRE LA ELIMINACION DE PRODUCTO</b></p> <p><b>General :</b> Se puede descargar a la atmósfera en lugares bien ventilados. No descargar en áreas donde exista riesgo de que se formen mezclas explosivas con el aire. Contactar con el suministrador si se necesita orientación.</p>	
<p><b>14. INFORMACION RELATIVA AL TRANSPORTE</b></p> <p>Nº de identificación del producto (Nº ONU): 1049</p> <p><b>Clase y división:</b> 2.1º</p> <p><b>Clasificación para el transporte por carretera y ferrocarril (TPC/ADR/TPF/RID):</b> 2.1ºF</p> <p><b>Nº de identificación del riesgo para el transporte por carretera y ferrocarril (TPC/ADR/TPF/RID):</b> 23</p> <p><b>Etiquetas de peligro para el transporte por carretera y ferrocarril (TPC/ADR/TPF/RID):</b> Nº 3: Gas inflamable.</p> <p><b>Recomendaciones de seguridad para caso de accidente (TREM CARD):</b> Nº para producto: 20 Nº para grupo: 20g04</p> <p><b>Transporte marítimo, Nº de página Código IMDG:</b> 2148</p> <p><b>Clasificación para el transporte aéreo, Código IATA/ICAO:</b> 2.1. Solamente en aeronaves de carga</p> <p><b>Otras informaciones para el transporte:</b> Antes de transportar los recipientes asegurarse una ventilación adecuada.</p>	<p><b>16. OTRAS INFORMACIONES</b></p> <p><b>Otras informaciones:</b> Asegúrese que los operarios conocen el riesgo de inflamabilidad. Antes de utilizar el producto en un proceso nuevo o experimento, debe realizarse un estudio completo de seguridad y de compatibilidad de los materiales utilizados.</p> <p><b>Responsabilidades:</b> Estas instrucciones han sido elaboradas por Carburos Metálicos, S.A. en base a las informaciones disponibles a la fecha de las mismas y cubren las aplicaciones más habituales, sin garantizar que su contenido sea suficiente en todos los casos y situaciones. No se acepta ninguna responsabilidad por las lesiones o daños resultantes de su utilización. Su observancia no excluye el cumplimiento de la normativa vigente en cada momento.</p>
	<p><b>DELEGACIONES (horario laboral):</b></p> <p>ANDALUCIA (95) 583 15 00 - ARAGON (978) 51 45 55 - ASTURIAS (98) 532 20 00 - BALEARES (971) 80 45 84 - CANARIAS (928) 13 24 82 - CASTILLA LA MANCHA (91) 657 95 95 - CASTILLA LEON (983) 54 21 00 - CATALUÑA (93) 290 26 00 - GALICIA (981) 03 82 92 - LEVANTE (93) 140 13 54 - PAIS VASCO / LA RIOJA (94) 671 92 00</p> <p><b>UTILIZAR UNICAMENTE EN CASO DE ACCIDENTE</b></p> <p><b>93 290 26 00</b></p> <p><i>Indicar: Tipo de incidente, lugar y gases involucrados.</i></p>



**CARBUROS METALICOS**

Sede Social: C/ Aragón, 300 - 08009 BARCELONA  
Tel.: (93) 290 26 00 - Fax: (93) 290 26 03 / 09

Figura A.16.8: Ficha de seguridad del Hidrogeno (continuación)  
(CARBUROS METALICOS)



Fichas Internacionales de Seguridad Química

**METANO**

ICSC: 0291

 <p style="text-align: center;"> <b>METANO</b>  <chem>CH4</chem>                  Masa molecular: 16.0             </p> <p>                 Nº CAS 74-82-8                  Nº RTECS PA1490000                  Nº ICSC 0291                  Nº NU 1971;1972                  Nº CE 601-001-00-4             </p> 			
TIPOS DE PELIGRO/ EXPOSICION	PELIGROS/ SINTOMAS AGUDOS	PREVENCION	PRIMEROS AUXILIOS/ LUCHA CONTRA INCENDIOS
<b>INCENDIO</b>	Extremadamente inflamable.	Evitar las llamas, NO producir chispas y NO fumar.	Cortar el suministro; si no es posible y no existe riesgo para el entorno próximo. En otros casos apagar con agua pulverizada, polvo o dióxido de carbono.
<b>EXPLOSION</b>	Las mezclas gas/aire son explosivas.	Sistema cerrado, ventilación, equipo eléctrico y de alumbrado a prueba de explosiones.	En caso de incendio: mantener fría la botella rociando con agua. Combatir el incendio desde un lugar protegido.
<b>EXPOSICION</b>			
<b>• INHALACION</b>	Pérdida del conocimiento.	Ventilación. A altas concentraciones protección respiratoria.	Aire limpio, reposo, respiración artificial si estuviera indicada y proporcionar asistencia médica.
<b>• PIEL</b>	Congelación grave.	Guantes aislantes del frío.	<b>EN CASO DE CONGELACION:</b> aclarar con agua abundante, NO quitar la ropa y proporcionar asistencia médica.
<b>• OJOS</b>			
<b>• INGESTION</b>			
DERRAMAS Y FUGAS	ALMACENAMIENTO	ENVASADO Y ETIQUETADO	
Evacuar la zona de peligro. Consultar a un experto. Ventilar. (Protección personal adicional: equipo autónomo de respiración).	A prueba de incendio. Mantener en lugar fresco. Ventilación a ras del suelo y techo.	símbolo F+ R: 12 S: (2)-9-16-33 Clasificación de Peligros NU: 2.1	
			
<b>VEASE AL DORSO INFORMACION IMPORTANTE</b>			
ICSC: 0291		Preparada en el Contexto de Cooperación entre el IPCS y la Comisión de las Comunidades Europeas © CCE, IPCS, 1994	

Figura A.16.9: Ficha de seguridad del Metano (continuación)  
(Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo)

Fichas Internacionales de Seguridad Química

**METANO**

ICSC: 0291

<b>D A T O S I M P O R T A N T E S</b>	<b>ESTADO FISICO; ASPECTO</b> Gas licuado comprimido incoloro e inodoro.	<b>VIAS DE EXPOSICION</b> La sustancia se puede absorber por inhalación.
	<b>PELIGROS FISICOS</b> El gas es más ligero que el aire.	<b>RIESGO DE INHALACION</b> Al producirse pérdidas en zonas confinadas este gas puede originar asfixia por disminución del contenido de oxígeno del aire.
	<b>PELIGROS QUIMICOS</b>	<b>EFFECTOS DE EXPOSICION DE CORTA DURACION</b> El contacto con el líquido o gas comprimido, puede causar congelación.
	<b>LIMITES DE EXPOSICION</b> TLV: asfixiante simple (ACGIH 1992-1993).	<b>EFFECTOS DE EXPOSICION PROLONGADA O REPETIDA</b>
<b>PROPIEDADES FISICAS</b>	Punto de ebullición: -161°C Punto de fusión: -183°C Solubilidad en agua, ml/100 ml a 20°C: 3.3 Densidad relativa de vapor (aire = 1): 0.6	Punto de inflamación: gas inflamable Temperatura de autoignición: 537°C Límites de explosividad, % en volumen en el aire: 5-15
<b>DATOS AMBIENTALES</b>		
<b>NOTAS</b>		
Densidad del líquido en el punto de ebullición: 0.42 kg/l. La sustancia puede desplazarse hasta la fuente de ignición, retrocediendo e incendiándose. Altas concentraciones en el aire producen una deficiencia de oxígeno con riesgo de pérdida de conocimiento o muerte. Comprobar el contenido de oxígeno antes de entrar en la zona. Con el fin de evitar la fuga de gas en estado líquido, girar la botella que tenga un escape manteniendo arriba el punto de escape. Una vez utilizado para la soldadura, cerrar la válvula; verificar regularmente el estado de la tubería, etc., y comprobar si existen escapes utilizando agua y jabón. Las medidas mencionadas en la Sección PREVENCIÓN son aplicables a la producción, llenado de botellas y almacenamiento del gas. Ficha de emergencia de transporte (Transport Emergency Card): TEC (R)-622, 20G04 Código NFPA: H 1; F 4; R 0;		
<b>INFORMACION ADICIONAL</b>		
FISQ: 3-137 METANO		
ICSC: 0291	METANO	
© CCE, IPCS, 1994		
<b>NOTA LEGAL IMPORTANTE:</b>	Ni la CCE ni la IPCS ni sus representantes son responsables del posible uso de esta información. Esta ficha contiene la opinión colectiva del Comité Internacional de Expertos del IPCS y es independiente de requisitos legales. La versión española incluye el etiquetado asignado por la clasificación europea, actualizado a la vigésima adaptación de la Directiva 67/548/CEE traspuesta a la legislación española por el Real Decreto 363/95 (BOE 5.6.95).	

Figura A.16.9: Ficha de seguridad del Metano (continuación)  
(Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo)

Fichas Internacionales de Seguridad Química

CICLOHEXANO

ICSC: 0242




			
<p>CICLOHEXANO Hexahidrobenceno Hexametileno C<sub>6</sub>H<sub>12</sub> Masa molecular: 84.2</p>			
<p>Nº CAS 110-82-7 Nº RTECS GU6300000 Nº ICSC 0242 Nº NU 1145 Nº CE 601-017-00-1</p>			
			
TIPOS DE PELIGRO/ EXPOSICION	PELIGROS/ SINTOMAS AGUDOS	PREVENCION	PRIMEROS AUXILIOS/ LUCHA CONTRA INCENDIOS
<b>INCENDIO</b>	Altamente inflamable.	Evitar las llamas, NO producir chispas y NO fumar.	Polvo, AFFF, espuma, dióxido de carbono.
<b>EXPLOSION</b>	Las mezclas vapor/aire son explosivas.	Sistema cerrado, ventilación, equipo eléctrico y de alumbrado a prueba de explosión. NO utilizar aire comprimido para llenar, vaciar o manipular. Utilícense herramientas manuales no generadoras de chispas. Evitar la generación de cargas electrostáticas (por ejemplo, mediante conexión a tierra).	En caso de incendio: mantener fríos los bidones y demás instalaciones rociando con agua.
<b>EXPOSICION</b>			
• <b>INHALACION</b>	Vértigo, dolor de cabeza, náuseas.	Ventilación, extracción localizada o protección respiratoria.	Aire limpio, reposo y proporcionar asistencia médica.
• <b>PIEL</b>	Enrojecimiento.	Guantes protectores.	Quitar las ropas contaminadas, aclarar y lavar la piel con agua y jabón.
• <b>OJOS</b>	Enrojecimiento.	Gafas ajustadas de seguridad o pantalla facial.	Enjuagar con agua abundante durante varios minutos (quitar las lentes de contacto si puede hacerse con facilidad) y proporcionar asistencia médica.
• <b>INGESTION</b>	(Para mayor información, véase Inhalación).	No comer, ni beber, ni fumar durante el trabajo.	Enjuagar la boca, dar a beber una papilla de carbón activado y agua, NO provocar el vómito y proporcionar asistencia médica.
DERRAMAS Y FUGAS	ALMACENAMIENTO	ENVASADO Y ETIQUETADO	
Evacuar la zona de peligro. Consultar a un experto. Ventilar. Recoger, en la medida de lo posible, el líquido que se derrama y el ya derramado en recipientes precintables, absorber el líquido residual en arena o absorbente inerte y trasladarlo a un lugar seguro. NO verterlo al alcantarillado. (Protección personal adicional: equipo autónomo de respiración).	A prueba de incendio.	símbolo Xn símbolo F R: 11-38-50/53-65-67 S: (2)-9-16-33-60-61-62 Clasificación de Peligros NU: 3 Grupo de Envasado NU: II CE:	
			

Figura A.16.10: Ficha de seguridad del Ciclohexano (Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo)

<b>VEASE AL DORSO INFORMACION IMPORTANTE</b>	
<b>ICSC: 0242</b>	Preparada en el Contexto de Cooperación entre el IPCS y la Comisión de las Comunidades Europeas © CCE, IPCS, 1994.

### Fichas Internacionales de Seguridad Química

#### CICLOHEXANO

ICSC: 0242


<b>D A T O S  I M P O R T A N T E S</b>	<b>ESTADO FISICO; ASPECTO</b> Líquido incoloro.	<b>VIAS DE EXPOSICION</b> La sustancia se puede absorber por inhalación del vapor y por ingestión.
	<b>PELIGROS FISICOS</b> El vapor es más denso que el aire y puede extenderse a ras del suelo; posible ignición en punto distante. Como resultado del flujo, agitación, etc., se pueden generar cargas electrostáticas.	<b>RIESGO DE INHALACION</b> Por evaporación de esta sustancia a 20°C se puede alcanzar bastante rápidamente una concentración nociva en el aire.
	<b>PELIGROS QUIMICOS</b>	<b>EFFECTOS DE EXPOSICION DE CORTA DURACION</b> La sustancia irrita los ojos y el tracto respiratorio. La ingestión del líquido puede dar lugar a la aspiración del mismo por los pulmones y la consiguiente neumonitis química. La exposición por encima del OEL puede producir pérdida del conocimiento.
	<b>LIMITES DE EXPOSICION</b> TLV (como TWA): 300 ppm; 1030 mg/m <sup>3</sup> (ACGIH 1993-1994). MAK: 300 ppm; 1050 mg/m <sup>3</sup> (1993).	<b>EFFECTOS DE EXPOSICION PROLONGADA O REPETIDA</b> El contacto prolongado o repetido con la piel puede producir dermatitis.
<b>PROPIEDADES FISICAS</b>	Punto de ebullición: 81°C Punto de fusión: 7°C Densidad relativa (agua = 1): 0.8 Solubilidad en agua: Ninguna Presión de vapor, kPa a 20°C: 12.7 Densidad relativa de vapor (aire = 1): 2.9	Densidad relativa de la mezcla vapor/aire a 20°C (aire = 1): 1.2 Punto de inflamación: -18°C (c.c.) Temperatura de autoignición: 260°C Límites de explosividad, % en volumen en el aire: 1.3-8.4 Conductividad eléctrica: 0.22 pS/m Coeficiente de reparto octanol/agua como log Pow: 3.4
<b>DATOS AMBIENTALES</b>	La sustancia es nociva para los organismos acuáticos.	
<b>NOTAS</b>		
La alerta por el olor es insuficiente.		
Ficha de emergencia de transporte (Transport Emergency Card): TEC (R)-103 Código NFPA: H 1; F 3; R 0;		
<b>INFORMACION ADICIONAL</b>		
FISQ: 3-046 CICLOHEXANO		
ICSC: 0242		CICLOHEXANO
© CCE, IPCS, 1994		
<b>NOTA LEGAL IMPORTANTE:</b>	Ni la CCE ni la IPCS ni sus representantes son responsables del posible uso de esta información. Esta ficha contiene la opinión colectiva del Comité Internacional de Expertos del IPCS y es independiente de requisitos legales. La versión española incluye el etiquetado asignado por la clasificación europea, actualizado a la vigésima adaptación de la Directiva 67/548/CEE traspuesta a la legislación española por el Real Decreto 363/95 (BOE 5.6.95).	

Figura A.16.10: Ficha de seguridad del Ciclohexano (continuación)  
(Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo)

## ANEXO 17: CATÁLOGOS



### TURBAIR® Centrifugal Blower Type RC

#### Application

Dewatering under vacuum

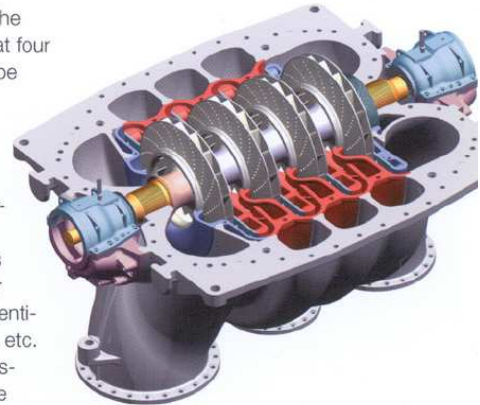
#### Features

- High reliability
- High efficiency
- Large range of application and performance
- Environment friendly
- Low space requirements
- No seal water consumption
- High, medium and low vacuum from one machine

#### Operation

The blower is suitable for electric motor or steam turbine drive. The blower speed is increased via a gear unit to achieve plant-specific vacuum levels. The air/white water mix aspirated from the paper machine at the various vacuum levels is collected in water separators where water and solids are separated from the air. The still humid air at the highest vacuum level is then compressed in the first stage of the blower and ducted via diverter channels to the subsequent stages. This already compressed air is then mixed with humid air from the medium vacuum level. The same process is repeated in the third and

fourth compression stage. The design of the unit is such that four different vacuum levels can be generated in one unit. The compressed air exits the blower at a temperature of approximately 140 °C. The high amount of thermal energy in the exhaust air can be recuperated e.g. for process water heating, heating air for the paper machine pocket ventilator system, space heating, etc. Characteristic operating emissions from the blower can be attenuated to any desired level by acoustic dampers.



#### Control system

Two fully automatic control loops offer operational safety and reliability:

- **Automatic motor overload protection**

Throttle valves in the suction duct close replacing the flow resistance of the missing paper sheet thus preventing an air inrush and overloading of the blower drive motor. The valves reopen as soon as the paper sheet reappears and normal operating conditions are re-established.

- **Automatic surge protection**

If the blower is operated below its minimum flow level, it starts surging. In order to avoid this an automatic valve bleeds air into the first suction branch until stable operation is restored. The air bleed valve controller also uses the drive motor current as system input variable.

#### Monitoring system

The control software can be integrated in the paper machine main control/monitoring system or in a separate, local control cabinet.

#### Design

The housing is horizontally split with four integrally cast suction branches



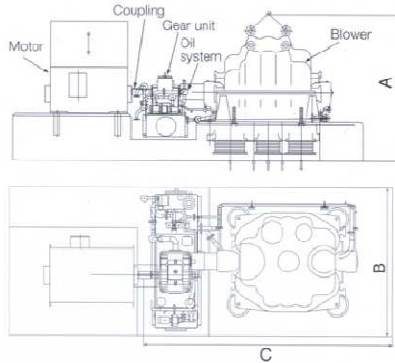
and one discharge branch, all in the lower half casing and pointing downwards. This facilitates opening of the blower without time-consuming disassembly of the piping. Four support brackets at axis level support the blower on the foundation.

The rotor is fixed in two bearing pedestals bolted onto the lower half casing. The white metal bearings are pressure lubricated. One of the

bearings also serves as an axial bearing, absorbing residual axial thrust. The major part of the axial thrust is compensated by the balance piston.

The impellers are overspeed tested and dynamically balanced, after which they are shrunk onto the rotor. The complete rotor is then dynamically balanced.

**Dimensions**

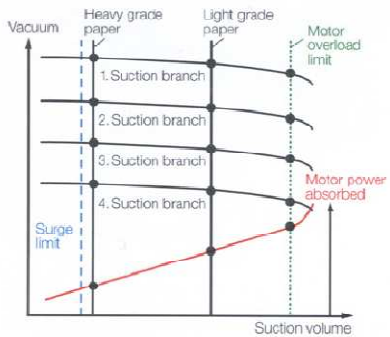


RC size	Height/Width/Length [mm]			Weight [kg]		
	A	B	C	Rotor	Lower casing	Upper casing
47.5	2500	1600	2500	250	1000	800
56	2600	2500	3000	400	2000	1600
67	3000	2600	3800	700	3100	2400
80	4000	3100	5000	1000	6500	5000
95	4000	3600	5000	2000	9000	7000
118	4500	4000	5500	3600	17000	12000



RC blowers, as shown, may be installed as single unit or in tandem arrangement.

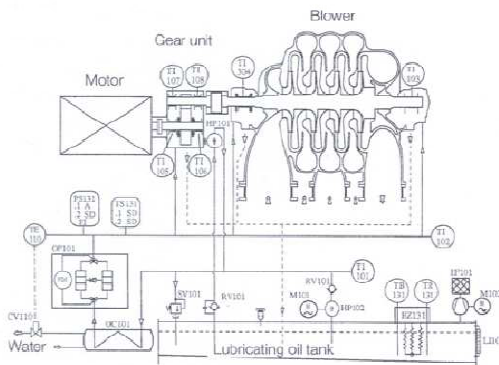
**Characteristics and operating data**



RC type blowers can generate up to four different vacuum levels. The blower characteristic is flat and allows suction volumes to vary widely

without noticeable changes in vacuum levels. Thanks to its good part load behaviour, power consumption of the blower is proportional to the suction volume.

RC size	Air volume
47.5	100 – 250 m <sup>3</sup> /min.
56	180 – 400 m <sup>3</sup> /min.
67	380 – 650 m <sup>3</sup> /min.
80	450 – 1200 m <sup>3</sup> /min.
95	750 – 1500 m <sup>3</sup> /min.
118	1000 – 3000 m <sup>3</sup> /min.



**Lubricating oil system**

The blower bearings, the gear and, if required, the motor bearings are oil lubricated. An **electrically driven auxiliary oil pump** provides lubrication during start-up and shut-down. During operation the main **mechanical lube oil pump**, flange mounted to the gear unit, takes over the oil supply. This combination, whereby the electric unit acts as stand-by during normal operation, provides maximum operational security.



MAN Turbomaschinen AG Schweiz  
TURBAIR® Vacuum Systems  
Hardstrasse 319  
CH-8005 Zürich, Switzerland

Tel. +41.1. 278-2211  
Fax +41.1. 278-3370  
www.manturbo.com

In the pursuit of progress, subject to change without notice.

28.15.10.40-Axd10 - Printed in Switzerland



# CombiPro

Heavy duty process pump  
according to API 610, API 682, API 685



**SPX**®

# The reliable Pro!

*CombiPro is a series of horizontal centreline supported centrifugal pumps.*

*The design of CombiPro is based on the American Petroleum Institute standard "Centrifugal Pumps For General Refinery Services", also known as API 610.*

*Satisfying this standard, the CombiPro meets the high level performance requested by refineries and petrochemical industries.*

The CombiPro is part of the CombiSystem, a modular concept of single stage end-top centrifugal pump families, all sharing the same basic hydraulic design with a high degree of interchangeability between parts and sub-assemblies.

The seal chamber is designed to fit all types of seals, especially API 682 cartridge seals. The multifunctional pump cover and the integrated design of pump, base plate and accessories enable the use of standard constructions for all API 682 seal plans.

For seal less applications the CombiPro can be equipped with a magnetic coupling in accordance with API 685

Each CombiPro pump is mounted on a sturdy welded steel base plate with reinforced pedestals and bracket support, conforming to API 610. This reliable rigid construction extends the duty life of bearings and seal and enables trouble-free operation under severe process conditions.



## CombiPro



### Typical characteristics

- Designed according to the latest requirements of API 610
- Suitable for all common API 682 cartridge seal makes
- Seal less design option in accordance with API 685
- Fully integrated design of pump, motor, base plate and accessories
- All pumps come with specially designed rigid base plates in accordance with API 610
- Computer aided design of geometry of all hydraulic parts
- Outstanding hydraulic performance, verified by actual test results
- Most suitable centreline mounted, end-suction pump for chemicals and hydrocarbon duties



# Trouble-free operation under every process condition!



## ■ Process Industry

The CombiPro is Johnson Pump's process pump for refineries and (petro) chemical industries. Its sturdy construction, its specially designed 'tailor-made' base plate and its versatility to fit a great number of seals or magnetic coupling enable trouble-free operation under every process condition, resulting in long Mean Time Between Failure and low cost of ownership.



# Features and *benefits*

## Hydraulic performance

- implementation of the latest hydraulic research results
- *improved NPSH*
- *excellent over-all hydraulic performance*

## Shaft sealing

- standardised seal chamber design to fit all recognised API 682 seal configurations
- welded and flanged seal plan connections
- seal less design with magnetic coupling
- *all standardised seal chamber designs available as full cartridge seal*

## Flanges

- according to ANSI B16.5, 300lbs RF, 150lbs RF
- stock finish, smooth finish

## Pump casing

- centreline supported
- end suction type
- available with integrated cooling or heating chamber
- welded and flanged drain connection

## Two impeller types

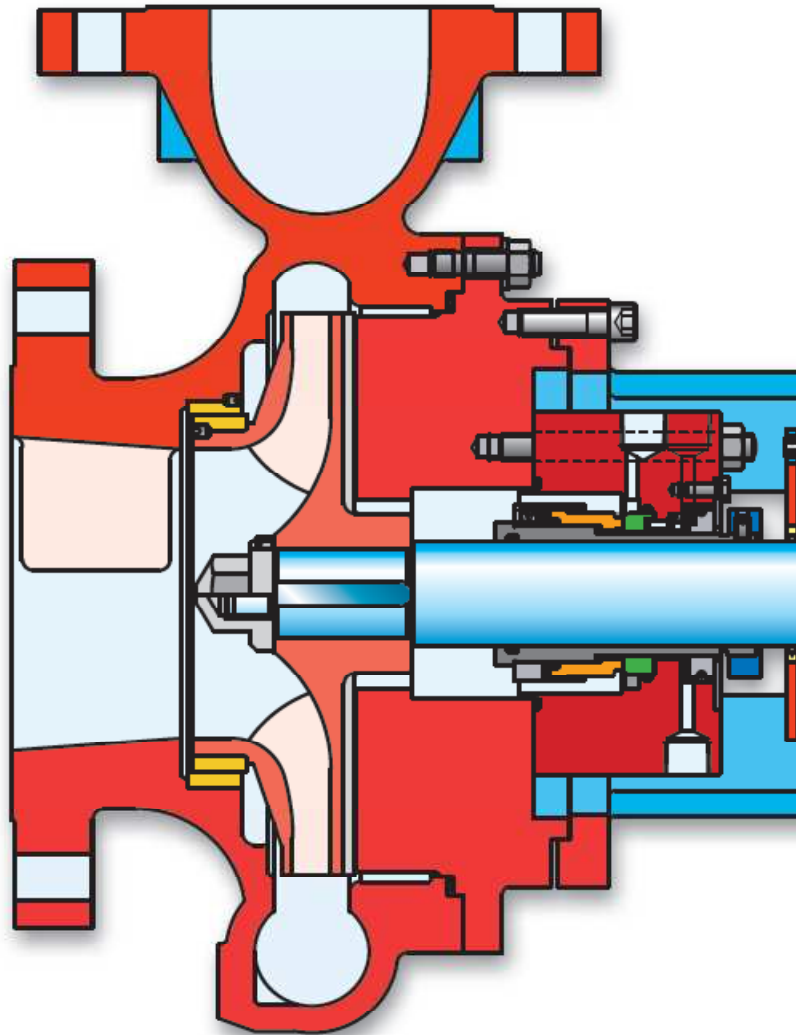
- closed impeller
- half open
- dynamically balanced
- clearances according to API 610
- *suitable for liquids with solids*
- *easy to clean when pumping sticky liquids*
- *fully interchangeable*

## Impeller cap nut

- positively locked with stainless steel set screw
- *in accordance with API 610*

## Wear rings

- one in pump casing, one on impeller
- secured against co-rotation by means of stainless steel set screws
- *replaceable*
- *extending pump life*

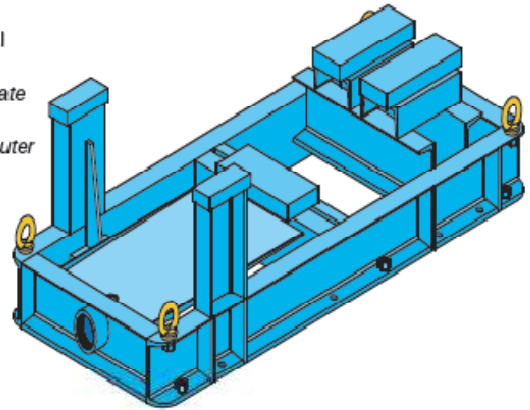


## Pressure parts

- designed with a corrosion allowance of at least 3 mm
- *guaranteeing an adequate duty life for every application*

**Base plate**

- all CombiPro pumps are assembled as complete units on a sturdy API610 designed base plate.
- integrated welded and fabricated drain pan design with flanged drain connection, in stainless steel optional
- *the strong modular concept of the design enables the optimum base plate configuration for each pump/motor combination to be selected by computer and assembled from standardised components.*

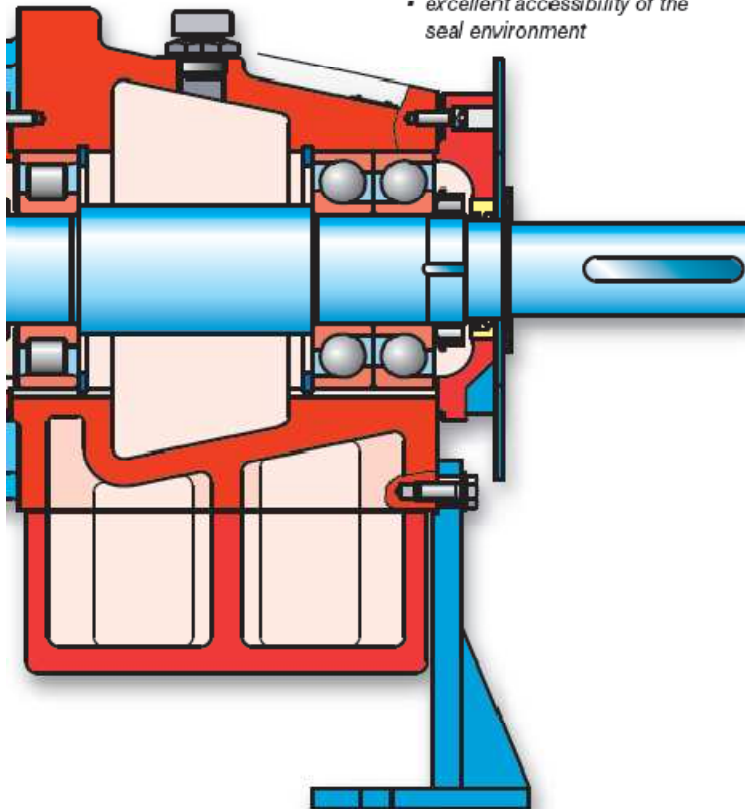


**Bearing bracket**

- robust design
- optional oil-cooling cover
- large openings
- dimpled locations for accurate vibration measurements
- *longer bearing life*
- *maintaining optimum service temperature of the lube oil*
- *excellent accessibility of the seal environment*

**Casing gasket**

- spiral wound
- metal to metal fit
- *burst proof*
- *cannot be overstretched*



**Bearing**

- oil lubricated bearing construction
- roller bearing at pump end
- double row angular contact ball bearing at drive end
- *providing bearing life of over 25,000 hours*
- *retaining radial forces*
- *providing axial thrust*

**Coupling guard**

- non-sparking design
- meets all safety requirements for rotating equipment
- *all rotating parts between bearing bracket and motor are fully protected*

**Pump shaft**

- robust design
- minimal shaft deflection
- *deflection less than 0.05 mm at the seal face*
- *extending duty life of seal and bearings*

**Bearing bracket support**

- reinforced construction
- minimised shaft misalignment
- *ensures optimal rigidity of the entire pump construction*
- *extending duty life of seal and bearings*

## Impellers

The CombiPro is provided with 2 different types of impellers:

### Closed impeller

Provided with back vanes to ensure a good circulation of flushing liquid and to minimise the risk of pollution of the shaft sealing environment. Renewable wear ring at suction side. Clearances between impeller and pump casing in accordance with API.

### Half-open impeller

Consisting of a shaped front wear plate mounted in the pump casing and a front plate-less impeller running against the wear plate with narrow clearance. Easy to clean if the pumped liquid sticks to the internal of the impeller.



## Shaft sealing

- Standardised design to fit all recognised API 682 seal configurations:
  - single seal construction
  - dual seal construction (unpressurised and pressurised)
- In all common API conform constructions:
  - pusher type
  - with bellows
  - with bellows, high temperature (>200°C)
- All of them available as full cartridge seals in a large variety of materials, including optional heated seal chambers
- Seal less design in accordance with API685

## Lubrication

- A constant level oiler with cage protected sight glass ensures optimal lubrication conditions.
- Bull's-eye sight glass with oil level indication allows permanent visual control of oil level and condition.
- Breather with micro-filter equalizes pressure differences inside the bearing bracket, but prevents water from entering into the bearing bracket.
- Provisions are made to mount an optional cooling chamber to the bearing bracket to maintain the optimum service temperature of the lubricating oil.



## API Material combinations

**S-1** Carbon steel with cast iron impeller

**S-6** Carbon steel with 12% chrome impeller

**S-8** Carbon steel with stainless steel 316 impeller

**C-6** 12% Chrome with 12% chrome impeller

**A-8** Stainless steel 316 with stainless steel 316 impeller

**D-1** 22% Duplex with 22% duplex impeller

**D-2** 25% Super duplex with 25% super duplex impeller

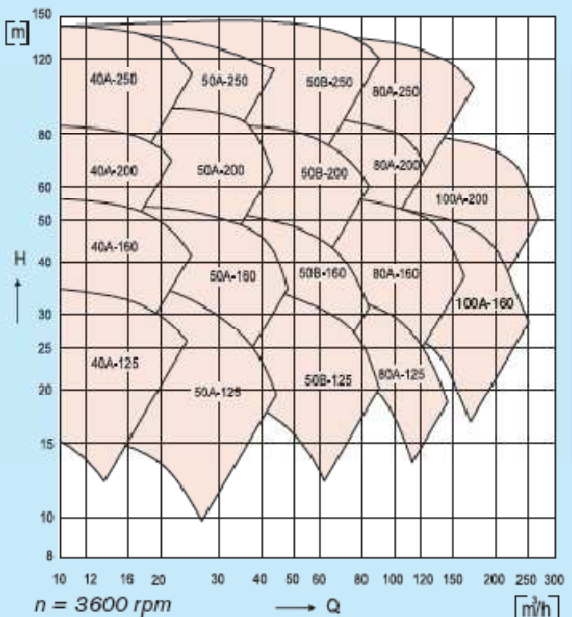
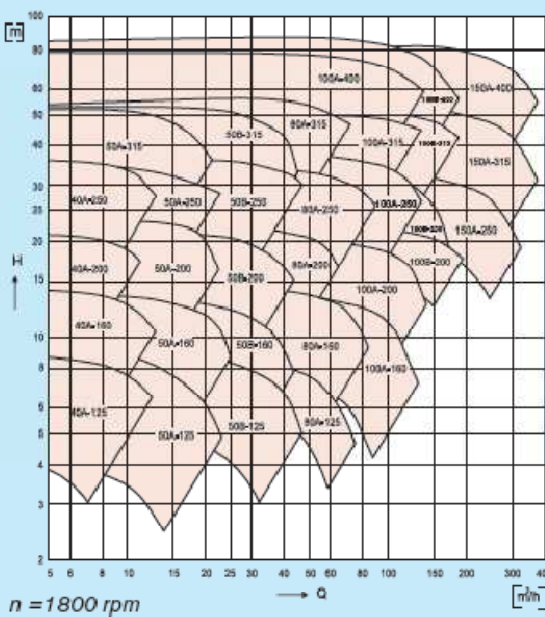
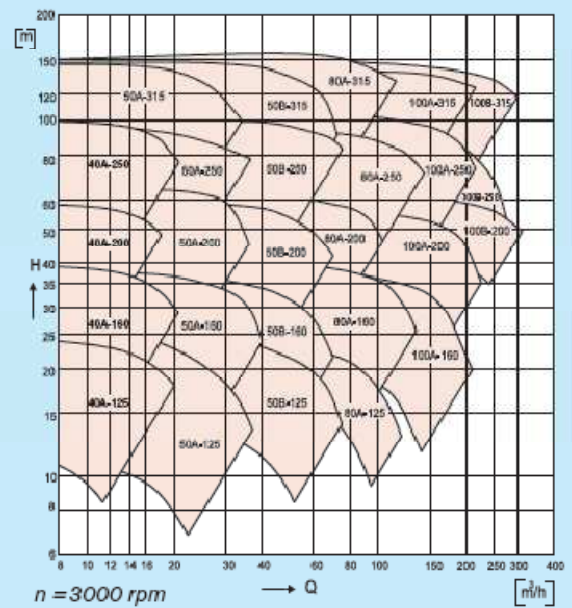
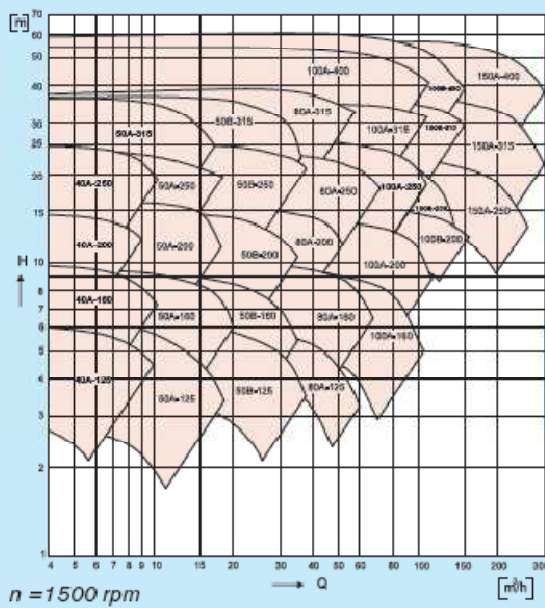
*Other material combinations as specified by customer demand*

## Technical data



Max. working pressure	35 bar (3500 kPa)
Max. capacity	350 m <sup>3</sup> /h
Max. head	160 m
Max. speed	3600 rpm
Max. viscosity	300 mm <sup>2</sup> /s
Max. temperature	-30°C to +350°C

## Hydraulic performance data



Subject to alterations



**SPX**<sup>®</sup>

**PROCESS EQUIPMENT**



Your local contact:



SPX Process Equipment NL B.V.  
Dr A.F. Philipsweg 51, P.O. Box 9  
NL-9400 AA Assen, NETHERLANDS  
Phone: +31 (0)592 37 67 67. Fax: +31 (0)592 37 67 60  
E-Mail: [jp-industry.nl@processequipment.spx.com](mailto:jp-industry.nl@processequipment.spx.com)

For more information about our worldwide locations, approvals, certifications, and local representatives, please visit [www.johnson-pump.com](http://www.johnson-pump.com) and [www.spxpe.com](http://www.spxpe.com).

SPX Corporation reserves the right to incorporate our latest design and material changes without notice or obligation. Design features, materials of construction and dimensional data, as described in this bulletin, are provided for your information only and should not be relied upon unless confirmed in writing.

Issued: 05/2008 JP-CR-EN

Copyright © 2008 SPX Corporation



# CombiBloc

## Bomba centrífuga monobloc



**SPX**®



# CombiBloc

*Combibloc es la solución maestra para bombear líquidos limpios a un costo aceptable. La bomba pertenece al sistema Combi de Johnson Pump, un programa modular de bombas centrífugas de simple etapa, con un alto grado de intercambiabilidad de piezas entre las diferentes construcciones.*



CombiBloc representa una gama de bombas centrífugas horizontales en versión monobloque. La bomba es adecuada para líquidos limpios de baja viscosidad o ligeramente cargados y para líquidos agresivos.

La característica de CombiBloc es su configuración compacta embridada con un motor eléctrico. El acoplamiento mediante un semi- eje permite que se puedan utilizar motores eléctricos IEC.

Gracias al reducido número de elementos y al uso de cierre mecánico, la CombiBloc no requiere mucho mantenimiento. El desmontaje de los elementos rotativos se basa en el principio "Back Pull Out" de desmontaje hacia atrás. La CombiBloc se puede utilizar en agricultura e instalaciones marinas y para vehicular diferentes productos químicos.

Gama completa con certificación ATEX.

## Datos Técnicos

Caudal máximo	850 m <sup>3</sup> /h
Altura máxima impulsión	105 m
Presión máxima de trabajo	10 bar
Temperatura máxima	120 °C
Velocidad máxima	3600 rpm



Banco de pruebas de nuestra fábrica en Assen (Holanda)

## Desde nuestra experiencia – Brindamos soluciones



### Industria General

La CombiBloc se puede usar como bomba de servicio general en muchas industrias. Como tiene una construcción económica y sencilla, ésta bomba es ideal como componente en equipos ahorrando espacios al fabricante.



### Instalaciones marinas

Las bombas CombiBloc pueden ser utilizadas con agua dulce y también salada, con aguas limpias o ligeramente cargadas. Su diseño ligero y compacto hacen que éstas bombas sean ideales para sala de motores y uso general.



### Utilidades

La aplicación de bombas CombiBloc en edificios de utilidades como bombas para trabajos en general, re circulación del sistema de calefacción y para el bombeo en plantas de purificación.



### Agricultura y Horticultura

En horticultura la CombiBloc es usada para circular el agua caliente de sistema de calefacción. Otra aplicación para ésta bomba es el riego en horticultura y agricultura.

## Características y ventajas

### Materiales

- Disponibles en hierro fundido, bronce y acero inoxidable
- Adecuada para una amplia gama de aplicaciones

### Carcasa de la bomba

- Bidas según la normativa ISO 7005
- Presión máxima de trabajo 10 bar
- Amplia conexión de drenaje
- Amplia gama de aplicaciones
- Drenaje de la carcasa rápido y completo

### Tapa de la bomba

- Junta plana totalmente encastrada
- Acabado mecanizado
- Perfecto ajuste de juntas
- Alineación perfecta

### Propiedades de aspiración

- Suave entrada del líquido en la carcasa de la bomba
- Superficie suave
- Paleta anti-vortex
- Características de succión óptimas
- Mínima distorsión del flujo mejorando las características de succión

### Fijación del impulsor

- Tuerca de impulsor con retenedor
- Fijación fiable

### Equilibrado hidráulico

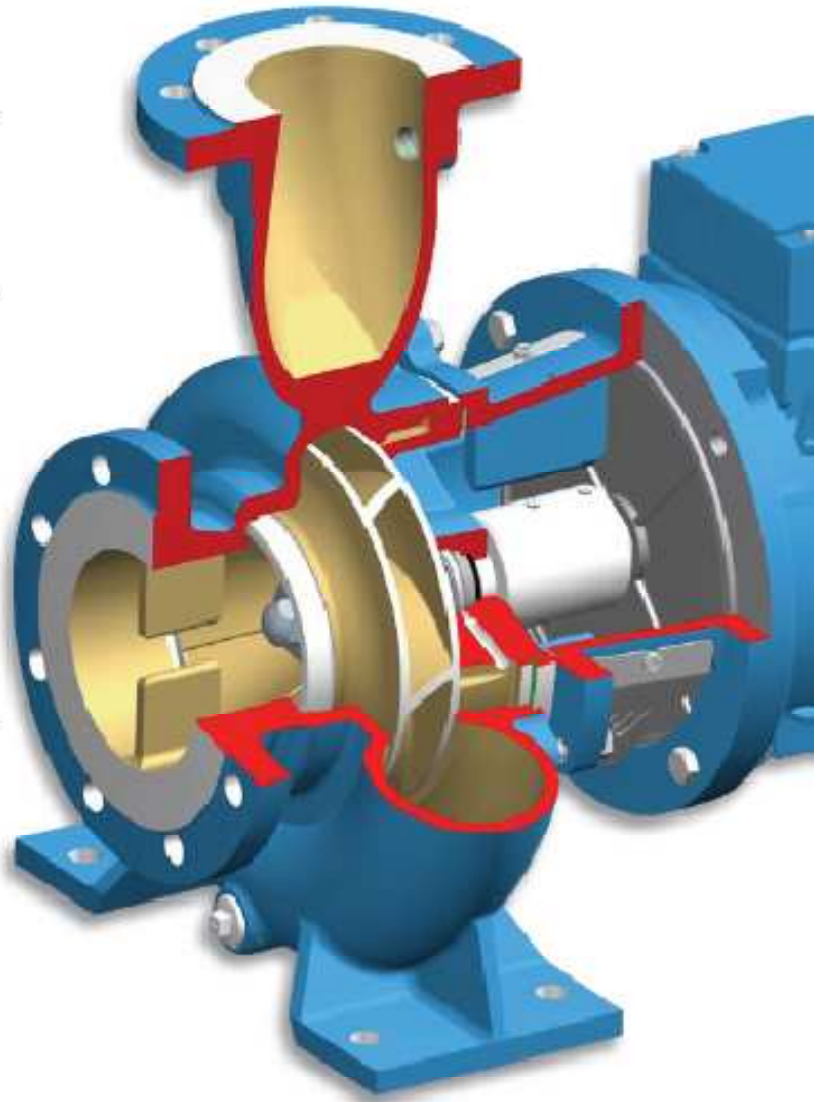
- Tapa plana para equilibrado hidráulico
- Alabes traseros para equilibrado hidráulico
- Incrementa la vida de los rodamientos

### Pie

- Pie mecanizado
- Perfecto apoyo en base y tuberías

### Protector acoplamiento

- Consiste en 2 partes iguales con enganches fijos
- Aluminio
- Montaje fácil y rápido
- Aumenta la seguridad
- No produce chispas



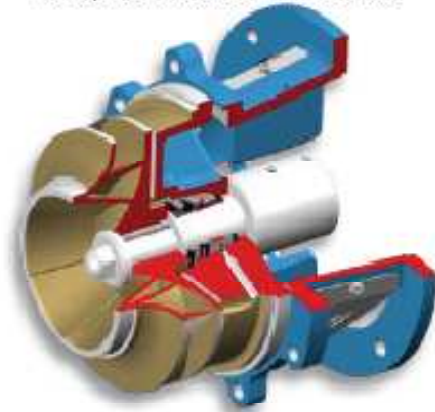
#### Motor eléctrico

- Motor con brida estándar IEC
- Rodamientos fijados
- Los tamaños de bombas mayores se montan con motor de brida y pie
- *La independencia del motor la hace*
- *Económica*
- *Fiable*
- *Rápida disponibilidad*



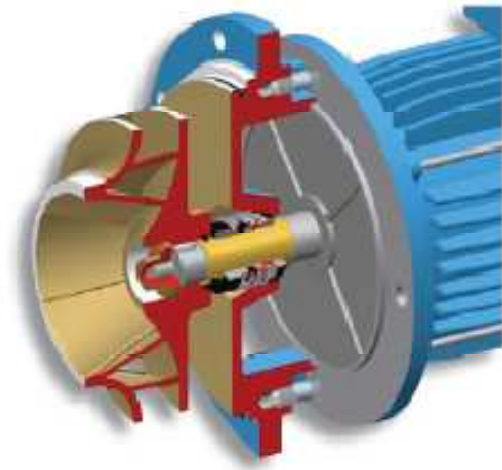
#### Cámara de cierre

- La cámara de cierre está integrada en la tapa de la bomba
- Espacio amplio y cerrado
- Canal interno para lavado del cierre
- *Perfecta alineación que incrementa la vida del cierre*
- *Mejor drenaje de la cámara del cierre*
- *Gran refrigeración del cierre*
- *No requiere tuberías de lavado externas*



#### Sellado del eje

- Cierre mecánico según norma EN 12706 (DIN 24960 L<sub>1</sub>)
- Diferentes combinaciones de materiales
- Sin tóricas
- *Intercambiables con otros cierres EN (DIN)*
- *Válida para diferentes líquidos*



#### Fácil y bajo costo de mantenimiento

- La tapa de la bomba y la linterna están montadas en la carcasa como una sola unidad, no hay elementos de separación
- Fácil y rápido desmontaje del impulsor
- Solamente 3 medidas de cierre mecánico
- Anillo de desgaste reemplazable (solamente para soporte 2 y 3)
- *Fácil desmontaje de la tapa de la bomba*
- *Acorde los tiempos de parada*
- *Larga vida de la bomba*

#### Linterna

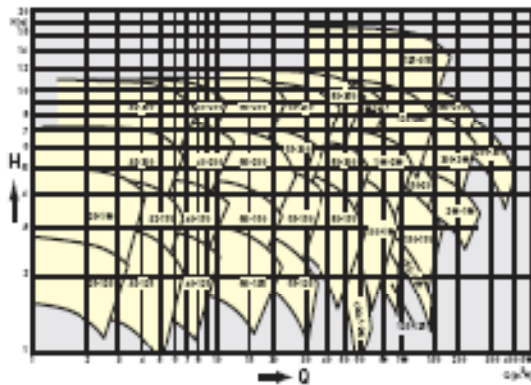
- Construida en hierro fundido
- Acabado mecanizado
- Amplia apertura

#### Semí-eje

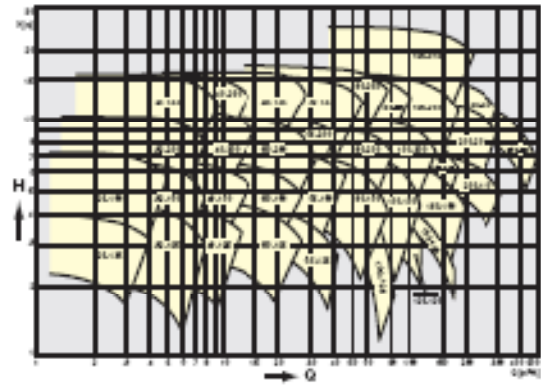
- Acero inoxidable AISI 316
- Acoplamiento a motor eléctrico IEC
- Escrito axial con tornillos

## Curvas características

Curvas basadas en velocidades de motores standard. Los valores pueden variar dependiendo de la velocidad concreta de cada motor.



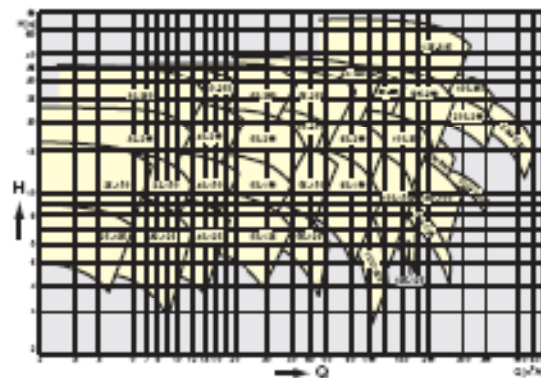
$n_{nom} = 1000 \text{ rpm}$  (Motor 6 polos - 50 Hz)



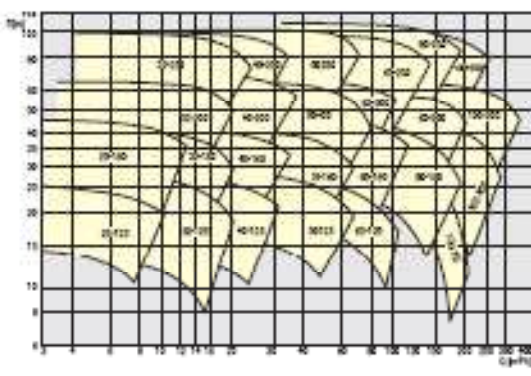
$n_{nom} = 1200 \text{ rpm}$  (Motor 6 polos - 60 Hz)



$n_{nom} = 1500 \text{ rpm}$  (Motor 4 polos - 50 Hz)



$n_{nom} = 1800 \text{ rpm}$  (Motor 4 polos - 60 Hz)

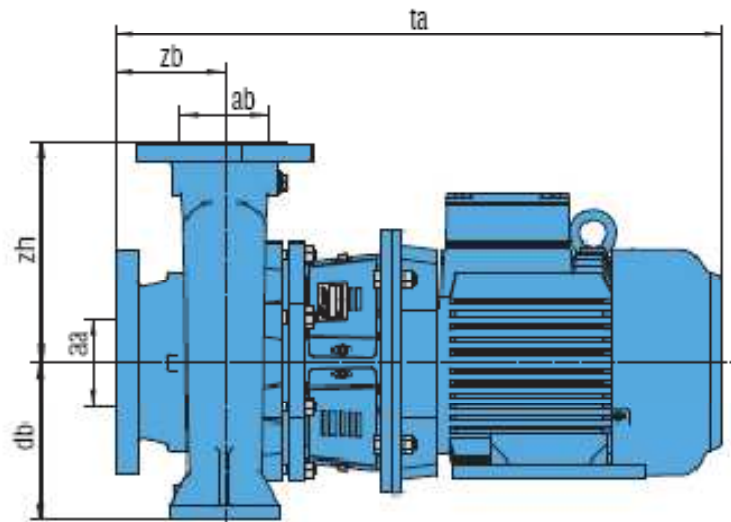


$n_{nom} = 3000 \text{ rpm}$  (Motor 2 polos - 50 Hz)



$n_{nom} = 3600 \text{ rpm}$  (Motor 2 polos - 60 Hz)

# Dimensiones



ta: de acuerdo con DIN 4.2677, tamaño verdadero depende del tamaño de motor  
 ISO 7005 PN 16 ≡ EN 1092-2 (EN 1092-1 acero inoxidable)  
 \* = ISO 7005 PN 6 ≡ EN 1092-2 (EN 1092-1 acero inoxidable)  
 \*\* = ISO 7005 PN 10 ≡ EN 1092-2  
 \*\*\* = Cuerpo en acero inoxidable  
 - = No disponible en acero inoxidable

ISO 7005 PN 16								
CombiBloc	aa	aa**	ab	ab**	db	zb	zh	ta (max)
25-125	32*	32*	25*	25*	700	62	115	537
25-160	35	35	25	25	732	64.5/94.5***	142	607/637***
32-125	50	50	32	32	712	80	140	628
32-160	50	50	32	32	732	80	160	705
32-200	50	50	32	32	760	80	160	634
32-250	50	50	32	32	780	100	225	932
40-125	65	65	40	40	712	80	140	705
40-160	65	65	40	40	732	80	160	634
40-200	65	65	40	40	750	100	150	654
40-250	65	65	40	40	780	100	225	932
50-125	65	65	50	50	732	100	160	725
50-160	65	65	50	50	760	100	160	654
50-200	65	65	50	50	780	100	200	1060
50-250	65	65	50	50	780	100/125***	225	1050/1100***
65-125	80	100	65	65	760	100	160	654
65-160	80	100	65	65	760	100	200	1050/1070***
65-200	80	100	65	65	780	100	225	1050/1070***
65-250	80	100	65	65	200	100/125***	250	1142/1157***

ISO 7005 PN 16								
CombiBloc	aa	aa**	ab	ab**	db	zb	zh	ta (max)
80-160	100	125	80	80	180	125	225	1085/1095**
80-200	100	125	80	80	180	125	250	1535
80-250	100	125	80	80	200/225**	125	280	1855
100-125	100	-	100	-	180/-	125	250	679
100-160	125	-	100	-	200/-	125	315	1100
100-200	125	125	100	100	200	125	280	1535
100-250	125	125	100	100	225	140	330	1885/1870**
125-125	125	-	125	-	225/-	140	300	694
125-200	150	150	125	125	200	140	290	1124
125-315	150	-	125	-	280/-	140	365	1135
150-125	150	-	150	-	280/-	160	400	786
150-160	150	-	150	-	280/-	160	315	1411
150-200	150	-	150	-	280/-	160	315	929
150-250	200	-	150	-	280/-	160	400	1000
200-160	200**	-	200**	-	280/-	200	400	999
200-200	200**	-	200**	-	280/-	200	400	1194
250-200	250	-	250	-	315/-	200	450	1202



Your local contact:

**SPX Process Equipment**  
Ronda Monasteri s/n  
Apdo. 97  
17820 Banyoles (Girona)  
Spain

Tel 972 580 801  
Fax 972 580 800.  
[johnson-pump.es@processequipment.spx.com](mailto:johnson-pump.es@processequipment.spx.com)  
[www.johnson-pump.com/ES](http://www.johnson-pump.com/ES)



SPX Process Equipment NL B.V.  
Dr A.F. Philipsweg 51, P.O. Box 9  
NL-9400 AA Assen, NETHERLANDS  
Phone: +31 (0)992 37 67 67. Fax: +31 (0)992 37 67 60  
E-Mail: [jp-industry.nl@processequipment.spx.com](mailto:jp-industry.nl@processequipment.spx.com)

For more information about our worldwide locations, approvals, certifications, and local representatives, please visit [www.johnson-pump.com](http://www.johnson-pump.com) and [www.spx-pe.com](http://www.spx-pe.com).

SPX reserves the right to incorporate our latest design and material changes without notice or obligation. Design features, materials of construction and dimensional data, as described in this bulletin, are provided for your information only and should not be relied upon unless confirmed in writing. Certified drawings are available upon request.

Issued: 02/2008 JP-CB-ES

© 2008 SPX



## MCV - MCH - MCHZ Multistage pumps



**SPX.**



# You can put pressure on them!

We offer you a range of reliable high-pressure multistage pumps. It includes a series of horizontal pumps, **MCH** and a series of vertical pumps, **MCV**. The horizontal types can also be supplied in a self-priming version, **MCHZ**.

The pumps consist of an inlet and outlet casing and a number of stages in between them. Each basic type is designed with a number of pressure stages. A pressure stage consists of radial diffuser channels and a matching impeller.

Flange dimensions, bolt circle and number of holes are according DIN 2535 ND 40.

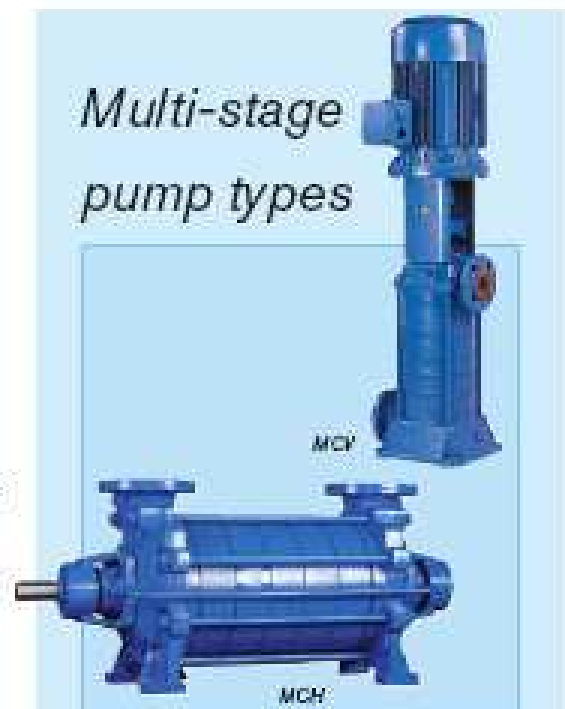
The horizontal pumps are driven by a standard IEC foot motor. The vertical pumps are driven by a standard IEC flange motor, which is connected to the lantern piece of the pump. A fitting edge ensures that alignment is not required. For all pumps the power is transmitted through a flexible coupling.

Due to the modular design there is a high level of interchangeability of parts between the multi-stage pump types.

Shaft sealing options available are mechanical seals as well as gland packing.



## Multi-stage pump types



### Typical characteristics

- Rigid, reliable construction
- Available in cast iron and bronze
- High pump efficiency
- Suitable for a wide range of duties
- Low maintenance cost
- Including a self-priming version
- Shaft sealing by means of mechanical seal or gland packing

## Proven quality all over the place!



### ■ Utility

Multistage pumps are used for pressure booster sets for water supply in high rise buildings. They are used for sinking piles by water injection on building projects. Other main duties comprise fire fighting units.



### ■ General industry

In general industry typical applications are pumping of condensate and boiler feeding, circulation of hot water or cooling water.

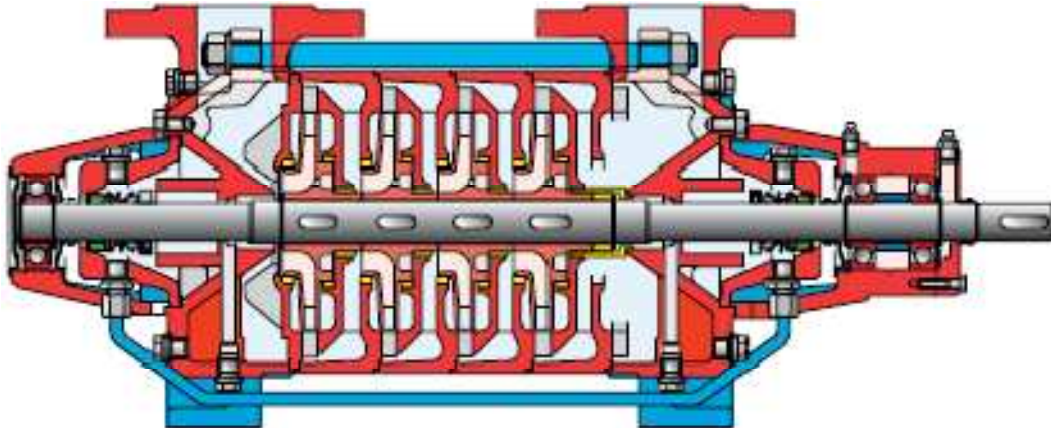


### ■ Shipbuilding

Multistage pumps can handle fresh water as well as sea water, both clean and slightly contaminated. Their compact, space saving build makes them ideal pumps for engine rooms and general duties.

## Features and *benefits*

- Bearing housing
- fitted with 2 apertures
  - easily accessible gland housing



### MCH

#### MCH feet

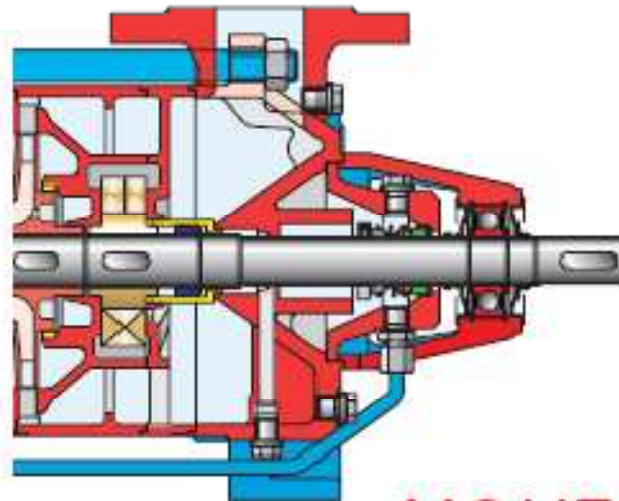
- pump casing support in vertical centre line with flange and piping
- optimal distribution of forces

#### Wearings

- on all stages casing wear-rings are applied
- increased maintainability

#### MCHZ Self-priming section

- contains a built-in vacuum pump
- operates according to the liquid ring principle
- always ready for immediate duty
- good air and gas handling, discharged immediately via the pressure pipe



### MCHZ

**Pump casings**

- cast flanges on suction and pressure casing
- cast foot on MCV suction casing
- fitted with connections for pressure gauge, balance line, possible barrier liquid and drain
- versatile casing design
- very rigid and durable construction
- exact positioning in pipework

**Suction cover**

- with 2 anti-rotation vanes located in front of the first impeller
- prevents for turbulence at impeller entry
- better NPSHr values

**Impellers**

- closed impellers
- designed with 2 sealing edges and balance holes
- better hydraulic performance
- axial forces reduced to a minimum

**Bearing**

- axially mounted bearing
- absorbing the remaining axial thrust

**Stage casings**

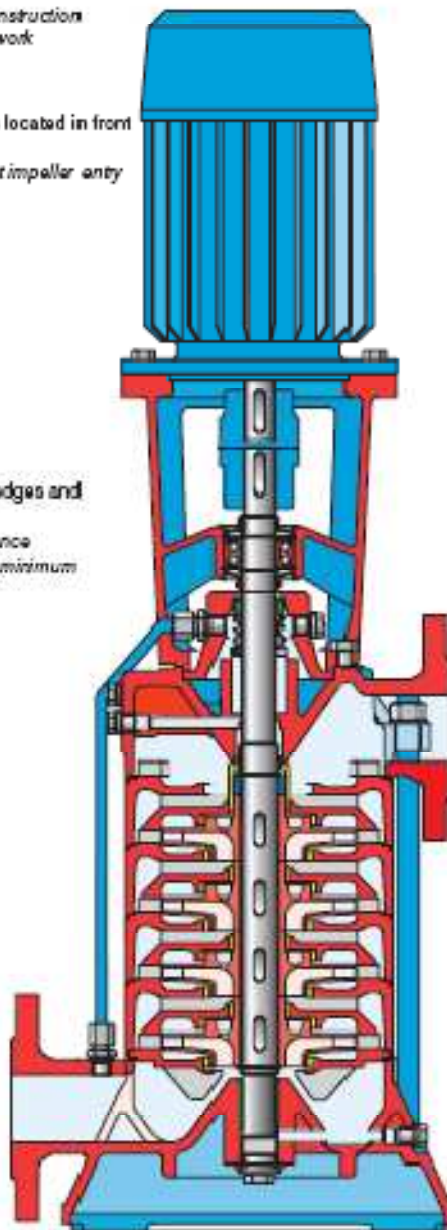
- fitted with exchangeable wear rings
- with radial diffusers
- longer pump life
- minimal radial forces resulting in low vibration

**MCV connection**

- pressure flange can be fitted in 4 ways
- versatile connection possibilities

**MCV slide bearing**

- lubricated by the pumped liquid
- fitted in the inlet casing
- requires no maintenance

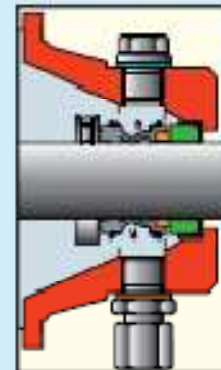
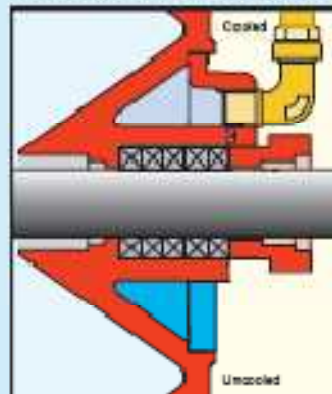
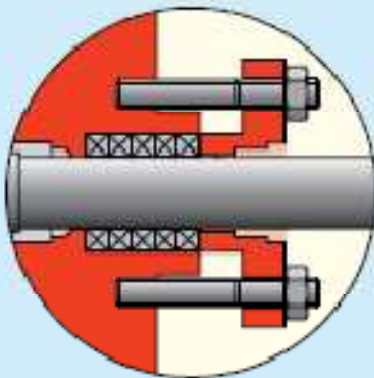


MCV

## Shaft sealing

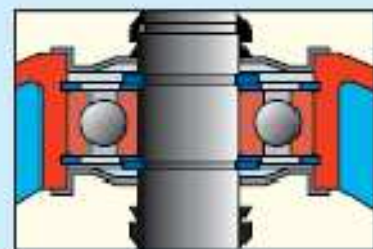
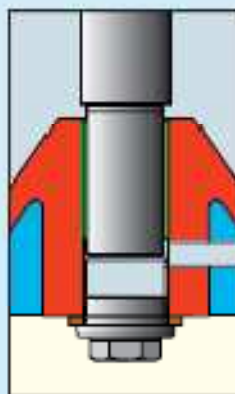
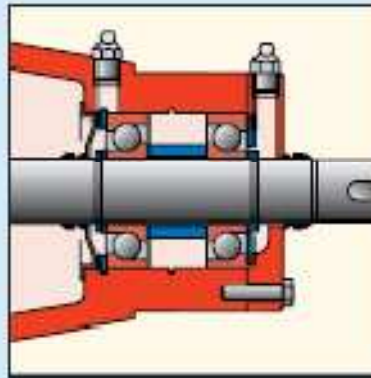
Shaft sealing is available in two variants:

- Standardized gland packing rings. When the pressure in the gland becomes too high the pumps are provided with a balance pipe. For the horizontal pump types a water cooled stuffing box is optional.
- Mechanical seal with bellows. Cooling and lubrication of this seal is achieved by circulation of the pumped liquid via a balance pipe.



## Bearing

- The horizontal pumps are designed with 2 deep-groove ball bearings. The largest types have a double-row angular contact bearing on pressure side. MCH 14 can be supplied with a reinforced bearing, consisting of 2 single-row angular contact bearings on pressure side. The bearing on pressure side is axially fixed.
- The vertical types are fitted with a double-row angular contact bearing which is axially fixed in the lantern piece. MCV 18 has a deep groove ball bearing.
- All bearings are grease-lubricated.
- In the suction casing the MCV types have a slide bearing, lubricated by the pumped liquid.

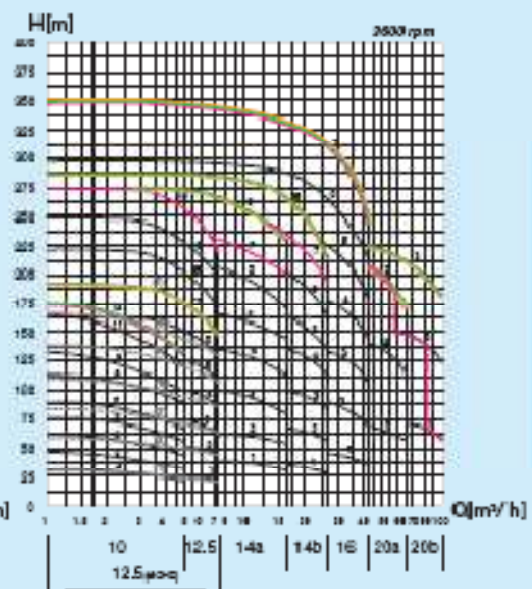
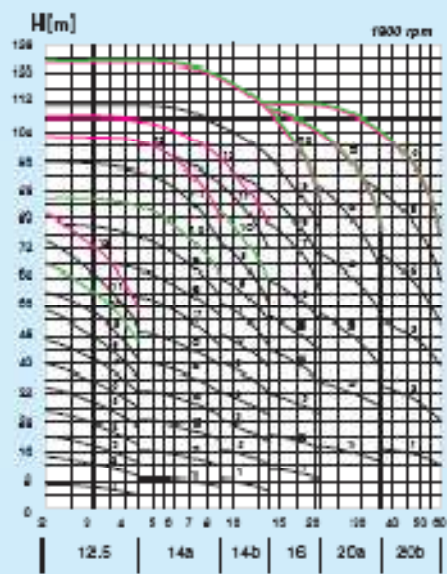
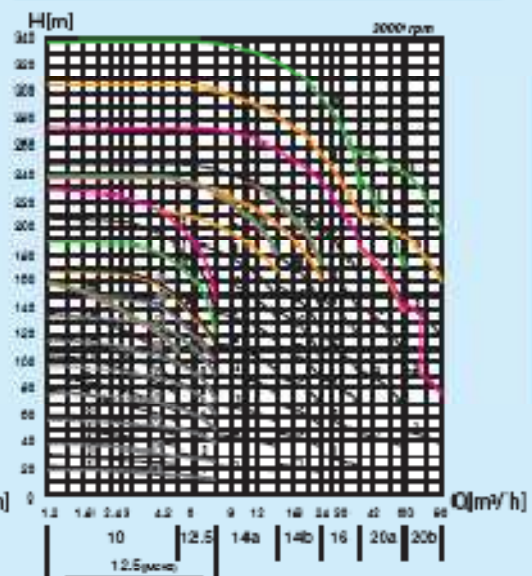
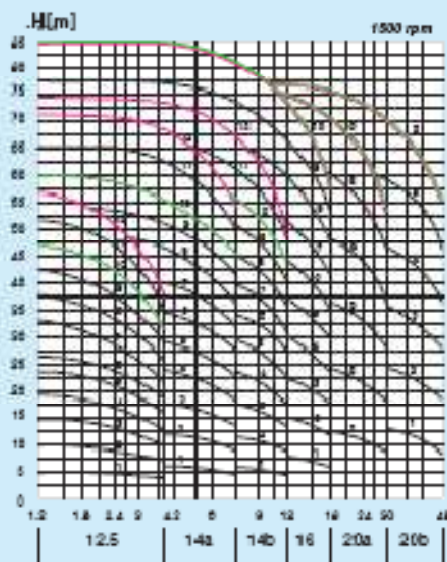


## Technical data

Max. capacity	100 m <sup>3</sup> /h
Max. head	340 m
Max. working pressure	40- (3x inlet pressure) bar
Max. temperature	-20°C / +150°C
Max. speed	3600 rpm

## Performance

- limits MCV
- limits MCH
- limits MCHZ







Your local contact:



SPX Process Equipment NL B.V.  
Dr A.F. Philipweg 51, P.O. Box 9  
NL-0400 AA Assen, NETHERLANDS  
Phone: +31 (0)502 37 67 67. Fax: +31 (0)502 37 67 60  
E-Mail: [jp-industry.nl@processequipment.spx.com](mailto:jp-industry.nl@processequipment.spx.com)

For more information about our worldwide locations, approvals, certifications, and local representatives, please visit [www.johnson-pump.com](http://www.johnson-pump.com) and [www.spxpe.com](http://www.spxpe.com).

SPX Corporation reserves the right to incorporate our latest design and material changes without notice or obligation. Design features, materials of construction and dimensional data, as described in this bulletin, are provided for your information only and should not be relied upon unless confirmed in writing.

Issued: 06/2008 JP-MCV-MCH-MCHZ-EN

Copyright © 2008 SPX Corporation



 <p>ZERT Zertifikaates GmbH-System GmbH Brazing 19244</p>	<p><b>Interruptores de Nivel Magnético para Líquidos, Instalación Lateral</b></p>		<p>Medir Controlar Analizar</p>
--	---	--	---

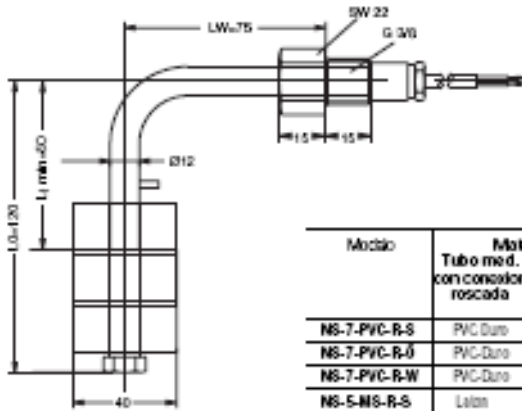


- Presión: máx. 100 bar
- Temperatura: máx. 100°C
- Conexión:  
G 3/8 male thread
- Material:  
Latón, Acero inox. , PVC, PP



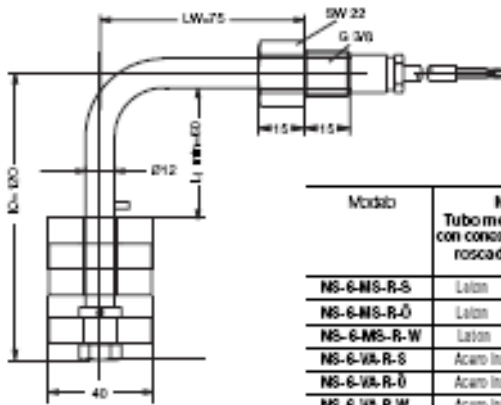
<p>Las oficinas KOBOLD están en los siguientes países: <b>ARGENTINA, AUSTRIA, BELGICA, CANADA, CHINA, FRANCIA, ALEMANIA, INGLATERRA, PAISES BAJOS, POLONIA, ITALIA, SUIZA, USA, VENEZUELA</b></p>	<p>KOBOLD Messing GmbH Nordring 22-24 D-65719 Hofheim/ta ☎ (0 6192) 299-0 Fax (0 6192) 2 3398 E-mail: info.de@kobold.com Internet: www.kobold.com</p>	<p><b>Modelo:</b> NS</p>
---	---	------------------------------

Interruptores de Nivel Magnético ,instalación Modelo NS



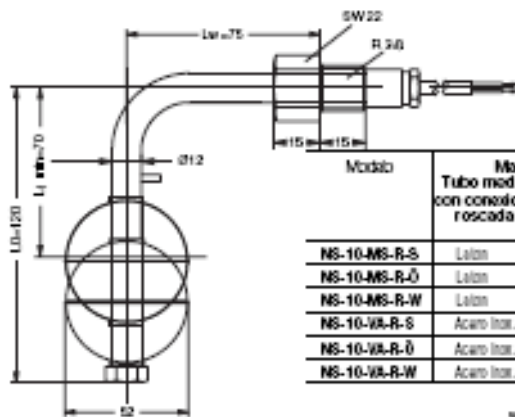
**Operación de contacto con nivel creciente:**  
 Contacto N/C: 230 V<sub>ac</sub> / 1,0 A / 60 VA  
 Contacto N/C: 230 V<sub>ac</sub> / 1,0 A / 60 VA  
 Contacto Changeover: 230 V<sub>ac</sub> / 1,0 A / 60 VA  
 Longitud del cabezal: 1 m NYLHY  
 Posición de instalación: vertical ± 30°C  
 Protección: IP 65  
 Conexión: G 3/8 male thread  
 L. mín : 50mm

Modelo	Tubo med. con conexión roscada	Material Flotador	Presión Nom. bar	Máx. Temp. °C	Numero de Contactos Funcion	Mín. Profund. de montaje mm	Densidad del Líquido g/cm <sup>3</sup>
NS-7-PVC-R-S	PVC Duro	PVC Duro	3	55	1 Contacto N/C	95	> 0,9
NS-7-PVC-R-Ø	PVC Duro	PVC Duro	3	55	1 Contacto N/C	95	> 0,9
NS-7-PVC-R-W	PVC Duro	PVC Duro	3	55	1 C. Changeover	95	> 0,9
NS-5-MS-R-S	Laitón	PP	3	55	1 Contacto N/C	95	> 0,7
NS-5-MS-R-Ø	Laitón	PP	3	55	1 Contacto N/C	95	> 0,7
NS-5-MS-R-W	Laitón	PP	3	55	1 C. Changeover	95	> 0,7
NS-5-VA-R-S	Acero Inox.	PP	3	55	1 Contacto N/C	95	> 0,7
NS-5-VA-R-Ø	Acero Inox.	PP	3	55	1 Contacto N/C	95	> 0,7
NS-5-VA-R-W	Acero Inox.	PP	3	55	1 C. Changeover	95	> 0,7



**Operación de contacto con nivel creciente:**  
 Contacto N/C: 230 V<sub>ac</sub> / 1,0 A / 60 VA  
 Contacto N/C: 230 V<sub>ac</sub> / 1,0 A / 60 VA  
 Contacto Changeover: 230 V<sub>ac</sub> / 1,0 A / 60 VA  
 Longitud del cabezal: 1 m NYLHY  
 Posición de instalación: vertical ± 30°C  
 Protección: IP 65  
 Conexión: G 3/8 male thread  
 L. mín : 50mm

Modelo	Tubo med. con conexión roscada	Material Flotador	Presión Nom. bar	Máx. Temp. °C	Numero de Contactos Funcion	Mín. Profund. de montaje mm	Densidad del Líquido g/cm <sup>3</sup>
NS-6-MS-R-S	Laitón	Polipropileno	100	100	1 Contacto N/C	120	> 0,8
NS-6-MS-R-Ø	Laitón	Polipropileno	100	100	1 Contacto N/C	120	> 0,8
NS-6-MS-R-W	Laitón	Polipropileno	100	100	1 C. Changeover	120	> 0,8
NS-6-VA-R-S	Acero Inox.	Polipropileno	100	100	1 Contacto N/C	120	> 0,8
NS-6-VA-R-Ø	Acero Inox.	Polipropileno	100	100	1 Contacto N/C	120	> 0,8
NS-6-VA-R-W	Acero Inox.	Polipropileno	100	100	1 C. Changeover	120	> 0,8



**Operación de contacto con nivel creciente:**  
 Contacto N/C: 230 V<sub>ac</sub> / 1,0 A / 60 VA  
 Contacto N/C: 230 V<sub>ac</sub> / 1,0 A / 60 VA  
 Contacto Changeover: 230 V<sub>ac</sub> / 1,0 A / 60 VA  
 Longitud del cabezal: 1 m NYLHY  
 Posición de instalación: vertical ± 30°C  
 Protección: IP 65  
 Conexión: G 3/8 male thread  
 L. mín : 70mm

Modelo	Tubo med. con conexión roscada	Material Flotador	Presión Nom. bar	Máx. Temp. °C	Numero de Contactos Funcion	Mín. Profund. de montaje mm	Densidad del Líquido g/cm <sup>3</sup>
NS-10-MS-R-S	Laitón	Acero Inox.	30	90	1 Contacto N/C	120	> 0,6
NS-10-MS-R-Ø	Laitón	Acero Inox.	30	90	1 Contacto N/C	120	> 0,6
NS-10-MS-R-W	Laitón	Acero Inox.	30	90	1 C. Changeover	120	> 0,6
NS-10-VA-R-S	Acero Inox.	Acero Inox.	30	90	1 Contacto N/C	120	> 0,6
NS-10-VA-R-Ø	Acero Inox.	Acero Inox.	30	90	1 Contacto N/C	120	> 0,6
NS-10-VA-R-W	Acero Inox.	Acero Inox.	30	90	1 C. Changeover	120	> 0,6

www.kobold.com

 <p>Zert Instrumente GmbH Grenzacherstr. 12 4063 Mettmann Germany</p>	<h2>Interruptores de Nivel</h2>		<p>Medir - Monitorizar - Analizar</p>
--	---------------------------------	--	---



<p>Los clientes KOBOLD existen en los siguientes países: <b>ARGENTINA, AUSTRIA, BELGICA, CANADA, CHINA, FRANCIA, ALEMANIA, INGLATERRA, PAISES BAJOS, POLONIA, ITALIA, SUIZA, USA, VENEZUELA</b></p>	<p>KOBOLD Messing GmbH Nording 22-24 D-82110 Kolheim/Ts. Tel: (0 89 92) 2 99-0 Fax: (0 89 92) 2 33 98 E-mail: info.de@kobold.com Internet: www.kobold.com</p>	<p>Modelo: <b>NV</b></p>
---	---	------------------------------

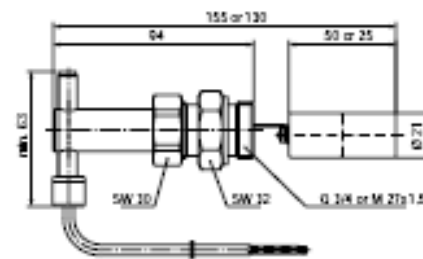
Interruptores de Nivel Modelo NV



**Descripción**

El modelo NV del interruptor de nivel de KOBOLD es un instrumento compacto de precio razonable para monitorizar niveles. Un flotador cilíndrico de acero inoxidable asociado a un extremo de un brazo del balance se mueve hacia arriba y hacia abajo con el nivel líquido. El movimiento del flotador se transfiere a un imán permanente acondicionado en el otro extremo del brazo de balance. El imán permanente cambia un contacto reed que se acondiciona en un tubo deslizante fuera del medio. Se fija el tubo mientras que un contacto en la fábrica, es decir, el contacto N/A se cierra cuando se levanta el nivel. La función de conmutación es invertible moviendo el tubo. Los instrumentos se entregan en sus fundas estándar para la instalación lateral. La cinta del Teflón se utiliza para sellar el interruptor.

**Dimensiones**



**Ajuste de la unidad del contacto**

Para ajustar la unidad del contacto la placa que bloquea en la parte superior de la cubierta debe ser aflojada y la unidad del contacto ser movida. Las flechas azules (barras) o rojas se sitúan en la unidad del contacto para los propósitos del ajuste. El borde delantero de la placa que bloquea, sirve como marca de ajuste.

- **Contacto N/O**  
Ajuste la unidad del contacto cerca de la flecha roja. El contacto se cierra mientras que se levanta el nivel del líquido.
- **Contacto N/C**  
Ajuste la unidad del contacto cerca de la flecha (barras) azul. El contacto se abre mientras que se levanta el nivel líquido.

**Detalles Técnicos**

- Cuerpo: NV-11.: latón, Ms 58  
NV-12.: acero inoxidable, 1.4301
- Conexiones: NV-11.: latón, Ms 58  
NV-12.: acero inoxidable, 1.4301
- Flotador: Acero inoxidable, 1.4301
- Resorte de hoja: Acero inoxidable, 1.4310
- Brazo de balance: Acero inoxidable, 1.4310
- Manga: NV-11.: latón, Ms 58  
NV-12.: acero inoxidable, 1.4301
- Tubo de contacto: poliamida
- Sello: NV-11.: NBR  
NV-12.: FPM
- Máx. temperatura: 110°C
- Máx. presión: 16 bar
- Posición de instalación: Horizontal
- Compon. de contacto: 1 contacto N/O / contacto N/C dependiendo del calibre g
- Conexión eléctrica: 1.5 m cable, PVC
- Voltaje de conmutación: Máx. 230 V<sub>ac</sub>
- Capacidad de contacto: Máx. 40 VA / watt
- Corriente de conmutación: Máx. 2 A
- Resistencia de contacto: Máx. 80 mΩ
- Punto cerrado: Máx. 6 mm (encima de la línea central)
- Punto abierto: Máx. 3 mm (más abajo de la línea central)
- Héresis de conmutación: Aproximadamente 8 mm
- Densidad: > 0.8 kg/dm<sup>3</sup> to 25 mm flotador  
> 0.7 kg/dm<sup>3</sup> to 50 mm flotador
- Protección: IP65
- Ex-rango: ATEX zona 1 como "operador simple"

**Aplicaciones**

- Calderas de la calefacción
- Lavado de automóviles
- Máquinas de la limpieza

**Datos de pedido (Ejemplo: NV-1101R1)**

Tipo de código	Material	Conexión/ largo del flotador	tipo de contacto, longitud de cable PVC
NV-	11= Latón 12= Ac. Inoc.	01 = G 3/4; 25 m	R1 = N/O cont., 1.5 m U1 = SPOT, 1.5 m
		02 = M27x1.5; 25 m	R2 = N/O cont., 2.0 m
		03 = G 3/4; 50 m	R4 = N/O cont., 3.0 m
		04 = M27x1.5; 50 m	R6 = N/O cont., 4.0 m R8 = N/O cont., 5.0 m

No se responsabiliza por errores editados; sujeto a cambios sin previo aviso.

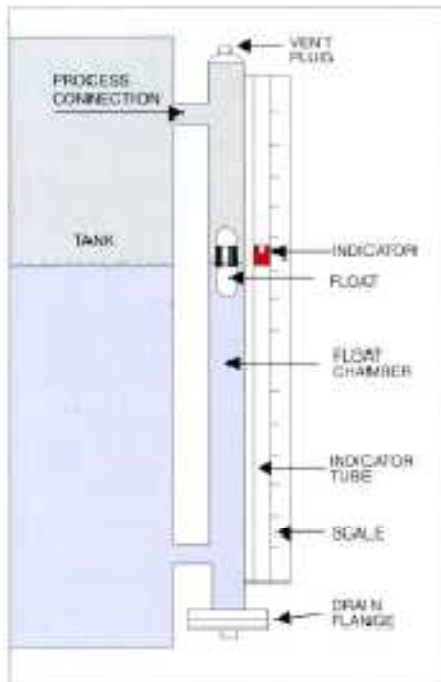
# BABBITT INTERNATIONAL

## MAGNETIC LIQUID LEVEL GAGE



**SIMPLE • SAFE • RELIABLE**

## MODEL LG-Series Level Indicators



Standard LG-Series Indicator  
(Flipper style indicator also available; see page 4 for indicator options)

### General

The basic Babbitt magnetic level gage offers simple visual level indication. By using the LT-1 transmitter, a 4-20mA signal can be sent to a remote location for indication or control functions. Additionally, level switches can be added, external to the float chamber, for alarm or control. These switches can easily be moved up or down the float chamber without shutting down or disturbing the process.

### Construction

The float chamber is typically a 2 1/2 inch stainless steel pipe with process connections that match those of the vessel. Some standard configurations are described in Table 1 on the facing page. All gages are custom made; any piping configuration is available.

The float construction is determined by the process fluid, pressure and temperature, and the specific gravity of the process fluid. Most processes use a stainless steel float, but other materials of construction are available, including exotic metals and plastics. In the sealed float is a 360° ring of magnets.

The standard indicator tube is made of glass, filled with an inert gas to eliminate condensation and hermetically sealed. An optional polycarbonate tube is available with a maximum temperature limit of 250°F. Inside the indicator tube is a lightweight magnetized indicator that is magnetically coupled to the float. This brightly colored indicator travels up and down tracking the fluid level. An operator can read the tank level from a distance of more than 100 feet.

### Safe, Simple, Reliable

Babbitt magnetic level gages are safe because the fluid never contacts the indicating glass. Should the glass ever break, there is no possibility of leakage. This is important if the liquid being measured is toxic, corrosive, flammable and/or in a high pressure or high temperature service.

Understanding the gages operation is simple. The fluid in the tank seeks its own level in the float chamber. The float in the chamber tracks the fluid level. Inside

the float assembly are magnets, located 360° around the floats' inside circumference. These magnets move the visual indicator and actuate any switches or transmitters mounted on the gage.

The only moving part in the process is the float, giving this device a high degree of reliability. All maintenance to the indicator, level switches, or transmitter is external to the process.

### General Specifications

<b>Material:</b>	All wetted parts and external metal parts are stainless steel. Indicator tube is glass or polycarbonate. Other materials are available as options.
<b>Float Chamber:</b>	2 1/2 inch pipe with RF slip-on/Blind drain flange (standard) Pressure Rating: up to 4000 psig Minimum Specific Gravity: 0.25 Temperature Rating: -200 to +1100 Deg. F Continuous
<b>Scale:</b>	Feet and inches standard with 1/2 inch scale divisions; resolution approximately 1/4 inch (Custom scales also available.)
<b>Indicator:</b>	7/8 inch diameter by 1 1/4 inch long, brightly colored red (flippers optional)
<b>Testing:</b>	All LG-Series gages are hydrostatic tested to the pressure rating specified.
<b>Welding:</b>	Boiler / piping codes ASME B31.1 / B31.3

## Standard LG-Series Mounting Styles

Gages can be fabricated to meet any mounting configuration.

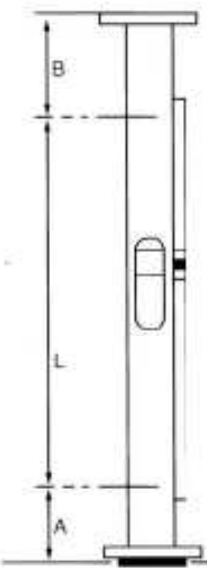


FIG. A

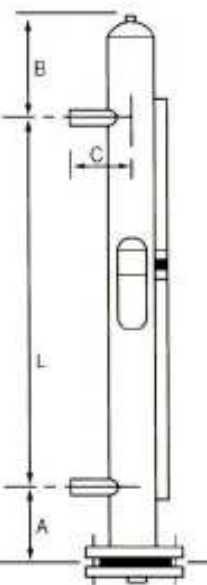


FIG. B

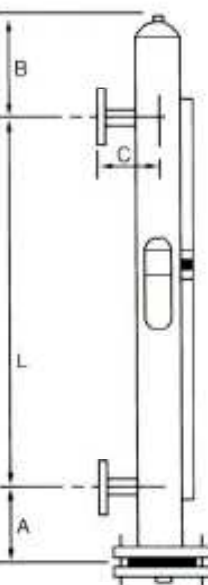


FIG. C

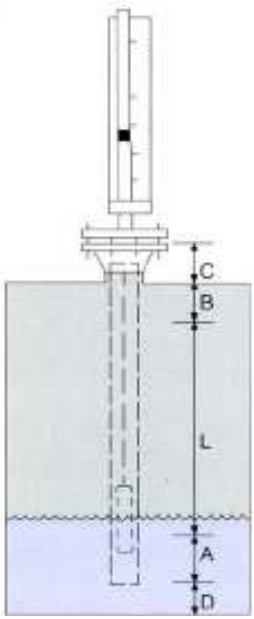


FIG. E  
(Top mounted gage with stilling well)

**NOTE:** Custom gages are available to accommodate other mounting configurations, Gages can be fabricated to meet most piping requirements.

Table 1

---

### Process Connections

Fig. A: 2 1/2 in. RF Flanges  
 Fig. B: 3000# threaded coupling; 1/2 in.; 3/4 in.; 1 in.; 1 1/2 in.; 2 in. FNPT  
 Fig. C: 1/2 in. to 2 in. lap-joint flanges (other flange types optional)  
 Fig. E: 3 in. Mounting Flange

**NOTE:** All flange bolt holes straddle center lines unless otherwise specified.  
 1/2 in. NPT top vent and bottom drain plugs standard.

Table 2

---

### Indicator Dimensions (inches)

Dimension:	A**	3**	C**	D	L (measured length)
Fig. A:	8	6	—	—	Specify
Fig. B:	8	6	4	—	Specify*
Fig. C:	8	6	4	—	Specify*
Fig. E:	8	Specify	Specify	2 (min.)	Specify

\*Length to be measured center-to-center between process connections  
 \*\*Nominal Dimensions; may vary with low specific gravity fluids

Table 3

## Level Switches for Magnetic Level Gages

### GENERAL

Babbitt International offers level switches to meet your requirements for alarm and control functions. All of these switches are non-invasive; the float magnetically activates them directly through the chamber wall of the gage. Multiple control points can be added to the gage without cutting additional holes in the vessel.

The **MLS-3** is a hermetically sealed reed switch with form C contacts. A bias magnet latches the switch maintaining the output contact if the float continues to rise (or fall) past the point of actuation. The switch will unlatch only when the float passes the switch again in the opposite direction. This low cost switch is best suited for low power alarm signals.

The **MLS-3EX** is an explosion proof version of the MLS-3. It has terminal blocks for ease of wiring.

The **MLS-3EX-2** is a DPDT version (2 form C contacts).

The **MLS-10EX** is a high current level switch and an excellent choice for controlling pumps, alarms or solenoids. The switching mechanism is a cam activated internal UL approved switch. The unit can be factory set for rising or falling level applications. Meets Class I, Division 1 requirements.

The **PS-2** is a pneumatic switch designed to control air or natural gas from 15 to 100 PSI. The unit has a rotary cam activated non-bleed switch. When the float passes the switch, the cam rotates and latches the switch in the open position. This allows unrestricted airflow. When the float passes in the opposite direction, the switch unlatches and blocks the airflow. This non-bleed design is ideal for use with pneumatic alarms, valves and pumps. Factory configured for rising or falling fluid levels.



## Flipper/Roller Indicator Option

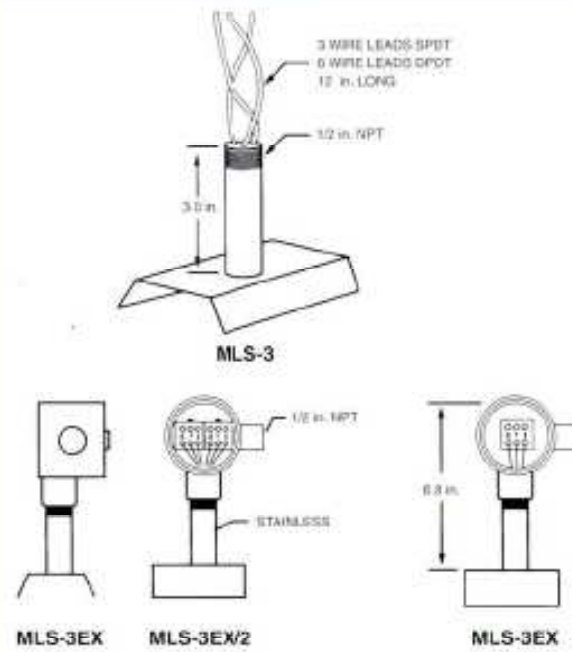
In addition to the standard magnetic follower style indicator, Babbitt also offers a flipper or roller type indicator. These consist of a series of small metal flags that are silver on one side and red on the other. As the magnetic float passes each flag with rising or falling liquid level, the flag rotates 180° to show the other color. Red indicates the liquid level and silver the vapor space. These flags are spaced every 0.4 inches (30 per foot) and give a very distinct red column corresponding to the tank level.

The flippers rotate on a ceramic and stainless steel bearing surface. They are housed in an extruded, anodized aluminum channel with a recessed glass window. After assembly, the unit is purged with inert gas (argon) and hermetically sealed. The assembly is custom made for each gage and is one continuous piece up to 20 feet, with no joints or blind spots.

These flippers have been tested through 50,000 cycles at float travel speeds from 10 feet per minute to 800 feet per minute without a failure. In violent or turbulent processes it is possible, though unlikely, that the standard magnetic follower can become temporarily decoupled. This cannot happen with the flippers. Flippers are rated for temperatures ranging from -200° to 850° F.



**MLS-3 SERIES**



**MLS-3**

**MLS-3EX    MLS-3EX/2    MLS-3EX**

**SPECIFICATIONS**

**Deadband** 0.5 inch

**Maximum Temp.** 600 Deg. F

**Minimum Temp.** -40 Deg. F

**Contacts** SPDT or DPDT

**Contact Ratings**

**Volts AC/DC** 150

**Amps** 1.0

**Watts** 50

**Housing** (MLS-3) 304SS encapsulated  
(MLS-3EX) (Ex-Proof Condulet)

**Elec. Class** MLS-3: Gen Purpose  
MLS-3EX: Class 1  
Div. 1, Grps. B, C, & D  
UL & C-UL Listed

---

**PS-2 SERIES**

**MLS-10EX SERIES**

**SPECIFICATIONS**

**Deadband** 0.5 inch

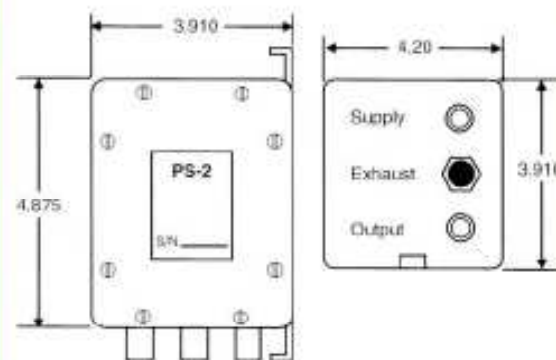
**Maximum Temp.** 200 Deg. F

**Minimum Temp.** 0 Deg. F

**Supply Pressure** 30-100 psi

**(Dry, Filtered Air or Gas)**

**Housing** 316SS, NEMA 4



**PS-2 PNEUMATIC SWITCH**

**SPECIFICATIONS**

**Deadband** 0.5 inch

**Maximum Temp.** 200 Deg. F

**HT Version:** 450 Deg. F

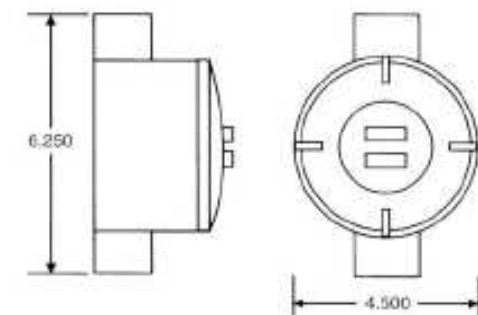
**Contacts** DPDT

**Contact Rating:**

**10 AMP Max. @ 125/250 VAC**

**1/2 AMP Max. @ 125 VDC**

**Housing** Ex-Proof Condulet  
Class 1, Div. 1, Grp. B, C, D.



**MLS-10EX**

## LT-1 LEVEL TRANSMITTER

### Principle of Operation

The LT-1 Level Transmitter is designed for use with the LG Series Level Gage to provide a 4-20 mA control signal proportional to level. The transmitter mounts externally on the gage chamber and consists of a sensor tube made up of a string of resistors and magnetically operated reed switches. There is a switch and resistor every 1/2 inch along the length of the sensor tube (1/4 inch resolution option is available.)

The circuit board containing the resistors and switches may be the same length as the measured range or any portion thereof. The sensor circuit is encapsulated in the stainless steel sensor tube. A threaded connection at the top of the tube is for mounting the transmitter housing. This housing is rated for Class 1, Division 1, Groups B, C & D hazardous areas. The LT-1 assembly may be made intrinsically safe by remote mounting of the transmitter in a safe area and operating the sensor through an approved safety barrier.

As the magnetic float inside the gage chamber rises with increasing fluid level, the switches close, thereby changing the resistance in the circuit. A two-wire transmitter converts this resistance change to a 4-20 mA current signal corresponding to fluid level. Resolution of the transmitter is 1/2 inch or 1/4 inch which is proportional to the spacing of the sensor switches.



Non-Invasive LT-1 Transmitter

### Specifications

#### Sensor:

- Length: up to 20 feet standard
- Resolution: 1/2 inch (1/4 inch optional)
- Housing: Stainless steel
- Operating Temp: to 500 Deg. F (process fluid)

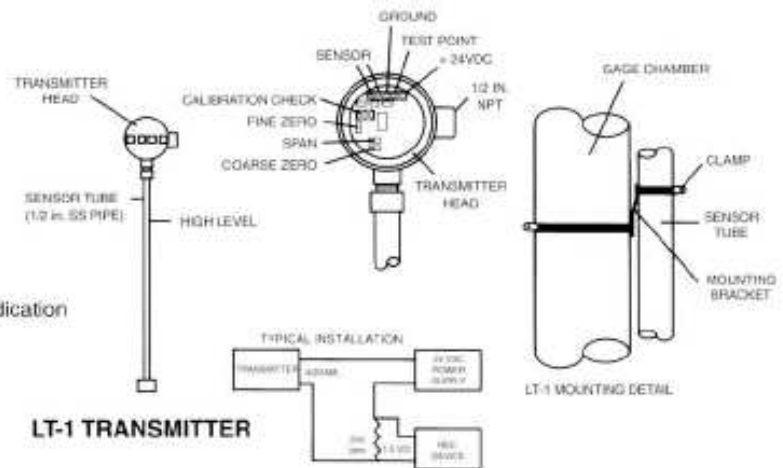
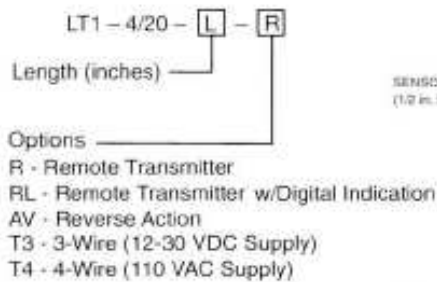
#### Transmitter:

- Output: 4-20 mA (2-wire)
- Load: 750 ohms max.
- Power: 24 VDC nominal
- Housing: explosion-proof, Class 1, Div. 1, Grps. B, C & D
- Temperature: 150 Deg. F. (inside housing)\*

Note: Complete assembly is UL & C-UL listed for Class 1, Div. 1, Grps. B, C & D

\*Note: For higher temperature applications, transmitter should be mounted away from level chamber and sensing element. See manual for high temperature transmitter mounting.

### Part Number Example:



**QUOTATION REQUEST WORKSHEET  
FOR MAGNETIC LEVEL GAGES**

Name \_\_\_\_\_ Date \_\_\_\_\_

Company \_\_\_\_\_ RETURN FOR QUOTE TO:

Address \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

Phone \_\_\_\_\_ FAX \_\_\_\_\_

Quantity \_\_\_\_\_ Chamber material (circle one) 316SS 304SS CPVC ALLOY-20 OTHER \_\_\_\_\_

Process fluid \_\_\_\_\_

Maximum operating pressure \_\_\_\_\_ PSIG Maximum operating temperature \_\_\_\_\_ Degrees F

Specific gravity of fluid \_\_\_\_\_ Chamber Style (see page 3) \_\_\_\_\_

Process connection size \_\_\_\_\_ inches Flange Rating \_\_\_\_\_ PSIG

Center to Center ( L dimension in inches ) \_\_\_\_\_ Indicator (circle one) INDICATOR TUBE FLIPPER/ROLLER

Level switches required? Quantity \_\_\_\_\_ Type \_\_\_\_\_

4-20 mA Loop Powered Transmitter? \_\_\_\_\_

Special requirements / Tagging \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

Part Number: \_\_\_\_\_

**All gages are custom made. If you have a special requirement, please use the space below for a sketch!**

[Click here to print this page](#)



**BEFORE:** A process vessel with three float switches, two short sight glasses, a pneumatic level controller and 15 valves and associated plumbing.



**AFTER:** The same vessel shown at left after installation of a magnetic gage and the same controls (plus more) at about half the cost to the customer.

Order Information	Typical Options
<p>Standard LG-Series Gages (316 SS) Example:</p> <p><b>*Model LG6 B-- 3/4"--300#-- 0.92-- 100°F-- 250-- 36" --x</b></p> <p>Mounting Style A, B, C or E <i>(see Table 1)</i></p> <p>Process Conn. Sizes <i>(see Table 2)</i></p> <p>Flange Rating</p> <p>Specific Gravity of Measured Fluid</p> <p>Max. Operating Temp (°F)</p> <p>Max Operating Press (psig)</p> <p>Measurement Length "L" (in.) <i>(see Table 3)</i></p> <p>Options (for options not listed consult factory)</p> <p style="text-align: right;">*(LG6 = 316SS, LG4 = 304SS LGPVC = PVC etc.)</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>CS - Carbon Steel Flanges</li> <li>ST - Steam Trace</li> <li>HT - Heat Trace (electric)</li> <li>IB - Insulation Blanket</li> <li>FS - Flipper Indicator with Scale</li> <li>RJ - Ring Joint Flanges</li> <li>WN - Weld Neck Flanges</li> <li>3A - 3A Approval for sanitary service</li> <li>FX - Fixed Flanges (RFSO)</li> <li>PI - Polycarbonate Indicator</li> <li>BV - Blocking Valve (specify type)</li> <li>VV - Vent Valve (specify type)</li> <li>DV - Drain Valve (specify type)</li> <li>X - Special Options (spell out description)</li> </ul>

Specifications subject to change without notice



 <p><b>M-Zert</b> Zertifiziertes QM-System gemäß DIN EN ISO 9001</p>	<h2 style="margin: 0;">Caudalímetro tipo Rueda de Paletas/Contador/Dosificador para Líquidos</h2>		<p>medición + monitoreo + análisis</p>
---	---	--	--



Modelo: ADI-K...

- Rangos de caudal: 6-30 a 65-1100 L/min agua
- Precisión de medición: ±0.5% f.s. + 2.5% del valor medido
- p<sub>máx</sub>: 25 bar; t<sub>máx</sub>: 100 °C
- Rango de viscosidad: 1-300 mm<sup>2</sup>/s
- Conexión: G 1/2 a G 2 hembra, conexión encolada DN 15 a DN 50
- Material: latón, ac. inox., PVDF, PP, PVC
- Salida: pulsos, 4-20 mA, indicador digital, contador o dosificador

- Diseño compacto, modular
- Configuración individual de todos los parámetros de medición



Modelo: DFB-Z...



Modelo: DFB-P

Kobold a nivel mundial:  
 ALEMANIA, ARGENTINA, AUSTRIA, BÉLGICA, CANADA, CHILE, CHINA,  
 ESPAÑA, FRANCIA, HOLANDA, INDIA, INGLATERRA, INDONESIA, ITALIA,  
 MALASIA, MEXICO, PAISES BAJOS, POLONIA, REPÚBLICA CHECA,  
 SINGAPUR, SUIZA, TAILANDIA, USA, VENEZUELA, VIETNAM

KOBOLD Messring GmbH  
 Nordring 22-24  
 D-85719 Hofheim/Ta.  
 ☎ +49(0)61 62 2 99-0  
 Fax +49(0)61 62 2 33 0  
 E-Mail: info.de@kobold.com  
 internet: www.kobold.com

Modelo:  
 DFB...

171

Caudalímetro tipo Rueda de Paletas/Contador/Dosificador Modelo DFB



**Descripción**

El medidor de caudal compacto KOBOLD modelo DFB está basado en el principio de la rueda de paletas y es especialmente adecuado para su uso en líquidos sin contenido de sólidos. Los materiales utilizados permiten su uso en medios agresivos.

El medidor de caudal consta del sensor de medición y rueda de paletas con imanes acoplados, soportados por un cojinete cerámico. Cuando es sometido al caudal, la rueda de paletas emite una señal de medición proporcional al caudal, hacia un sensor de efecto Hall montado en el módulo de la rueda de paletas. El sistema de evaluación basado en microprocesador brinda salidas estándar de corriente, pulsos y relé.

Los accesorios de montaje del medidor de caudal DFB le permiten una instalación fácil y rápida.

**Áreas de Aplicación**

Los dispositivos son utilizados principalmente para medir, monitorear y dosificar líquidos con un máximo de 1% de contenido de sólidos y viscosidad máxima de 300 mm<sup>2</sup>/s.

**Ejemplos de Aplicación:**

- Tecnología de aguas residuales
- Tratamiento de agua e Ingeniería de proceso
- Monitoreo de agua de refrigeración
- Excelente sistema para plantas envasadoras (tecnología de alimentos y bebidas)
- Dosificación, ejemplo: de productos químicos

**Diseño de los Dispositivos**

El completo dispositivo de medición comprende:

- **Módulo de conexión al proceso o rueda de paletas**

El módulo de conexión está disponible en PP, PVC, PVDF, latón o acero inoxidable. Los plásticos cuentan con una conexión para encolar (tamaño nominal DN 15 a DN 50). Los accesorios metálicos con rosca hembra (tamaños G 1/2 a G 2) son montados en la tubería.

- **Módulo Electrónico**

El módulo de conexión y el módulo electrónico son despachados como una unidad montable. La electrónica puede ser reemplazada en cualquier momento, incluso si la tubería está llena. El módulo electrónico se monta simplemente sobre la conexión y se asegura girando un cuarto de vuelta.



Los siguientes modelos están disponibles:

- **Sensor de Efecto-Hall con salida de pulsos**
- **Sensor de Efecto-Hall con salida de pulsos calibrada**  
Parametrización del Factor K y multiplicador a través de botones giratorios.

- **Módulo analógico de 4-20 mA**

Se requiere de un panel de operador, suministrado como opcional, para programar la salida analógica. El factor K, la unidad del tiempo y la salida de 4-20 mA pueden ajustarse desde este panel. El caudal puede ser visualizado en modo de operación. El módulo funciona también sin el panel de operador - que es solamente utilizado para ajustar los parámetros.

- **Medidor de caudal/dosificador**

Muestra el caudal, la corriente de salida, el conteo principal, el conteo diario y el reset. Define el idioma, unidades, factor K, salida de 4-20mA, salida del pulso, relé (opcional), filtro, contador principal de restauración. Cambios de prueba en configuración inicial, revisión del rango de frecuencia, prueba del sensor, simulación de caudal.

- **Sistema dosificador y medidor**

Muestra la cuenta principal, cuenta diaria, cantidad dosificada, tipo de dosificación y caudal.

Define el idioma, unidades, factor K, selecciona la técnica de dosificación, conexión de sobrecaudal, alarma, función del relé, reset del contador principal. Prueba el indicador del modo de operación, prueba del relé, visualiza la frecuencia de la rueda de paleta.

**Especificaciones técnicas del módulo de conexión**

Rango de temperatura:

Medio: 0 a +100 °C (latón, ac. inox., conexión PVDF)  
0 a +80 °C (conexión PP)  
0 a +60 °C (conexión PVC)

Ambiente: 0...60 °C

Almacenamiento: -10...+60 °C

Presión nominal: PN 16 (para latón o conexión de ac. inox.)  
PN 10 (para PP, PVC, conexión PVDF)

Presión máxima del medio: 25 bar (conexión de latón o ac. inox.)  
16 bar (conexión de PP, PVC, PVDF)

Tipo de protección: IP 65

Precisión: ± 0,5% t.s. + 2,5% del valor medido

Repetibilidad: 0,4% del valor medido (agua, 20 °C)

**Materiales**

Conexión: Latón, ac. Inox. 1.4404, PP PVC o PVDF

Rueda de paleta: PVDF

Eje, cojinetes: cerámica

Sello: FPM (Estándar)

Cuerpo electrónico: Plástico (PA y o PC)

Caudalímetro tipo Rueda de Paletas/Contador/Dosificador Modelo DFB



**Especificaciones técnicas del módulo electrónico**

**Sensor de Efecto Hall con salida de frecuencia:**  
 Alimentación: 12 a 30 V<sub>DC</sub>  
 Señal de salida: PNP/NPN, colector abierto  
 máx. 100 mA,  
 frecuencia 0 a 200 Hz

**Módulo electrónico con salida analógica de 4-20 mA:**

Alimentación: 12 a 24 V<sub>DC</sub>  
 Señal de salida: 4-20 mA  
 Carga: máx. 500 Ω a 12 V,  
 máx. 1000 Ω a 24 V

**Módulo electrónico Medidor de Caudal/Contador**

Alimentación: 12 a 30 V<sub>DC</sub>, opción 115/230 V<sub>AC</sub>  
 Salida de corriente: 4-20 mA  
 Carga: máx. 900 Ω a 30 V,  
 máx. 500 Ω a 24 V,  
 máx. 100 Ω a 15 V,  
 máx. 800 Ω a 115/230 V<sub>AC</sub>  
 PNP/NPN, colector abierto,  
 0 a 30 V, 100 mA,  
 Relé (opcional): 2 relés, ajustables, 3 A, 230 V

**Módulo electrónico Dosificador/Contador**

Alimentación: 12 a 30 V<sub>DC</sub>, opción 115/230 V<sub>AC</sub>  
 Entradas digitales: 4; 5 a 30 V<sub>DC</sub>  
 Salidas digitales: 1; PNP/NPN, colector abierto,  
 0 a 30 V, 100 mA  
 Salida de relé: 2 relés, ajustables, 3 A, 230 V

**Datos de pedido (Dispositivos con conexión metálica)**

Modelo	Módulo electrónico		Módulo de conexión			Rango de medición	
	Función	Alimentación	Material de la conexión	Material del sello	Conexión	[L/min]	[máx. L/min]
DFB-PK..	Sensor de Efecto Hall con salida de pulsos	..8..=12..30 V <sub>DC</sub>	..1..=latón ..4..=ac. inox. 1.4404	..F..=FFM	..R15= G 1/4 IG ..N15= 1/2" NPT	6-30	100
DFB-PH..	Sensor de Efecto Hall con salida de pulsos calibrada				..R20= G 1/4 IG ..N20= 1/2" NPT		
DFB-A4..	Salida analógica 4-20 mA	..8..=12..24 V <sub>DC</sub>			..R25= G 1 IG ..N25= 1" NPT	9-55	200
DFB-ZM..	Medidor de caudal/contador	..0..=230 V <sub>AC</sub> ..1..=115 V <sub>AC</sub> ..8..=12..30 V <sub>DC</sub>			..R32= G 1 1/4 IG ..N32= 1 1/2" NPT	15-85	330
DFB-ZK..	Medidor de caudal/contador con 2 relés				..R40= G 1 1/2 IG ..N40= 1 1/2" NPT	20-130	450
DFB-DZ..	Dosificador/medidor				..R50= G 2 IG ..N50= 2" NPT	35-300	700
				55-350	1100		

Ejemplo de pedido: DFB-PH 3 1 F R15 (salida de pulsos, conexión de latón con sello de FFM, conexión G 1/4)

**Datos de pedido (Dispositivos con conexión plástica)**

Modelo	Módulo electrónico		Tuerca de unión de Módulo de conexión			Rango de medición	
	Función	Alimentación	Material de la conexión	Material del sello	Conexión enroscada	[L/min]	[máx. L/min]
DFB-PK..	Sensor de Efecto Hall con salida de pulsos	..8..=12..30 V <sub>DC</sub>	..F..=PVDF (conexión de tubo soldable)	..F..=FFM	con accesorio de conexión ..K15= DN 15	6-30	100
DFB-PH..	Sensor de Efecto Hall con salida de pulsos calibrada				..K20= DN 20		
DFB-A4..	Salida analógica 4-20 mA	..8..=12..24 V <sub>DC</sub>			..K25= DN 25	9-55	200
DFB-ZM..	Medidor de caudal/contador	..0..=230 V <sub>AC</sub> ..1..=115 V <sub>AC</sub> ..8..=12..30 V <sub>DC</sub>			..K32= DN 32	15-85	330
DFB-ZK..	Medidor de caudal/contador con 2 relés				..K40= DN 40	20-130	450
DFB-DZ..	Dosificador/medidor				..K50= DN 50	35-300	700
				55-350	1100		

Ejemplo de pedido: DFB-PH 3 P F K15 (salida de pulsos, conexión de PP con sello de FFM, conexión G 1/4)

Opción: Panel de operador con indicador LCD y teclas para parametrización (Pedido no.: DFB-BED)

No se asuma ninguna responsabilidad por errores; sujeto a cambios sin previo aviso.

www.kobold.com

173

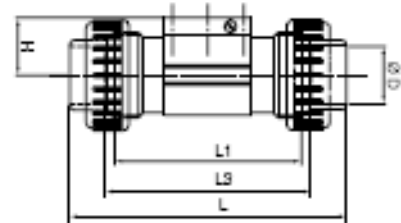
Caudalímetro tipo Rueda de Paletas/Contador/Dosificador Modelo DFB



**Dimensiones**

Conexión de PP, PVC, PVDF con conexión encolada y tuerca de unión

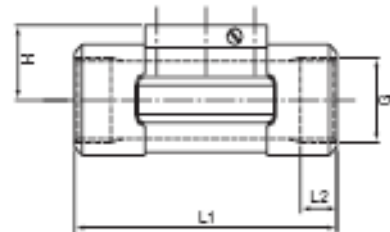
DN	diam.	L	L1	L3	H
15	20	128	90	96	34,5
20	25	144	100	106	32,0
25	32	160	110	116	32,2
32	40	168	110	116	35,8
40	50	188	120	127	30,6
50	63	212	130	136	45,7



**Dimensiones**

Conexión de latón, ac. Inox. con rosca hembra

DN	G	L1	L2	H
15 / 1/2"	G 1/2 1/2 NPT	85 84	16,0 16,8	34,5 34,1
20 / 1/4"	G 1/4 1/4 NPT	95 94	17,0 18,1	32,0 31,6
25 / 1"	G 1 1 NPT	105 104	23,5 17,8	32,2 31,8
32 / 1 1/4"	G 1 1/4 1 1/4 NPT	120 119	23,5 20,8	35,8 35,4
40 / 1 1/2"	G 1 1/2 1 1/2 NPT	130 129	23,5 19,8	30,6 30,2
50 / 2"	G 2 2 NPT	150 148	27,5 23,8	45,7 45,2

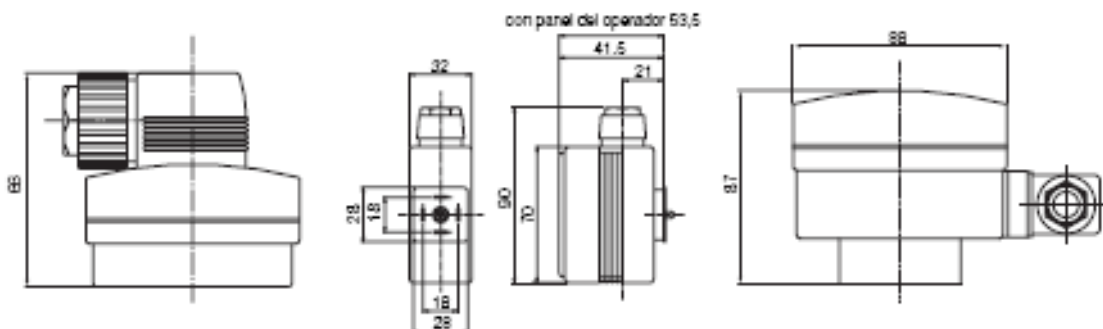


**Dimensiones de los módulos electrónicos**

Salida de pulsos

Salida analógica

Medidor de caudal/contador  
Dosificador/medidor







## Detectores de caudal Series AD-15, ADI-15, ADT-15, VH-35

Los detectores de caudal de gases y líquidos AD y VH, confirman (SI, NO), el paso de un fluido en instalaciones de:

- Refrigeración de máquinas-procesos
- Circuitos hidráulicos y de lubricación
- Circuitos de aceites térmicos
- Control de circulación de gases
- Control de refrigeración en cierres mecánicos

La serie AD-15 está equipada con uno o dos detectores reed.

La serie ADI-15 está equipada con detectores reed e indicador local del caudal instantáneo.

La serie ADT-15 está equipada con detectores reed, de indicador local del caudal y transmisor 4-20 mA.

La serie VH-35 está equipada con un detector reed de sistema lámina-paleta, especialmente indicada para tuberías de gran DN.



AD-15



ADI / ADT -15



VH-35

### Ventajas

- Lecturas en tuberías horizontales o verticales.
- Detección del caudal por campo magnético, total estanqueidad, sin contacto entre el fluido y los sistemas de detección reed, indicadores o transmisores.
- Trabajo con líquidos normales, opacos o turbios.
- Buena precisión con variaciones de viscosidad y densidad.
- Construcción robusta y simple.
- Fácil instalación.
- Muy buena relación calidad-precio.
- Escalas normalizadas en H<sub>2</sub>O, aire, aceites, etc. (Series AD/ADI/ADT)
- Precisión  $\pm 5\%$  con influencia mínima por variación de la viscosidad hasta 80° E (600 cSt).



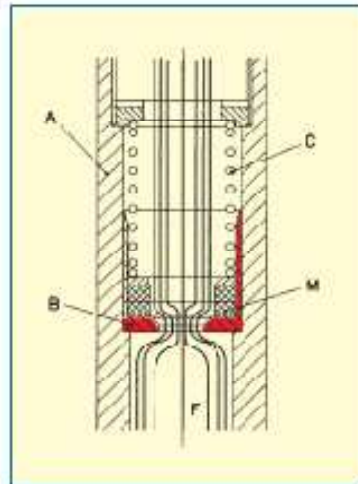
**Principio de medida**  
**Serie AD-15, ADI-15, ADT-15**  
**Por disco aforado y muelle de fuerza**

Si a través de un tubo de medida cilíndrico A, con un disco B aforado y muelle de fuerza C, circula un fluido con caudal suficiente, desplazará al disco aforado B.

El espacio recorrido por B depende:

- Del caudal circular F.
- La relación de Áreas A y B.
- La fuerza de oposición C del muelle calibrado.
- El equilibrio entre las fuerzas F y C, define el punto de posicionamiento del disco aforado B, equivalente al caudal circulante.

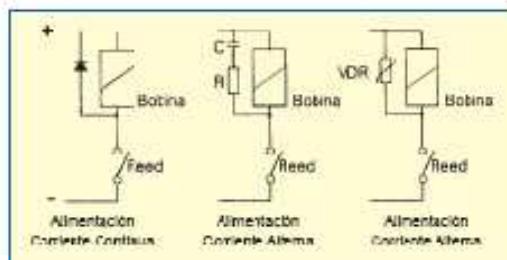
El disco aforado B, equipado con imanes permanentes M, actúa en el exterior, sobre los detectores reed, indicadores locales, transmisores, etc. con escalas graduadas para cada fluido.



**Datos técnicos**  
**Serie AD-15, ADI-15, ADT-15**

- Precisión:  $\pm 5\%$  valor final escala
- Ambito de medida: 10:1.8
- Recomendado del disco aforado: 40 mm  $\pm$  5 mm
- Escalas: Graduadas en l/h, l/min, l/s, m<sup>3</sup>/h, %, etc.
- Montaje: Vertical (fluido ascendente o descendente)  
Horizontal (fluido derecha o izquierda)
- Unión: Roscas 1/4" a 2 1/2" GAS  
Otras bajo demanda
- Materiales: Latón de 1/4" a 1 1/2"  
Aluminio de 1 1/4" a 2 1/2"  
(bajo demanda AISI-316)
- Presión de trabajo: 16 bar  
(bajo demanda hasta 360 bar)
- T° de trabajo: Continua 103° C, Máxima punta 120° C.
- Detectores reed

Contactos conmutados libres de potencial  
 Caja de poliamida estanca, conector IP-65  
 /1A = 1 detector reed  
 /2A = 2 detectores reed



- Características reed: Diámetros 1/4" y 1/2"  
Reed 0.25A 125V 3VA  
Diámetros 3/4" a 2 1/2"  
Reed 1A 250V 60VA
- Transmisor: 4-20mA, dos hilos, escala lineal, serie TF-12  
Sistema HALL por campo magnético  
Sin contacto físico con el sistema de medida  
- Alimentación: 15 a 50 Vcc  
- T° ambiente: -5 +70 ° C  
- Precisión: mejor que 0.6% respecto a la lectura  
- Carga máxima en lazo 4-20 mA:  $\frac{V_s - 10}{0.02} \Omega$   
Donde  $V_s$  es la tensión de alimentación  
- Conector del transmisor: 1/4" y 1/2", conector IP-65  
3/4" a 2 1/2" prensa estopas con 1,5 m. cable

Cuando la carga es inductiva, por ejemplo bobinas de relés o electroválvulas, debe proteger los contactos del reed contra sobretensiones.

Con una alimentación de corriente continua, debe emplearse un diodo inversador según el esquema.

Con alimentación de corriente alterna, puede emplearse un circuito RC como el dado, aunque un varistor (VDR) es mejor y más fácil de seleccionar el valor correcto.

El VDR debe tener una tensión de conducción 1,2 veces mayor que la tensión alterna rms de alimentación.

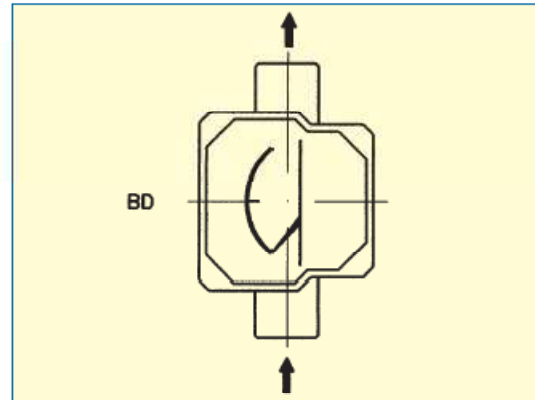
Los varistores especifican la tensión rms de trabajo, por ejemplo un varistor S10K25 tendrá 25 V<sub>rms</sub> de tensión de trabajo y una tensión de conducción de 39 V a 1mA.



### Montajes Denominación

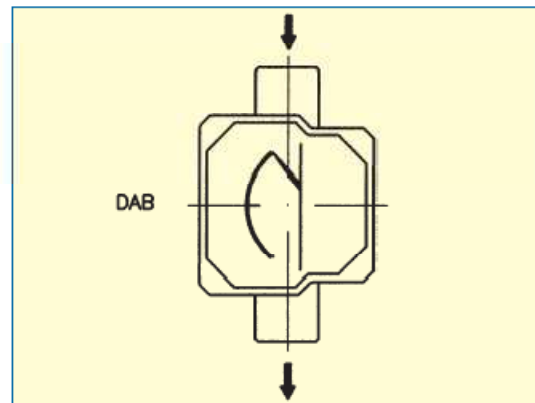
#### Vertical ascendente

Series AD-15/BD  
ADI-15/BD  
ADT-15/BD  
VH-35/BD



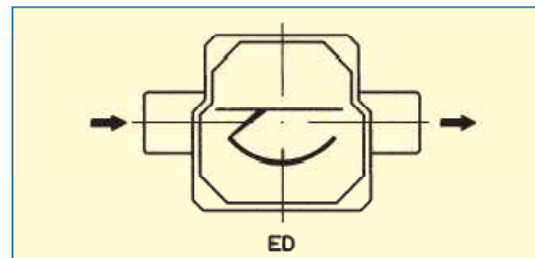
#### Vertical descendente

Series AD-15/DAB  
ADI-15/DAB  
ADI-15/DAB



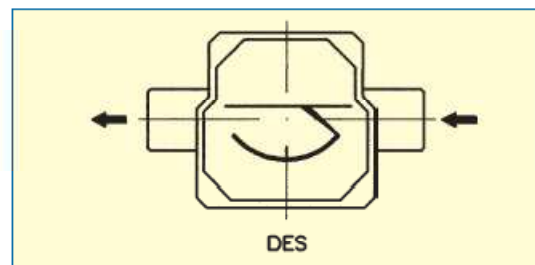
#### Horizontal / Derecha

Series AD-15/ED  
ADI-15/ED  
ADT-15/ED  
VH-35



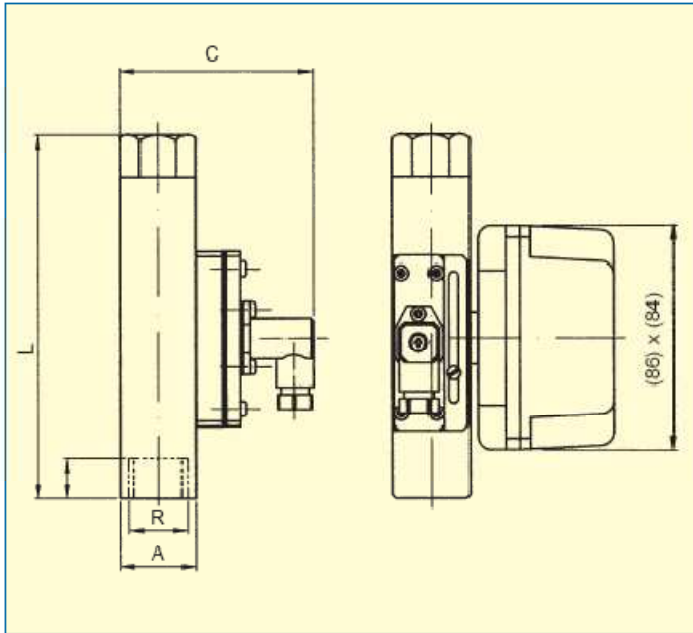
#### Horizontal / Izquierda

Series AD-15/DES  
ADI-15/DES  
ADT-15/DES  
VH-35

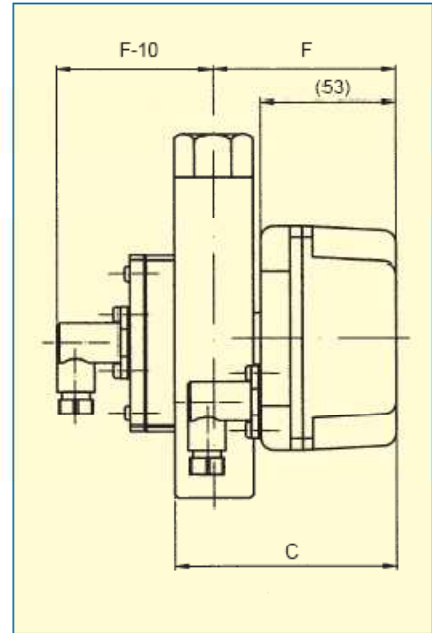




AD-15 / ADI-15



ADT-15 \*



\* La posición del detector reed varía 90° o 180° cuando se monta el transmisor TEH2.

**Caudales - Medidas - Pesos**

**AD-15 / ADI-15 / ADT-15**

Tipo	Rosca R	A	B	C	F	L	PESO kg	CAUDALES NORMALIZADOS líquidos *		CAUDALES RECOMENDADOS (50% f.e.) l/min
								l/min min.	l/min máx.	
0	1/4"						0,9	0,25	1	0,2
1	1/4"	∅ 30	14	85	70	151	0,9	0,5	2,5	1,5
2	1/2"						1,2	1	5	3
3	1/2"	∅ 30	14	85	70	151	1,2	1,5	10	5
4	1/2"						1,2	2	17	10
5	3/4"						1,6	5	30	15
6	3/4"	∅ 40	15	95	75	169	1,6	6	40	20
7	1"	∅ 40	15	95	75	169	1,8	10	50	25
8	1 1/4"						2,4	15	70	35
9	1 1/2"	∅ 60	27	115	85	180	3	40	160	80
10	2"	∅ 100	37	147	97	200	3,2	70	220	110
11	2 1/2"						3,6	100	270	135

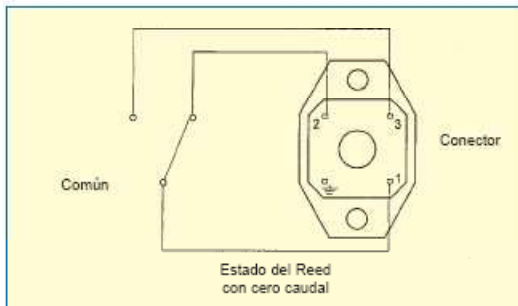
\* a 1 kg/l. 1 mPa s.

\* Caudales de aire x 8



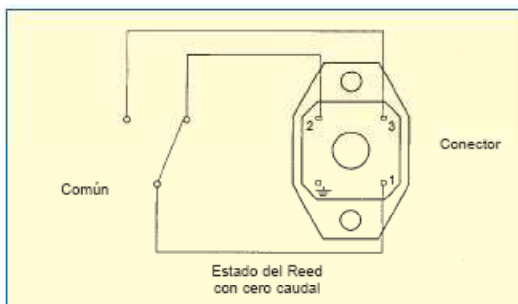
**Serie AD-15**  
**Descripción**

- Detector de caudal con automatismos reed de alto y/o bajo caudal.
- Montaje vertical-horizontal, según pedido.
- Detector reed ajustable sobre escala de caudal, montado en caja estanca IP 65 de polyamida, con conector IP65.
- Graduación de la escala, del detector de reed, en l/h, l/min, l/s, m<sup>3</sup>/h, %, etc.



**Serie ADI-15**  
**Descripción**

- Detector de caudal con automatismos reed, de alto y/o bajo caudal, **más indicador local de caudal.**
- Montaje horizontal o vertical, según pedido.
- Caja indicadora en aluminio plastificado, tapa de policarbonato, protección IP-65, carátula graduada en unidades de caudal, lectura por aguja indicadora.
- Detector reed ajustable sobre escala de caudal, montado en caja estanca IP-65, de polyamida, con conector IP65.
- Graduación de la escala de lectura y del detector reed, en l/h, l/min, l/s, m<sup>3</sup>/h, %, etc.





**Serie ADT-15**  
**Descripción**

- Detector de caudal, con automatismo reed, de alto y/o bajo caudal, más indicador de caudal local y transmisor 4-20 mA de 2 hilos.
- Montaje vertical o horizontal, según pedido.
- Caja indicadora en aluminio plastificado, tapa de policarbonato, protección IP-65, carátula graduada en unidades de caudal, lectura por aguja indicadora.
- Detector reed ajustable sobre escala del caudal, montado en caja estanca IP-65, de polyamida, con conector IP-65.
- Graduación de la escala de lectura y del detector reed en l/h, l/min, l/s, m³/h, %, etc.



**ADT-15**  
Con 1 alarma

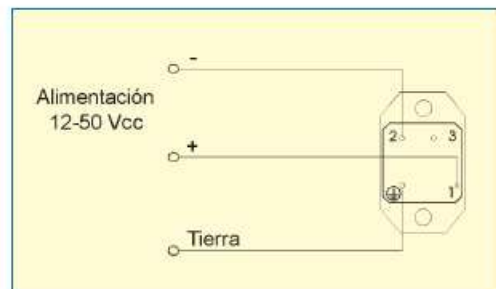


**ADT-15**  
Caja indicadora + Transmisor 4-20 mA

- Transmisor efecto HALL, serie TEH2 (2 hilos) sin contacto físico con la aguja indicadora.
  - Salida: 4-20 mA
  - Alimentación: 15 ... 50 Vcc
  - Tª ambiente: -5 ... +70° C
  - Precisión: mejor que 0,6 % respecto a la lectura
  - Carga máxima: en lazo 4-20 mA:  $\frac{V_s - 10}{0,02} \Omega$

Donde  $V_s$  es la tensión de alimentación.

  - Consumo: < 4 mA
  - Conector del transmisor: 1/4" y 1/2", conector IP-65 3/4" a 2 1/2" prensa estopas con 1,5 m. cable





### Serie VH-35

#### Descripción

- Detector de paso sistema lámina-paleta.
- Montaje preferentemente horizontal, bajo demanda vertical ascendente.
- Unión a tubería por rosca de 1" GAS / NPT.
- Reed de alarma con contactos libres de potencial, montado en el cuerpo del controlador sin contacto físico con el líquido.
- Accionamiento del reed por campo magnético.

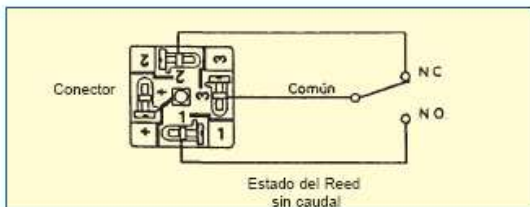
#### Funcionamiento

Un fluido que circula con velocidad suficiente, en el interior de una tubería, mueve angularmente una lámina, que a su vez desplaza un imán permanente que actúa sobre el reed de alarma.

El sistema imán-reed está aislado del fluido a medir. El punto de detección es entre 30-45° a partir del punto de reposo.

#### Datos técnicos

- Histeresis:  $\pm 10\%$
- Ambito de medida: Horizontal -90° +90°, vertical 90°
- Montaje: Horizontal VH-35 (derecha-izquierda / izquierda-derecha)  
Vertical VH-35/BD (vertical / ascendente)
- Conexión: Rosca 1" GAS (bajo demanda 1" NPT)
- Materiales: AISI-316, PTFE, otros bajo demanda.
- Imán: Ferribarita II
- Tª de trabajo: -40° C +125° C, máxima punta 150° C
- Presión: PN 25, AISI-316  
bajo demanda PN 350  
PN 10 PTFE.
- Reed: 0,25A 125V 3VA
- Características eléctricas del reed:  
Potencia Máxima Conmutable: 3W  
Tensión Máxima Conmutable: 48 Vac - 70 Vdc  
Intensidad Máxima Conmutable: 0,25 A
- Conexión eléctrica: normal IP65 conector DIN 43 650-A  
especial caja EEx d IIC T6

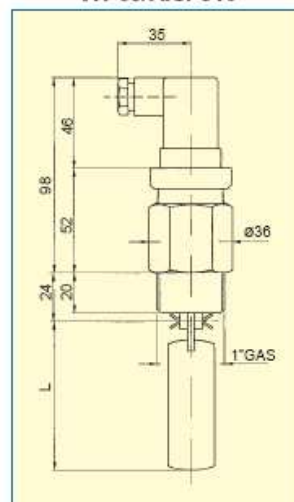


#### Medidas y caudales

DN mm	Caudal <sup>(1)</sup> Máximo m³/h	Caudal de Accionamiento m³/h		Rosca GAS/NPT	L mm
		Max.	Min.		
50	30	3-4	2-4	1"	40
65	60	4-5	3-4		55
80	100	6-7	5-6		65
100	150	8-10	10-14		90
150	200	12-17	20-30		140
200	300	25-30	30-35		185
250	450	30-40	35-45		230
300	600	50-60	55-65		280
400	1000	80-90	100-110		380
500	1500	100-110	110-120		450

<sup>(1)</sup>Caudales orientativos

#### VH-35/AISI-316





## Publicaciones

**TECFLUID** Instrumentación para Fluidos  
Medidor de caudal metálico para pequeños caudales de líquidos, gases y vapor. Serie M-21



**Medidor de caudal metálico para pequeños caudales de líquidos, gases y vapor.**

- Medición de caudal en L/S.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/h.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/día.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/año.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/hora.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/minuto.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/segundo.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/hora.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/minuto.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/segundo.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/hora.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/minuto.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/segundo.

**TECFLUID** Instrumentación para Fluidos  
Medidor de caudal y rotámetro Serie PT-11/PT-12 explicativo técnico



**Medidor de caudal de área de gases y líquidos, en TRANSPARENTES y OPACOS/Líquidos para Colecciones Intransparentes.**

- Medición de caudal en L/S.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/h.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/día.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/año.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/hora.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/minuto.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/segundo.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/hora.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/minuto.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/segundo.

**TECFLUID** Instrumentación para Fluidos  
Medidor de caudal electro-magnético FLOMID Serie FLOMID



**Medidor de caudal electro-magnético FLOMID**

- Medición de caudal en L/S.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/h.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/día.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/año.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/hora.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/minuto.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/segundo.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/hora.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/minuto.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/segundo.

**TECFLUID** Instrumentación para Fluidos  
Serie LT-10



**La serie LT son Indicadores Locales y Transmisores de nivel líquido.**

- Medición de nivel en L/S.
- Medición de nivel en m.
- Medición de nivel en m<sup>3</sup>/h.
- Medición de nivel en m<sup>3</sup>/día.
- Medición de nivel en m<sup>3</sup>/año.
- Medición de nivel en m<sup>3</sup>/hora.
- Medición de nivel en m<sup>3</sup>/minuto.
- Medición de nivel en m<sup>3</sup>/segundo.
- Medición de nivel en m<sup>3</sup>/hora.
- Medición de nivel en m<sup>3</sup>/minuto.
- Medición de nivel en m<sup>3</sup>/segundo.

**TECFLUID** Instrumentación para Fluidos  
Detector de nivel sistema Dispason Serie LD-60



**Detector de nivel para sólidos y líquidos. Sistema Dispason. Serie LD-60.**

- Medición de nivel en L/S.
- Medición de nivel en m.
- Medición de nivel en m<sup>3</sup>/h.
- Medición de nivel en m<sup>3</sup>/día.
- Medición de nivel en m<sup>3</sup>/año.
- Medición de nivel en m<sup>3</sup>/hora.
- Medición de nivel en m<sup>3</sup>/minuto.
- Medición de nivel en m<sup>3</sup>/segundo.
- Medición de nivel en m<sup>3</sup>/hora.
- Medición de nivel en m<sup>3</sup>/minuto.
- Medición de nivel en m<sup>3</sup>/segundo.

**TECFLUID** Instrumentación para Fluidos  
Contadores volumétricos Serie COVOL



**Contadores volumétricos Serie COVOL.**

- Medición de caudal en L/S.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/h.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/día.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/año.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/hora.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/minuto.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/segundo.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/hora.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/minuto.
- Medición de caudal en m<sup>3</sup>/segundo.

Solicite nuestros folletos técnicos de

- CONTADORES VOLUMETRICOS
- Indicadores, detectores y transmisores de NIVEL
- Medidores de CAUDAL



Estamos a su servicio, consúltenos. TECFLUID diseña y fabrica medidores e instrumentación para gases y líquidos, utilizando las técnicas más avanzadas. Solicítenos información llamando al teléfono 34-93-372 45 11

C/ Narcís Monturiol, 33 - 08960 SANT JUST DESVERN (BARCELONA)  
Internacional: Teléfono. 34-93-372 45 11 - Fax 34-93-473 44 49  
www.tecfluid.com - e-mail: tecfluid@tecfluid.com

Las diferentes formas y medidas de los aparatos descritos pueden ser modificadas sin previo aviso, si las innovaciones técnicas de nuestros procesos de fabricación lo requieren.

AD 01/0001





# Medidores de caudal

**VD-100 para líquidos**

**GD-100 para gases**



- ▶ Medición oscilante sin piezas móviles
- ▶ Elevada exactitud de medición para líquidos

**Medidor para caudal máx=inferior de 15 m<sup>3</sup>/h:**

5-100% del campo de medición:  $\pm 1\%$  de valor indicad.

2-5% del campo de medición:  $+1/-2\%$  de valor indicad.

**Medidor para caudal máx=mayor de 15 m<sup>3</sup>/h:**

7-100% del campo de medición:  $\pm 1\%$  de valor indicad.

2-7% del campo de medición:  $+1/-2\%$  de valor indicad.

Estos valores son válidos para viscosidades de 1 cSt o menos.

**PARA GASES:**

$\pm 1,5\%$  del valor indicado. El campo de medición puede estar según la densidad del gas, entre 1-100% y 10-100%.

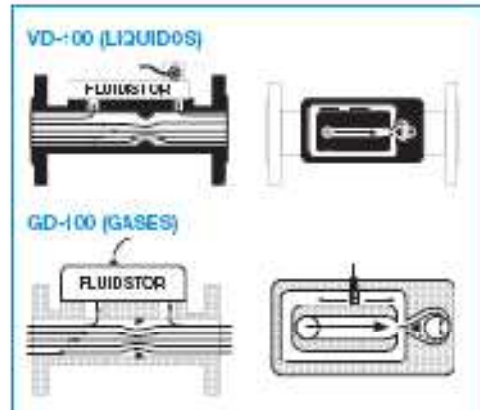
Repetibilidad: 0,1% del valor indicado.

- ▶ Mantenimiento sencillo

El control y mantenimiento del medidor se efectúa sin desmontar el mismo.

- ▶ Gran programa de convertidores

Fluid Inventor suministra un amplio programa de convertidores, que están especialmente contruados para los medidores de caudal VD-100. En nuestros prospectos especiales se pueden apreciar diferentes tipos con salida analógica y de impulsos, con o sin señales corregidas. También existen los mismos con entradas de seguridad intrínseca.



Como emisor del valor medido se utiliza el llamado "Oscilador-Fluid" con superficies de medición amplias. Su frecuencia de oscilación es directamente proporcional a la velocidad del líquido que pasa por el medidor Fluidistor.

La relación frecuencia-velocidad del líquido es constante dentro de un gran campo. Este campo no es afectado por la densidad y viscosidad del producto a medir, mientras no sobrepasa 1 cSt. Viscosidad máx. recomendada: 5 cSt.

La Pieza Fluidistor está paralela a la parte inferior, que lleva una estrangulación con el mismo coeficiente de caudal que el Fluidistor mismo. Por ello pasa sólo una parte del líquido por el Fluidistor. Como quiera que la relación entre ambas cantidades es constante, la frecuencia de la oscilación del Fluidistor sirve para el caudal total que pasa por este aparato de medición.

## AMPLIFICADOR DE IMPULSOS GVPA-300 y GVPA-303



### Datos técnicos

- ▶ Alimentación: 220 V, 50 Hz.
- ▶ Entradas: Señal del medidor Fluidistor
- ▶ Salidas de impulsos: 12 V DC, máx. 100 mA, década. Contacto libre de potencial, década, 250 V AC, máx. 3A.
- ▶ Salida analógica: 0-20 ó 4-20 mA, máx. 500 ohmios
- ▶ Carcasa: Para montaje en pared
- ▶ Temperatura ambiente: -10 hasta +50° C
- ▶ Protección: IP 65
- ▶ Distancia máx.: Entre GVPA y medidor de gas 100 mts. Entre GVPA y medidor de líquidos 1000 mts.
- ▶ Cable de unión: Se recomienda utilizar cable pantallado.

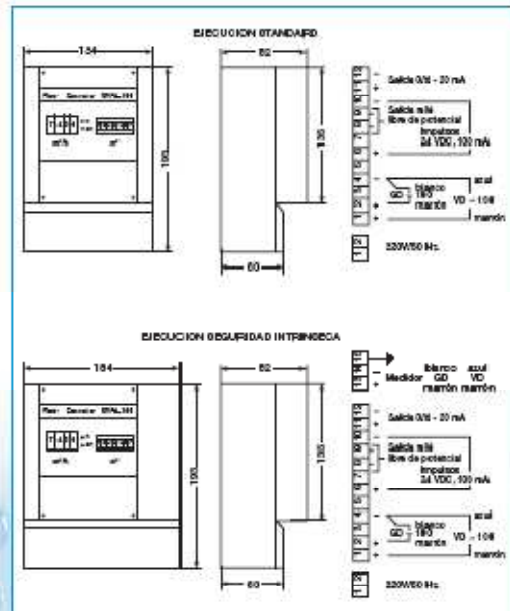
## FLUID INVENTOR

### Amplificador de impulsos GVPA-300 FLUID INVENTOR

El GVPA 300 se utiliza para la alimentación del medidor Fluidistor, así como para transmisión a distancia de los valores medidos. La frecuencia de impulsos es amplificada y dividida en dos diferentes señales de salida.

#### Ejecuciones GVPA-300 (-303)

- G Medidor de gas
- V Medidor de líquidos
- O Ciego, sin indicaciones
- DR Con indicación LCD para caudal instantáneo y totalizador
- EX-GV Ejecución de seguridad intrínseca (EEx ia)

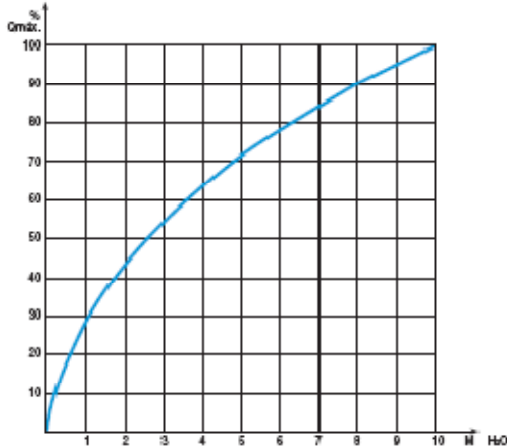


**MABECONTA**

AVDA. ALBUFERA, 323 - EDIF. VALLAUSA - 28031 MADRID  
TEL.: 91 332 82 72 - FAX: 91 332 77 83  
E-mail: info@mabeconta.net - www.mabeconta.net

## Medidor VD-100 para líquidos

### Pérdida de carga/Caudal

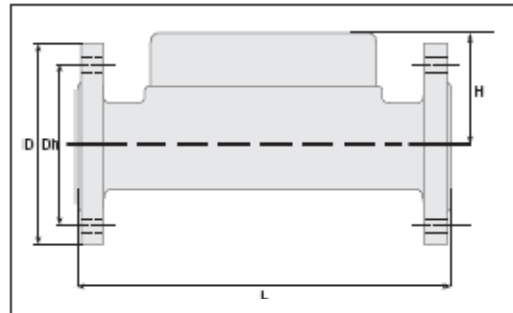


### Campos de medición

DN mm	m <sup>3</sup> /h					
	rango I		rango II		rango III	
	Q <sub>mín</sub>	Q <sub>máx</sub>	Q <sub>mín</sub>	Q <sub>máx</sub>	Q <sub>mín</sub>	Q <sub>máx</sub>
20	0,01	0,75	0,015	1,4	0,04	3
25	0,075	3,75	0,13	6,5	0,2	10
32	-	-	0,16	8	-	-
40	0,13	6,5	0,28	14	0,6	30
50	0,26	13	0,55	28	0,8	40
65	0,4	20	0,8	40	1,5	75
80	0,5	25	1,3	65	2,5	125
100	1,4	70	2	100	3	155
125	-	-	2,6	130	5	250
150	2	100	4	200	9,5	480
200	3,3	165	6,5	330	18	900
250	5	250	10	530	24	1230
300	6	300	15	780	30	1550
350	8	420	19	970	40	1950
400	13	650	36	1300	52	2600

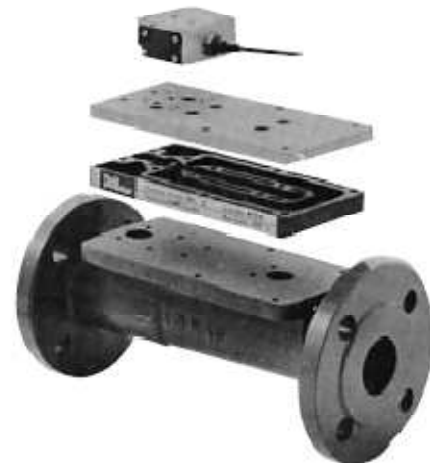
### Medidas y pesos (PN 16)

DN mm	mm				Peso kg
	L	D	Dh	H	
25	260	115	85	110	7,9
32	260	140	100	115	8,4
40	300	150	110	120	11,8
50	270	165	125	125	11,9
65	300	185	145	135	12,1
80	300	200	160	140	20,4
100	360	220	180	180	16
125	300	250	210	215	20
150	500	285	240	235	28
200	350	340	295	260	36
250	450	405	355	285	53
300	500	460	410	310	70
350	600	520	470	340	90
400	800	580	525	360	120



### Datos técnicos

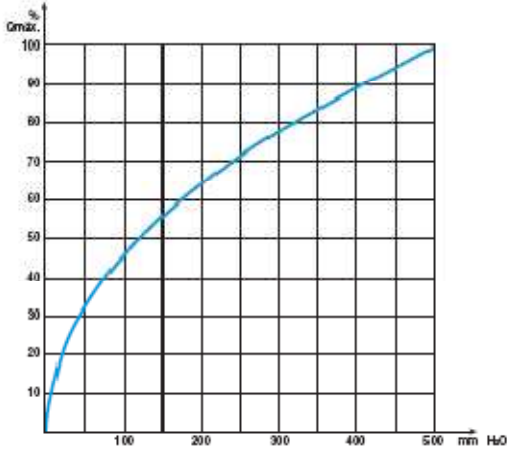
- ▶ **Tamaños:** DN 20 hasta DN 1000
- ▶ **Presiones:** PN 10 (no standard) PN 16, PN 25 y PN 40
- ▶ **Temperaturas:** Líquidos hasta 120° C  
Ambiente hasta 100° C
- ▶ **Materiales:**
  - Cuerpo medidor:** PN 10, PN 16 de hierro fundido y otros de acero. También se pueden suministrar de acero inox.
  - Pieza de estrangulación:** Acero inox.
  - Cabezal:** Polietersulfona y Piyton
  - Emisor:** Inductivo, tipo inductivo
  - Juntas:** Nitrilo o EPDM



El medidor de caudal VD-100 tiene un funcionamiento sencillo con una duración muy larga.

## Medidor GD-100 para gases

### Pérdida de carga/Caudal



Valores para aire a 0 grados y 1 bar.



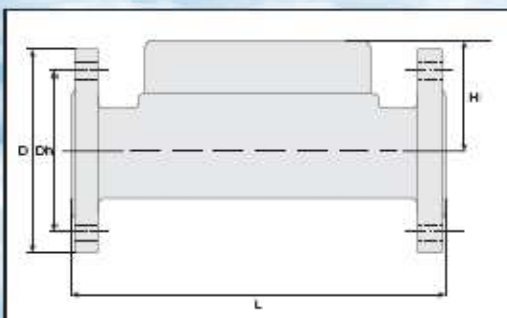
### Campos de medición

DN mm	m <sup>3</sup> /h					
	rango I		rango II		rango III	
	Q <sub>mín</sub>	Q <sub>máx</sub>	Q <sub>mín</sub>	Q <sub>máx</sub>	Q <sub>mín</sub>	Q <sub>máx</sub>
13	0,15	15	-	-	-	-
25	0,2	20	0,35	35	0,7	70
32	0,2	20	0,4	40	0,8	80
40	0,2	20	0,9	90	1,8	180
50	0,2	20	1,1	105	2,5	250
65	0,9	90	1,7	170	4,5	450
80	1,4	135	3	290	7,6	760
100	2,7	265	6,5	650	8,5	850
125	4	400	9	900	20	2000
150	6	600	12	1200	30	3000
200	12	1200	25	2500	60	6000
250	20	2000	40	4000	75	7500
300	30	3000	50	5000	115	11500
350	40	4000	70	7000	140	14000
400	50	5000	100	10000	200	20000

### Dimensiones y pesos

DN mm	mm				Peso kg
	L	D	Dh	H	
25	300	115	85	130	10
32	300	140	100	135	11
40	300	150	110	140	12
50	300	165	125	145	13
65	300	185	145	155	14
80	300	200	160	160	20
100	360	220	180	200	16
125	300	250	210	235	20
150	500	285	240	255	28
200	350	340	295	280	36
250	450	405	355	305	53
300	500	460	410	330	70
350	600	520	470	360	90
400	800	580	525	380	120

Se pueden suministrar tamaños menores y mayores a petición. Medidores mayores de DN 300 deben ser comprobados directamente en la instalación de medición.



### Precisión - Linearidad

Curva de medición (=no lineal) la densidad del gas influye en la curva de medición. Encima del valor Q<sub>t</sub>, la linealidad es ±1,5%, debajo ±7%.

Caudal mín. Peso específico	Caudal mín. en relación con el caudal máx.
1 Kg/m <sup>3</sup>	8%
2 Kg/m <sup>3</sup>	4%
4 Kg/m <sup>3</sup>	2%
6 Kg/m <sup>3</sup>	1,3%
8 Kg/m <sup>3</sup>	1%

Fórmula para hallar el peso específico:

$$d = d_0 \times \frac{p \times T_0}{T}$$

d = Peso específico buscado  
 d<sub>0</sub> = Peso específico a 1 bar y 0° C  
 T = Temperatura en grados K (=° C + 273)  
 T<sub>0</sub> = 273  
 P = Presión de servicio en bares abs.

 Zertifiziertes QM-System DIN EN ISO 9001:2008	<b>Medidor/Interruptor Metálico de Caudal tipo Area Variable para Bajo Volumen para Líquidos</b>		medición + monitoreo + análisis
--	--	--	---



The image shows a vertical KOBOLD flow meter with a black and silver body. It features a scale on the right side with markings from 0 to 24 L/min. A black dial with a silver needle is positioned in front of the scale. The meter has two ports at the top and bottom. The text 'L/min. H<sub>2</sub>O' is printed at the bottom of the scale.

- Rango de conmutación:  
0.05-0.1 a 13-24 L/min  
Agua
- Repetibilidad:  
≤ ±2.5% f. s.
- p<sub>max</sub> 250 bar, t<sub>max</sub> 100°C
- Conexión: G 1/2
- Material:  
Latón, acero inoxidable, PVC

Kobold es nivel mundial:  
ALEMANIA, ARGENTINA, AUSTRIA, BÉLGICA, CANADA, CHILE, CHINA,  
ESPAÑA, FRANCIA, HOLANDA, INDIA, INGLATERRA, INDONESIA, ITALIA,  
MALASIA, MEXICO, PAISES BAJOS, POLONIA, REPÚBLICA CHECA,  
SINGAPUR, SUIZA, TAILANDIA, USA, VENEZUELA, VIETNAM

KOBOLD Messring GmbH  
Numburg 22-24  
D-65719 Hofheim/ta.  
☎ +49(0)6192 239-0  
☎ +49(0)6192 23998  
E-Mail: info.de@kobold.com  
Internet: www.kobold.com

Modelo:  
SWK

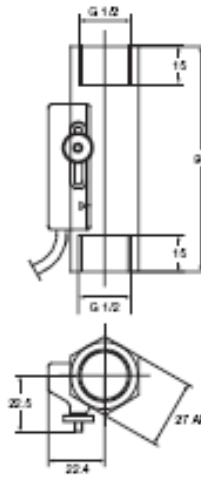


**Descripción**

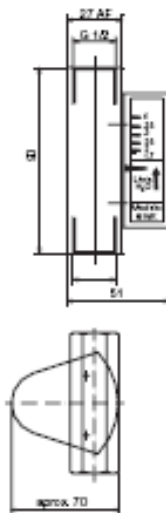
Los medidores e interruptores de caudal KOBOLD modelo SWK funcionan bajo el conocido principio del flotador suspendido, sin embargo, sin usar el generalmente conocido tubo de medición cónico. Un flotador con orificio se mueve en la dirección del flujo contra la fuerza de un resorte, en un tubo de guía cilíndrico. El flotador tiene un imán permanente el cual opera un contacto sellado flotante (contacto reed) montado en el exterior. Los instrumentos son pequeños y pueden ser montados en cualquier orientación. Los interruptores de caudal modelo SWK son ideales para monitorear bajos caudales.

**Dimensiones**

SWK-1...



SWK-2...



**Detalles técnicos**

- Cuerpo: SWK-x1...: latón níquel plateado, Ms 58  
SWK-x2...: acero inoxidable, 1.4301  
SWK-13...: PVC
- Conexiones: G 1/2 hembra
- Flotador: SWK-x1...: latón, Ms 58  
SWK-x2...: acero inoxidable, 1.4301  
SWK-13...: PVC
- Magnetos: cerámico
- Resorte de compresión: acero inoxidable 1.4310
- Salcos: ninguno
- Tope del anillo: SWK-x1...: latón, Ms 58  
SWK-x2...: acero inoxidable, 1.4301  
SWK-13...: PVC
- Máx. temperatura: SWK-x1..., SWK-x2: 100 °C  
SWK-13...: 60 °C
- Máx. presión: SWK-x1..., SWK-x2: 250 bar  
SWK-13...: 6 bar
- Caída de presión: 200 mbar a ME
- Pos. de instalación: cualquier posición
- Interruptor de contacto: contacto reed bistable  
contacto N/A con flujo ascendente
- Capacidad de ruptura: máx. 230 V<sub>AC/DC</sub>, máx. 3 A  
máx. 60 W/VA
- Conexión eléctrica: 1 m cable PVC
- Histerénesis de conmutación: 3 mm en la escala (valor medio)
- Precisión: ±10% del F.S.
- Repetibilidad: ± 2.5% (contacto)  
±4% del F.S. (indicador)
- Protección: IP 65
- Rango Ex: ATEX Zona 1 como "operador simple"

**Aplicaciones**

- Circuitos de Lubricación
- Máquinas papeleras
- Máquinas-herramientas
- Tanques de fundición de vidrio
- Circuitos de refrigeración
- Máquinas soldadoras
- Hornos de inducción
- Bombas

**Datos de pedido (Ejemplo: SWK-1101)**

Rango de Conmutación L/min agua	Conexión hembra	Monitores de caudal			Medidores e interruptores de flujo	
		Material latón	Material Acero Inox.	Material PVC	Material latón	Material acero Inox.
0.05 - 0.1	G 1/2	SWK 1101	SWK 1201	-	SWK 2101	SWK 2201
0.1 - 0.2	G 1/2	SWK 1102	SWK 1202	-	SWK 2102	SWK 2202
0.2 - 0.8	G 1/2	SWK 1108	SWK 1208	SWK 1305	SWK 2108	SWK 2208
0.5 - 1.8	G 1/2	SWK 1116	SWK 1216	SWK 1315	SWK 2116	SWK 2216
1.7 - 4.0	G 1/2	SWK 1140	SWK 1240	SWK 1340	SWK 2140	SWK 2240
4.0 - 6.0	G 1/2	SWK 1190	SWK 1290	SWK 1390	SWK 2190	SWK 2290
8 - 16	G 1/2	SWK 1116	SWK 1216	SWK 1316	SWK 2116	SWK 2216
13 - 24	G 1/2	SWK 1124	SWK 1224	SWK 1324	SWK 2124	SWK 2224

Termómetro de resistencia de inserción  
con conexión de enchufe y socket según  
DIN 43650 y transmisor integrado



Medir  
-  
Monitorizar  
-  
Analizar



- Termómetros digitales económicos con indicador enchufe opcional
- Construcción compacta con transmisor integrado 4-20 mA de salida
- Rangos de Medición: -200-600°C
- Material: acero inoxidable
- Conector DIN 43 650
- Buena inmunidad a las vibraciones

Las oficinas de KOBOLD se encuentran en los siguientes países:

ARGENTINA, AUSTRIA, BELGICA, CANADA, CHINA,  
FRANCIA, ALEMANIA, INGLATERRA, PAISES BAJOS,  
POLONIA, ITALIA, SUIZA, USA, VENEZUELA

KOBOLD Messring GmbH  
Needing 22-24  
D-65719 Hofheim/ta.  
☎ (061 92) 233-0  
☎ (061 92) 233-99  
E-mail: info.de@kobold.com  
Internet: www.kobold.com

Modelo:  
TMA

57

**Termómetro de resistencia de Inconel**  
con conexión de enchufe y socket según DIN 43650 y transmisor integrado



**Descripción**

Los sensores atornillables de temperatura con transmisor integrado se utilizan con el indicador conectable modelo AUF de la visualización... como termómetros digitales económicos con salida analógica (4-20 mA). El indicador conectable está disponible con el contacto límite como opción. El modelo TMA los sensores de temperatura comprenden un sensor robusto hecho de acero inoxidable con rosca externa fija G o NPT 1/2. Los bulbos se han diseñado para presiones de hasta 36 bar, dependiendo de las condiciones de proceso. Un conector según el DIN 43650 permite que el transmisor sea conectado fácilmente eléctricamente o reacondicionado con el indicador conectable. El sensor de temperatura está equipado con un aislamiento para las temperaturas de proceso > 150 C. Un sensor de temperatura PT100 según IEC 751, categoría B, es acondicionado en la inserción como estándar.

**Transmisor**

Los sensores de temperatura con transmisor se utilizan para transmitir señales sin ruido a largas distancias. El transmisor de dos hilos está integrado en el termómetro de resistencia y da una señal de salida lineal de temperatura del de 4-20 mA.

**Aplicaciones**

- Instalación de calefacción, construcción de aparatos y hornos
- Instalación de construcción de máquinas y edificios
- Ingeniería marina
- Industria General

**Detalles Técnicos**

**Sensor de Temperatura**

Bulbo: acero inoxidable 1.4571  
Rosca: ac. inox 1.4571, G 1/2, 1/2" NPT  
Cuerpo del transmisor: acero inoxidable  
Pmáx: 36 bar  
Elemento sensor: Pt 100/2-cable, categoría B  
Conector: DIN 43 650  
Protección: IP65

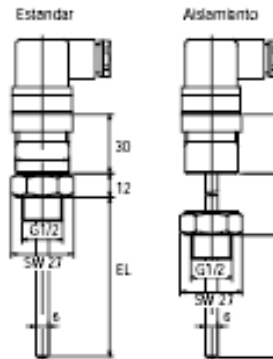
**Transmisor**

Salida: 4-20 mA  
Alim. de voltaje: 7.5-36 VDC  
Span mínimo de medida: 50 K  
Linealidad: típicamente 0.1%  
Temperatura ambiente: -40 a +65°C  
Rango de medición: -200 a +600°C

**Conector sobre el indicador**

Indicador: LED rojo de 4 segmentos  
Altura de los dígitos 7.62 mm  
Rango de indicación: -1999 a +9999  
Precisión: 0.2% de span medido ±1 dígito  
Caída de voltaje: ≤ 5 VDC  
Programación: con dos botones, asistido por mano  
escalamiento del rango indicador  
punto decimal, amortiguación, indicación de fallas, punto de conmutación (opcional).  
Protección: IP 65  
Temperatura ambiente: 0 a +60 °C

**Dimensiones**



**Datos de pedido para sensores (Ejemplo: TMA 064 052)**

Número del modelo	Longitud de inmersión (mm)	Conexión	Rango de medición del transmisor
TMA 06405..	50 mm	.2...=G 1/2	..51= -50...+150°C
TMA 06410..	100 mm	.8...= 1/2"NPT	..10= 0...+100°C
TMA 06416..	160 mm		..xx= otros
TMA 06420..	200 mm		
TMA 06425..	250 mm		
TMA 064xx..	Long. especiales		
TMA H6405..	50 mm	.2...=G 1/2	..24=-200...+400°C
TMA H6410..	100 mm	.8...= 1/2"NPT	..26=-200...+600°C
TMA H6416..	160 mm		..20= 0...+200°C
TMA H6420..	200 mm		..40= 0...+400°C
TMA H6425..	250 mm		..60= 0...+600°C
TMA H64xx..	Long. especiales		..xx= otros

Por favor especificar por escrito las longitudes de medición especiales para el transmisor y la longitud especial para el sensor

**Datos de pedido para el conector sobre el indicador**

Modelo	Descripción
AUF-1000	Conector sobre el indicador estándar
AUF-1001	Conector en el indicador con interruptor de colector abierto



 <p>M-Zert Zertifiziertes QMS-System nach DIN EN ISO 9001:2008</p>	<p><b>Conmutadores de Presión Mecánicos</b> para sobre-presión, presión en vacío y presión diferencial</p>		<p>Medir • Monitorizar • Analizar</p>
---	--	--	---



- Rango de conmutación:  
-250 ... +100 mbar,  
1 ... 16 mbar a 16 ... 63 bar
- Temperatura:  
máx. 70 °C
- Material:  
Cobre, latón,  
acero inoxidable, perbunan
- Conexión: G 1/2



Las oficinas de KOBOLD existen en los siguientes países

ARGENTINA, AUSTRIA, BELGICA, BRASIL, CANADA,  
CHINA, COLOMBIA, FRANCIA, INGLATERRA, PAÍSES BAJOS,  
POLONIA, ITALIA, SUIZA, USA, VENEZUELA

KOBOLD Messring GmbH  
Nochting 22-24  
D-65115 Hofheim/Ts.  
☎ (06192) 236-0  
Fax (06192) 23398  
E-mail: info.de@kobold.com  
Internet: www.kobold.com

Modelo:  
SCH

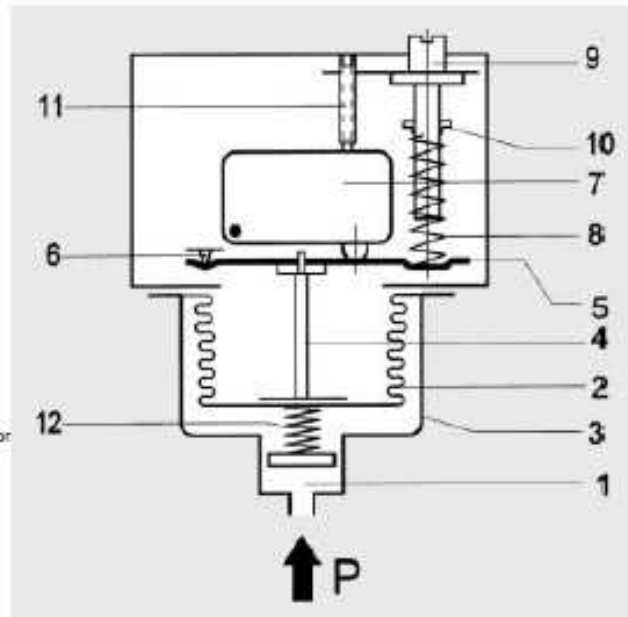
**Conmutadores de Presión**  
Descripción General



**Modo de operación**

La presión aplicada al cuerpo del sensor (1) actúa en los fuelles de medición (2). Los cambios de presión llevan a movimientos de los fuelles de medición (2) los cuales son transferidos a través de un pin de presión (4) al balancín de conmutación (5). El balancín de conmutación se apoya en puntos de giro endurecidos (6). Como la presión aumenta el balancín de conmutación (5) se mueve hacia arriba y opera el micro-conmutador (7). El resorte (8), la tensión inicial la cual puede cambiarse por el tornillo de ajuste (9) (cambiando el punto de ajuste), actúa como fuerza contraria. La fuerza móvil (10) se mueve volviéndose hacia eje del punto de ajuste, y la tensión inicial del resorte (8) se cambia. El tornillo (11) sirve para el ajuste interior del micro-conmutador. El resorte de contrapresión (12) asegura el comportamiento estable del conmutador, aún para los valores de ajuste bajos.

- 1 = conexión de presión
- 2 = fuelles de medición
- 3 = cuerpo del sensor
- 4 = pin de presión
- 5 = balancín de conmutación
- 6 = puntos de pivote
- 7 = micro-conmutador u otros elementos de conmutación
- 8 = resorte de punto de ajuste
- 9 = eje de ajuste (conmutación del punto de ajuste)
- 10 = fuerza móvil (indicador del punto de conmutación)
- 11 = tornillo de ajuste para micro-conmutador
- 12 = resorte del contador de presión



**Sensores de presión**

Con pocas excepciones en el rango de presiones bajas, todos los sensores de presión están provistos con fuelles de medición, en parte hechos de una aleación de cobre, pero principalmente en acero inoxidable de alta calidad (1.4571). En comparación con los valores permisibles, los fuelles de medición están sujetos a las cargas bajas y solo se mueven ligeramente. Esto produce una vida de servicio larga con una baja deriva en el punto de conmutación y alta seguridad en caso de sobre presiones. El movimiento de los fuelles de medición también se restringe por un alto internacional para que no puedan transmitirse las fuerzas que son el resultado de la sobre presión al mecanismo de conmutación. Las partes del sensor en contacto con el medio son soldadas juntas sin materiales adicionales y el sensor no contiene ningún sello. El fuelle de Cobre que se usa para los rangos de baja presión son soldadas al cuerpo del sensor. El cuerpo del sensor y todas las partes en la unidad en contacto con el medio pueden también ser fabricadas completamente en acero inoxidable 1.4571 (series DNS). Las hojas de datos individuales contienen los datos exactos acerca de los materiales.

**Conexión de presión**

La conexión de presión se diseña de acuerdo con DIN 16288 para todos los conmutadores de presión (manómetro con conexión G 1/2 UN). Ellos también pueden conectarse opcionalmente a la rosca interior G 1/4 de acuerdo con ISO 228 Parte 1. El pin centrado debe quitarse entonces. La profundidad máxima del tornillo hacia abajo en el pin interior es de G 1/4 = 9 mm. Cuando es conectado al roscado externo G 1/2 con el sello en la rosca (es decir sin la arandela convencional en la conexión del manómetro), el pin centrado debe quitarse. Los conmutadores de presión diferencial tienen dos conexiones de presión (máxima y mínima) y debe conectarse a una rosca interior G 1/4 cada uno.



Los detalles técnicos más importantes

Válido para todos los conmutadores de presión con micro-interruptores de la serie DCM, VCM, DNM, DNS, DDC. Los detalles técnicos de las unidades probadas se desvían ligeramente. (Por favor referirse a hoja de datos)

Versión Normal

EX - versión



**Cuerpo conmutador**

Aluminio fundido GD Al Si 12

Aluminio fundido GD Al Si 12

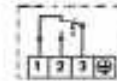
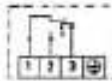
**Conexión de presión**

Rosca externa G 1/2 (conexión a medidor de presión) y rosca interna G 1/4. Rosca interna G 1/4 para conmutadores de presión diferencial DDCM.

**Función de conmutación y esquemas de conexión** (se aplica solo para versión con micro-conmutador)

Contacto de conmutación flotante. Con conmutador de presión sobre polo-simple desde 3-1 a 3-2

Contacto de conmutación flotante. Con conmutador de presión sobre polo-simple desde 3-1 a 3-2



**Capacidad de conmutación** (se aplica solo para versión con micro-conmutador)

8 A a 250 V<sub>AC</sub>  
5 A a 250 V<sub>AC</sub> inductivo  
8 A a 24 V<sub>DC</sub>  
0.3 A a 250 V<sub>DC</sub>

3 A a 250 V<sub>AC</sub>  
2 A a 250 V<sub>AC</sub> inductivo  
3 A a 24 V<sub>DC</sub>  
0.03 A a 250 V<sub>DC</sub>

**Posición de instalación**

Arbitrario preferiblemente vertical ver hoja de datos

Vertical

**Grado de protección** (en posición vertical)

IP 54 (bajo pedido IP 65 por ZF 351)

IP 65

**Grado Ex de protección**

Ex de IIC T6 probado para EN 50014/50018/50019 (CENELEC)

**Aprobación PTB**

Ex 00.C 1050

**Conexión eléctrica**

Enchufe de conexión (series 200) o Conexión de terminal (series 300)

Conexión al terminal

**Entrada de cable**

Pg 11

Pg 11

**Temperatura ambiente**

Ver hojas de datos

-15 a +60 °C

**Punto de conmutación**

Ajustable en el eje. En el mecanismo de conmutación 300 la tapa de la caja terminal debe ser removida

Ajustable en el eje después que la caja terminal es removida

**Diferencia de conmutación**

ajustable o no ajustable (ver tipo en visión general)

No ajustable

**Temperatura del medio**

Máx. 70 °C, en breve 85 °C

Máx. 60 °C

**Vacío**

Temperaturas más altas del medio son posibles si los valores límite superiores al mecanismo de conmutación son asegurados por medidas adecuadas (ejm. siphon)

Todos los conmutadores de presión pueden operar bajo vacío, el dispositivo no es dañado por eso

**Precisión de repetición de los puntos de conmutación**

< 1% del rango de trabajo (para rangos de presión > 1 bar)

**Resistencia a la vibración**

Hasta 4 g sin desviaciones notables. La diferencia de conmutación es reducida ligeramente a más altas aceleraciones. Uso calificado 25 g no permisible.

**Vida mecánica**


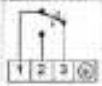
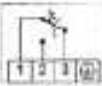
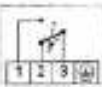
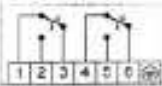
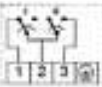
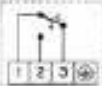
Con aplicaciones de presión sinusoidal y temperatura de salón, 10 x 10<sup>6</sup> ciclos de conmutación. La vida esperada depende contundentemente del tipo de aplicación de presión, de ello esa figura puede servir solo como estimado impreciso. Con presión pulsante o impactos de presión en sistemas hidráulicos, reducción de presión surgida es recomendada.

**Valores de aislamiento**

Categoría III de sobrevoltaje, clase 3 de contaminación, referencia surgida de voltaje 4000 V. La conformidad a DIN VDE 0110 ( 01.89) será confirmada.

**Libre de aceite y grasa**

Las partes de todos los conmutadores de presión en contacto con el medio están libres de aceite y grasa. Los sensores están herméticamente encapsulados, ellos no contienen sellos.

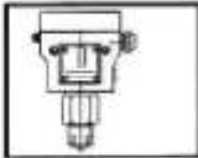
ZF	Commutadores de presión Unidades conmutador / función opcional / diagramas de conexión	
Descripción	Diagramas de conexión	Explicación
<p><b>Versión normal</b> micro-commutador, polo simple de sobre conmutación conmutación diferencial no ajustable</p>		
<p>ZF 205 <b>Máximo limitador</b> con dispositivo de reinicio manual. Entrelazado con Incrementador de presión</p>		
<p>ZF 206 <b>Mínimo limitador</b> con dispositivo de reinicio manual. Entrelazado con falla de presión</p>		
<p>ZF 307 Dos micro-Interruptores, conmutador en paralelo o en sucesión. Fijado para intervalo de conmutación. Conexión de terminal cubierta</p>		
<p>ZF 217 Dos micro-Interruptores, conmutador en sucesión, 1 enchufe ajustable a intervalo de conmutación.</p>		
<p>ZF 213 <b>Contactos dorados</b> No puede ser abastecido con el conmutador ajustable diferencial. <b>Capacidad de conmutación</b> máx 24 V<sub>DC</sub>, 100 mA mín. 5 V<sub>DC</sub>, 2 mA</p>		
<p><b>Ajuste según las instrucciones del consumidor:</b> un punto de conmutación dos puntos de conmutación o definido para conmutación diferencial</p>		<p>Especificar el punto de conmutación y la dirección de acción</p>
<p><b>Ajuste y sellado según las instrucciones del consumidor:</b> un punto de conmutación dos puntos de conmutación o definido para conmutación diferencial</p>		
<p>Paquete especial para almacenamiento libre de aceite y grasa</p>		

01/10/03/Ka/710

## Monitores de presión en áreas en peligro de explosión



Los conmutadores de presión con equipo especial pueden también ser usados en el área Ex  $\geq$  Zona 1.



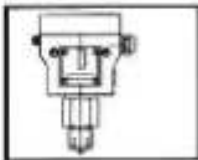
Las siguientes alternativas son posibles:

### 1. Conmutador de presión con dispositivo de conmutación encapsulado a prueba de presión, grado de protección EEx de IIC T6.

El conmutador de presión en el encapsulado a prueba de presión puede usarse directamente en el área Ex ( $\geq$  Zona 1). El voltaje de conmutación máximo, la capacidad de conmutación y la temperatura ambiente deben ser tomados en cuenta y las reglas para la instalación en el área Ex deben observarse.

Todos los conmutadores de presión pueden equiparse con mecanismos de conmutación Ex.

Los circuitos especiales así como las versiones con diferencias de conmutación ajustables no son posibles.



### 2. Conmutadores de presión en versión EEx-i

Todo interruptor de presión en versión normal puede usarse en el área Ex = Zona 1 si ellos están incorporados en un "intrínsecamente circuito seguro". En principio la seguridad intrínseca está basada en el hecho que el circuito de control coma en área Ex llevando sólo una cantidad pequeña de energía que no puede generar chispas inflamables.

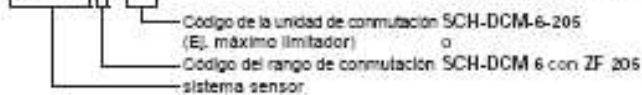
Los amplificadores de conmutación aislados, Ej. Tipo REL-6000 debe probarse por el PTB y ser aceptados para instalaciones- Ex.

Los amplificadores de conmutación aislados deben instalarse en todo caso fuera de la zona Ex.

Los conmutadores de presión los cuales están proyectados para instalaciones EEx-ia pueden equiparse con terminales azules y entradas de cable. Debido a las bajas tensiones y corrientes que se llevan por los contactos del micro-conmutador, los contactos chapados de oro son los recomendados (Función adicional ZF 513).

#### Ejemplo de pedido

SCH-DCM 6 - 205



#### Especificación de pedido:

Conmutador de presión

Pruebas de los componentes



VdTÜV  
Presión 100/1

**Vapor y agua caliente**  
Monitores de presión y limitadores de presión para vapor y sistemas de agua caliente para DIN 4751 P2 y TRD 604. Series DA y DWR.

DVGW  
DIN 3398 T.1 y 3

**Gases de combustible CE**  
Monitores de presión y limitadores para gases combustibles de conformidad con la hoja de trabajo DVGW G-260. Series DGM y DWR.

TÜV  
DIN 3398 T.4

**Líquidos combustibles**  
Monitores de presión y limitadores de presión para líquidos combustibles (aceite caliente). Serie DWR.

TÜV  
Presión 100/1 + DIN 3398 T.4

**Limitadores de presión en Ingeniería de seguridad**  
Para monitoreo de presión donde la seguridad es relevante, en sistemas de gas líquido, químicos y sistemas de Ingeniería de proceso.

EEx de II CT6  
(Encapsulado a prueba de presión)

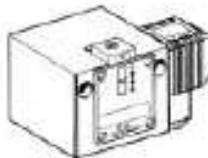
**Ex-variantes**  
Para áreas Exa Zona 1, todos los conmutadores de presión puede ser entregado en un diseño encapsulado a prueba de presión (Grado Ex de protección EEx de II C T6). PTB aprobación: Ex 90. C.1059

EEx-Ia  
(Intrinsecamente seguro)

Para circuitos de control intrínsecamente seguros (Grado Ex de protección EEx-Ia), los conmutadores de presión pueden entregarse con los contactos de oro, conmutadores de proximidad así como las terminales azules y entradas del cable convencionales en el área EEx-I. Un amplificador de conmutación aislado que transfiere los comandos de control del conmutador de presión forma un circuito de seguridad intrínsecamente seguro (EEx-Ia) en un no intrínsecamente seguro circuito activo, se requiere en adición al conmutador de presión.

**Cuerpo del conmutador con mecanismos de conmutación**

Los cuerpos de los conmutadores consisten de aluminio fundido de alta calidad y resistentes al agua del mar. Tres versiones están disponibles:



IP 54

**Cuerpo (versión normal)**  
Conexiones a enchufes para DIN 43650  
Grado de protección IP 54  
Configuración del punto de ajuste accesible desde afuera.



IP 54  
(IP 65)

**Conexión terminal**  
Con conexión terminal en caja  
Grado de protección IP 54, bajo pedido IP 65  
Configuración del punto de ajuste y conexiones terminales accesibles solo después de remover tapa de la caja terminal.



  
IP 65

**Ex-Cuerpo (Versión EEx-d)**  
Todos los conmutadores de presión y presión diferencial pueden ser equipados con estos cuerpos y así son aprobados por Exa 1.  
Grado de protección IP 65  
Ex grado de protección EEx de II C T6.

01/0007/No.110

**Limitadores de presión con bloqueo de estado para conmutación (para reinicio forzado)**



En las funciones del limitador es frecuentemente necesario retener y bloquear el estado de cierre y liberar la cerradura y encender de nuevo sólo el sistema después que las causas que llevaron al cierre de seguridad se hayan eliminado. Hay dos posibilidades para esto:

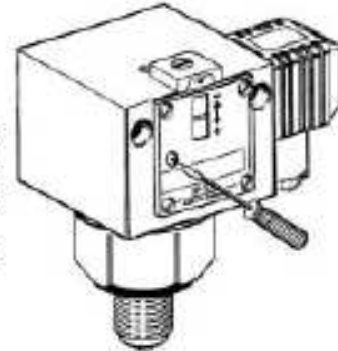
**1. Cerradura Mecánica dentro del Interruptor de Presión**

Un micro-conmutador "bistable" se construye en el límite en lugar del micro-conmutador con reinicio automático.

Cuando el valor puesto en la escala se alcanza, el micro-conmutador cambia y permanece en esta posición. La cerradura debe soltarse apretando el botón de desbloqueo (marcado por un punto rojo en el lado de la escala del dispositivo de conmutación). Según la versión, la cerradura puede ser eficaz con subidas o valores fallidos. Desbloquear puede tomar lugar sólo si la presión ha caído una cierta cantidad o en el caso de bloquearlo ha bajado de nuevo al punto de conmutación más bajo.

Cuando el limitador de presión se selecciona, un rango para el monitoreo debe hacerse entre la presión de máxima y mínima.

No pueden entregarse las versiones-EX con el bloqueador interior.

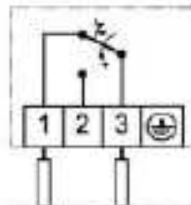


**1.1 Limitación de máxima presión**

Sobre conmutación y bloqueo con presión elevada.

Función adicional: 205, ZF 305

Conexión a terminal 1 y 3:

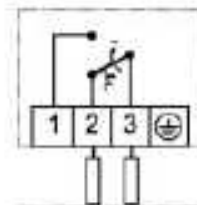


**1.2 Limitación de mínima presión**

Sobre conmutación y bloqueo con falta de presión.

Función adicional: 206, 306

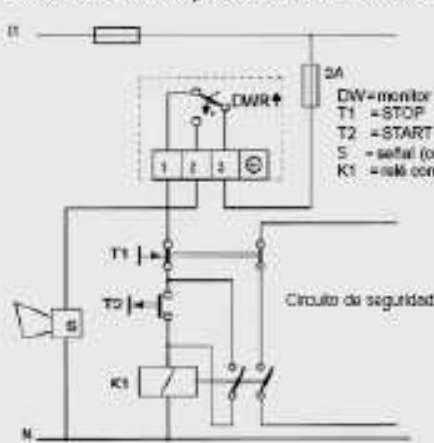
Conexión a terminal 2 y 3:



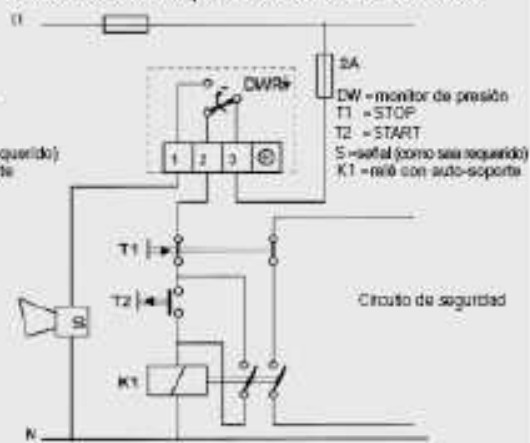
**2. Interbloqueo eléctrico externo en el compartimento del mecanismo de control**

Un monitor de presión (el micro-conmutador con reinicio automático) también puede usarse como el limitador si un inter bloqueo eléctrico es conectado en serie. En la limitación de presión en vapor y calderas de agua caliente, el inter bloqueo externo es sólo permisible si se asegura que el monitor de presión es de "construcción especial".

**2.1 Limitación de máxima presión con enclavamiento externo**



**2.2 Limitación de mínima presión con enclavamiento externo**



Cuando el circuito de inter bloqueo mostrado es utilizado, se cumplen los requisitos de acuerdo con DIN 57 115/VDE 0115 si los equipos eléctricos como contactores o relés del circuito de inter bloqueo externo corresponden respectivamente a VDE 0560 o VDE 0435.

## SCH-DNM

### Commutadores de Presión con Sistema Sensor en versión de acero inoxidable



#### Detalles técnicos

##### Conexión de presión

Rosca externa G 1/2 A (conexión al medidor de presión) según DIN 16 288 y rosca interna G 1/4 para ISO 228 parte 1.

##### Dispositivo de conmutación

Cuerpo aspero (200) resistente al agua marina aluminio fundido GD Al Si 12.

##### Protección

IP54, con aditamento para posición vertical, IP65 con versión EEx-d.

##### Elemento de sensado para presión

X 12 Cr Mo 517

Material No.: 1.4104

DCM025 -DCM1

##### Posición del aditamento

Verticalmente hacia arriba y horizontal.

##### Temperatura máxima ambiental

de la unidad de conmutación

-25...+70°C

EEx-d versiones: -15...+60°C

##### Temperatura máxima del medio

La temperatura máxima del medio al elemento sensor de presión no debe exceder la temperatura aceptable al dispositivo de conmutación.

Las temperaturas hasta 85°C son aceptables para períodos cortos. Superiores temperaturas del medio son posibles, con tal de que el límite superior al dispositivo de conmutación se salvaguarde por las medidas convenientes (E), trampa de tubería para agua).

##### Aditamento

Directamente en la presión de línea (conexión del manómetro) o en una superficie plana con tornillos de 2-4 mm.

##### Presión de conmutación

Ajustable externamente por medio de un desatornillador.

##### Diferencial del conmutador

No ajustable en DNM y Ex-DNM.

Ajustable en DNMV.

Para valores ver Resumen de tipos.

##### Métodos de sellado

Como sea requerido (puede también ser llevado hacia afuera después de montaje).

##### Ajusto

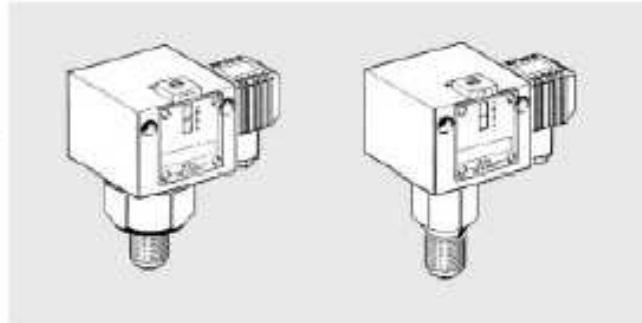
El valor de escala corresponde al punto de conmutación más bajo, el punto de conmutación más alto es más alto por la conmutación diferencial.

##### Anuencia del contacto

Folo-simple conmutador de cambio.

##### Capacidad de conmutación

	250 V-		250 V-	
	(ohm)	(ind)	(ohm)	(ind)
Normal	5 A	5 A	0,3 A	5 A
EEx-d	3 A	3 A	0,03 A	3 A



Todos partes de las series DNM de conmutadores de presión que entran en contacto con el medio son hechas de acero inoxidable. Ellos son especialmente convenientes para agua agresiva y para NH3. El sensor de presión se suelda por el método más moderno sin el material agregado. El cuerpo del conmutador de aluminio tiene una resistencia alta a los efectos corrosivos de la atmósfera ambiente.

#### Resumen de tipos

Modelo	Rango de ajuste	Diferencia de conmut. (Val. sign.)	Max. presión permitida	Dimens. esquemas
<b>Diferencia de presión no ajustable</b>				
SCH-DNM 025	0.04 - 0.25 bar	0.03 bar	6 bar	1 + 16
SCH-DNM 6	0.5 - 6 bar	0.15 bar	16 bar	1 + 15
SCH-DNM 625	0.5 - 6 bar	0.25 bar	25 bar	1 + 15
SCH-DNM 10	1 - 10 bar	0.3 bar	0.3 bar	1 + 15
SCH-DNM 16	3 - 16 bar	0.5 bar	0.5 bar	1 + 15
SCH-DNM 25	4 - 25 bar	1.0 bar	1.0 bar	1 + 15
SCH-DNM 40	10 - 40 bar	1.33 bar	1.3 bar	1 + 15
SCH-DNM 63	16 - 63 bar	2.0 bar	2.0 bar	1 + 15

Grado Ex de protección EEx-I: con ZF 512 o ZF 513.

Ejemplo de pedido: SCH-DNM..513

#### Diferencia de presión ajustable

SCH-DNMV 6	0.5 - 6 bar	0.25 - 2.0 bar	16 bar	1 + 15
SCH-DNMV 16	3 - 16 bar	0.7 - 3.5 bar	25 bar	1 + 15
SCH-DNMV 40	10 - 40 bar	2.0 - 6.6 bar	60 bar	1 + 15
SCH-DNMV 63	16 - 63 bar	3.0 - 10 bar	130 bar	1 + 15

#### Ex - versión, Grado Ex de protección

SCH-Ex-DNM 506	15 - 60 mbar	10 mbar	5 bar	3 + 12
SCH-Ex-DNM 516	40 - 160 mbar	12 mbar	5 bar	3 + 12
SCH-Ex-DNM 525	100 - 250 mbar	20 mbar	5 bar	3 + 12
SCH-Ex-DNM 06	0.1 - 0.6 bar	25 mbar	6 bar	3 + 16
SCH-Ex-DNM 1	0.2 - 1.6 bar	30 mbar	6 bar	3 + 16
SCH-Ex-DNM 3	0.2 - 2.5 bar	60 mbar	16 bar	3 + 15
SCH-Ex-DNM 6	0.5 - 6 bar	0.10 bar	16 bar	3 + 15
SCH-Ex-DNM 625	0.5 - 6 bar	0.20 bar	25 bar	3 + 15
SCH-Ex-DNM 16	3 - 16 bar	0.2 bar	25 bar	3 + 15
SCH-Ex-DNM 25	4 - 25 bar	0.5 bar	60 bar	3 + 15
SCH-Ex-DNM 40	10 - 40 bar	0.7 bar	60 bar	3 + 15
SCH-Ex-DNM 63	16 - 63 bar	1.0 bar	130 bar	3 + 15



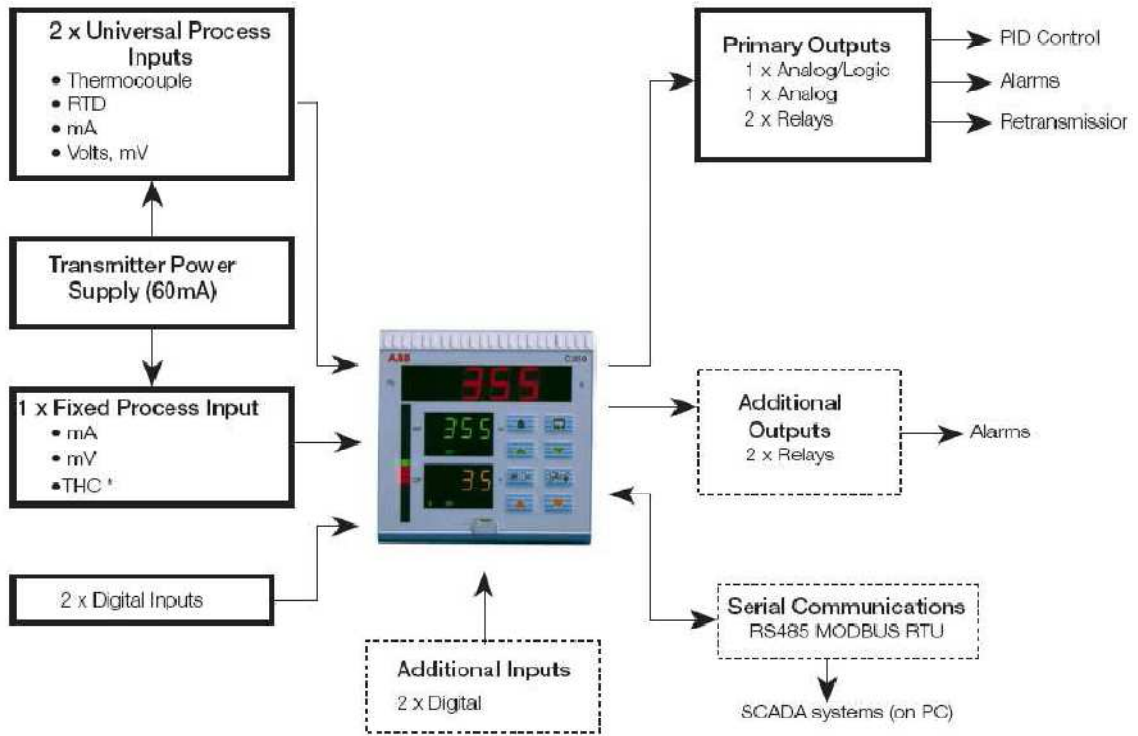
- **Controlador PID con estrategias de control múltiples**
  - controlador de bucle simple, corrección anticipante, cascada, relación, estación automática/manual y soporte analógico.
- **Tres pantallas LED grandes con gráfico de barras de desviación**
  - pantalla clara y fácil de seguir con teclas de función de colores coordinados
- **Amplias capacidades de entrada/salida**
  - tres entradas analógicas, dos salidas analógicas, hasta cuatro relés y cuatro entradas digitales más MODBUS RS485 para una flexibilidad total
- **Seguridad del proceso y seguridad de planta**
  - alarma de interrupción del bucle, controlador del proceso, protección por contraseña y recuperación de alimentación inteligente
- **Software de configuración para facilitar la instalación**
  - acceso a características avanzadas y parámetros estándar para reducir el tiempo de configuración
- **Funciones avanzadas de ahorro de costos**
  - bloques matemáticos, ecuaciones lógicas, alarmas en tiempo real, linealizadores adaptados y conexión por software
- **Monitor de Eficacia de Control (CEM) exclusivo**
  - dos algoritmos de autoajuste más ajuste fino manual utilizando CEM para lograr un rendimiento óptimo
- **Protección del panel frontal IP66/NEMA4X**
  - confiabilidad en los entornos más adversos
- **Perfil de rampa/ meseta**
  - 30 segmentos y 9 perfiles, configuración mediante el software para PC o panel frontal



**C355 – controlador de bucle simple avanzado en un compartimento pequeño, formato 1/4 DIN**



**Conexiones de Proceso**



KEY: Standard Option

\* Only if standard universal input is THC

## Especificaciones

### Resumen

17 plantillas de aplicaciones: Bucle simple, Cascada, Corrección anticipante, Velocidad Automático/Manual

Dos opciones de autoajuste

Monitor de Eficacia de Control (CEM)

30 segmentos y 9 perfiles

Software de configuración

Panel frontal P66/NFMA4X

### Operación

#### Pantalla

- 1 x 4 dígitos, 14mm LxU (rojo) – variable del proceso
- 1 x 4 dígitos 5mmLED (verde) – punto de ajuste
- 1 x 3 dígitos 5mmLED (amarillo) – salida
- 1 x gráfico de barras de desviación de 24 segmentos

#### Configuración

- Configuración básica mediante teclas del panel frontal o PC
- Software de configuración de características de avanzada por PC

#### Seguridad

- Menús protegidos por contraseñas

### Funciones Estándar

#### Estrategias de control

Bucle único, Etación automático/manual, Soporte analógico, Cargador indicador/manual, Cascada\*, Corrección anticipante, Relación

#### Tiempo de salida

Corriente proporcional, Tiempo proporcional, Válvula motorizada\*\* encendido/apagado (con y sin realimentación), Calor/frío.

#### Parámetros de control

Cuatro juegos de configuraciones PI seleccionables mediante señales digitales

#### Puntos de ajuste

Local, remoto y cuatro puntos de ajuste fijos locales, seleccionables mediante señales digitales  
30 segmentos y 9 perfiles

#### Salidas configuradas

Tres valores de salida prefijados seleccionables mediante señales digitales

#### Autoajuste

A pedido para 1/4 de onda o mínimo rebase de línea

#### Alarmas de proceso

Cantidad	8
Tipos	Proceso alto/bajo, Salida alta/baja, Desviación alta/baja
Histeréisis	Nivel y tiempo **
Habilitar/inhabilitar alarma	Habilitar/inhabilitar alarmas mediante señal digital

#### Alarmas en tiempo real \*\*

Cantidad	2
Programable	Hora/día y duración

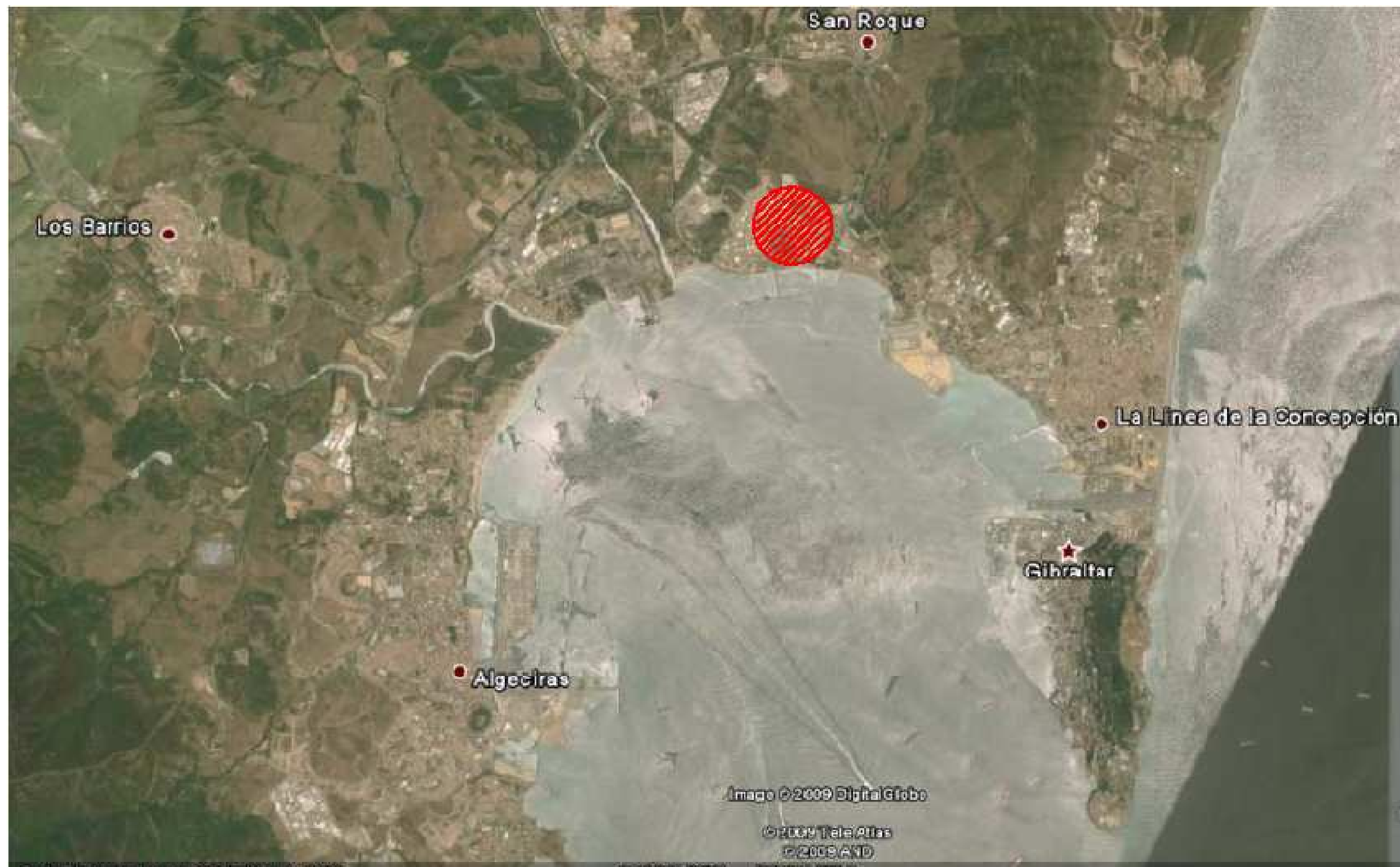
\* La válvula motorizada sin retroalimentación no está disponible en la plantilla en cascada.

\*\* Se accede a través del software de configuración

**DOCUMENTO 2:**  
**PLANOS**

## ÍNDICE

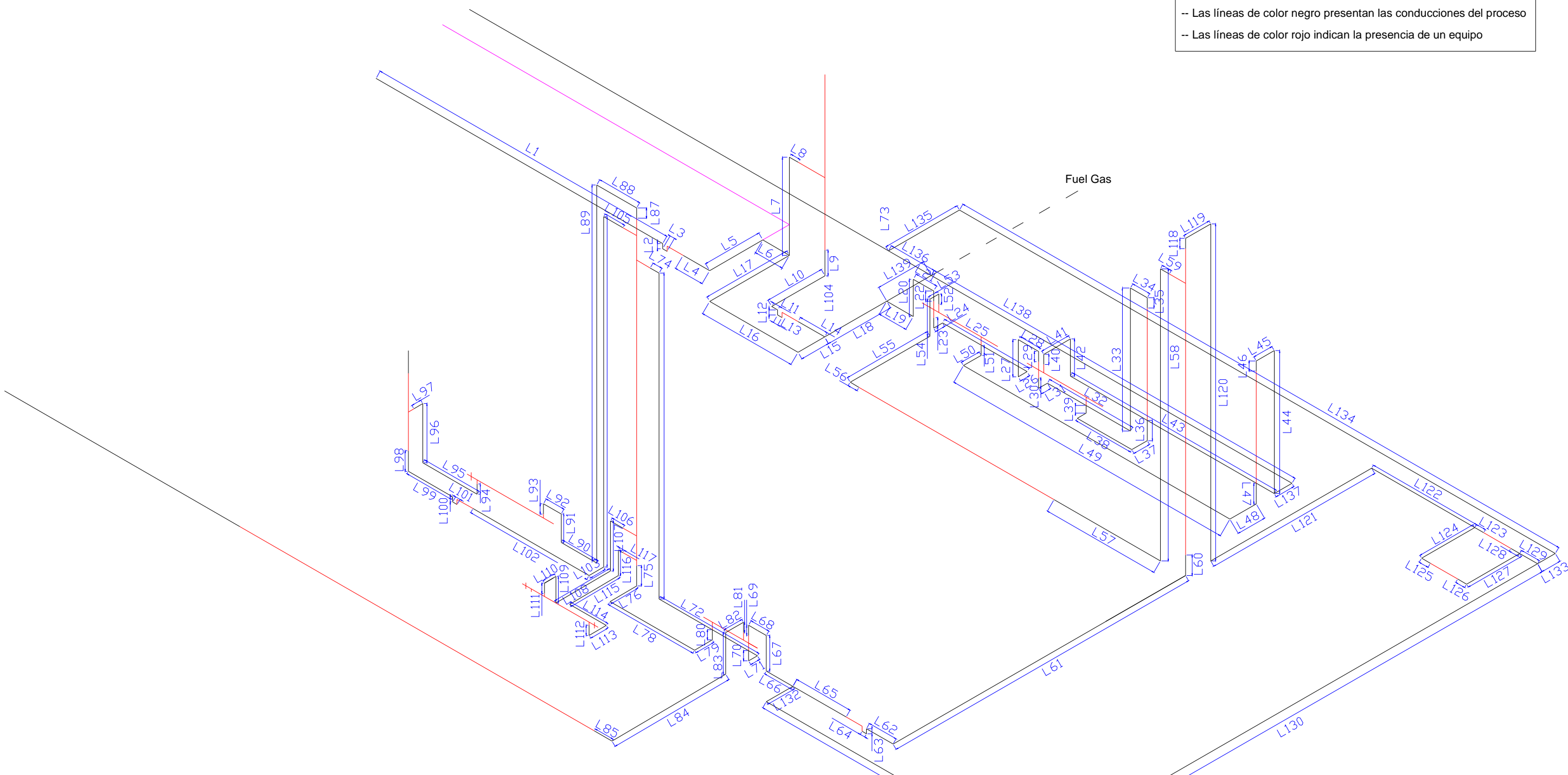
- Plano 01: Situación y emplazamiento
- Plano 02: Isométrica del Sistema de Tuberías
- Plano 03: Diseño del Diagrama de Control
- Plano 04: Diseño de Intercambiador de Calor (IC-01)
- Plano 05: Diseño de Intercambiador de Calor (IC-02)
- Plano 06: Diseño de Intercambiador de Calor (IC-03)
- Plano 07: Detalle de Intercambiadores de Calor (IC-01-02-03)
- Plano 08: Diseño de Reactor (R-01)
- Plano 09: Diseño de Reactor (R-02)
- Plano 10: Detalle de Reactores (R-01-02)
- Plano 11: Diseño de Separador Gas-Líquido (SP-01)
- Plano 12: Diseño de Separador Gas-Líquido (SP-02)
- Plano 13: Diseño de Columna de rectificación (T-01)
- Plano 14: Diseño de Intercambiador de Calor (IC-04)
- Plano 15: Detalle de Intercambiador de Calor (IC-04)
- Plano 16: Diseño de Condensador de Cabeza (CD-02)
- Plano 17: Detalle de Condensador de Cabeza (CD-02)
- Plano 18: Diseño de Condensador de Cabeza (CD-01)
- Plano 19: Diseño de Condensador de Cabeza (CD-03)
- Plano 20: Diseño de Condensador de Cabeza (CD-03)
- Plano 21: Distribución de los depósitos de almacenamiento de benceno
- Plano 22: Distribución de los depósitos de almacenamiento de ciclohexano





Proyecto: DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO		Plano: Situación y Emplazamiento	
Autor: M <sup>a</sup> Esther Camacho Monje Rocío Parrado Bolaños		UNIVERSIDAD DE CÁDIZ FACULTAD DE CIENCIAS	
Fecha: Junio de 2009	Escala: 1: 1000	Plano N <sup>o</sup> : 01	
INGENIERO QUÍMICO			

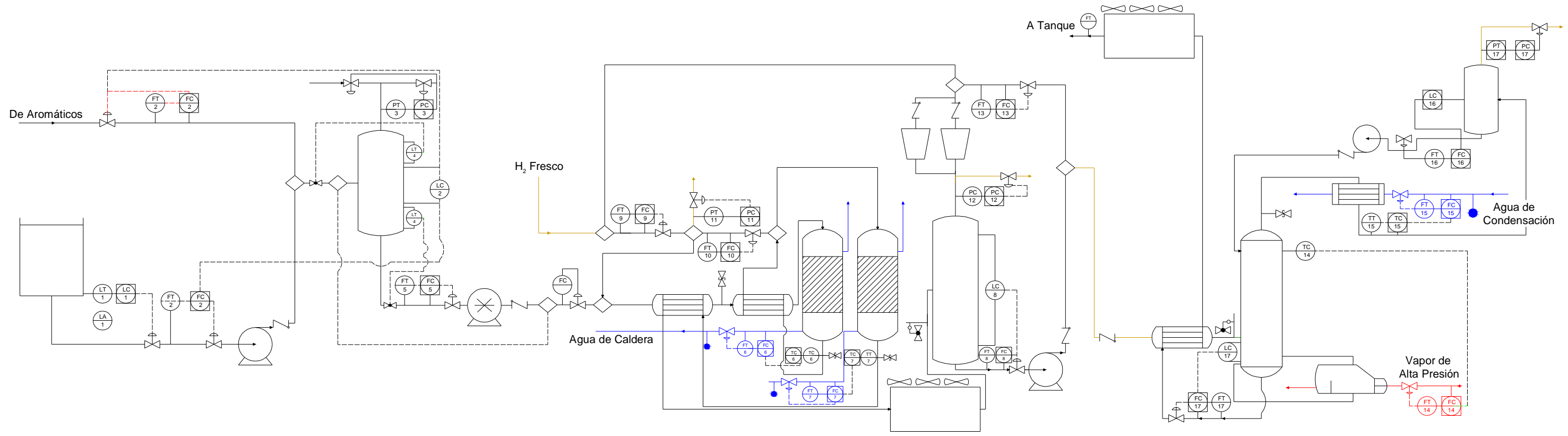
**Notas Generales**

- Las líneas de color negro presentan las conducciones del proceso
- Las líneas de color rojo indican la presencia de un equipo



TRAMO	DISTANCIA	TRAMO	DISTANCIA	TRAMO	DISTANCIA	TRAMO	DISTANCIA	TRAMO	DISTANCIA	TRAMO	DISTANCIA	TRAMO	DISTANCIA
L1	35,00 mts	L21	1,15 mts	L41	1,5 mts	L61	16,5 mts	L82	1,00 mts	L103	0,82 mts	L123	0,5 mts
L2	0,25 mts	L22	0,5 mts	L42	1,82 mts	L62	1,5 mts	L83	2,04 mts	L104	17,15 mts	L124	3,00 mts
L3	0,25 mts	L23	0,5 mts	L43	11,50 mts	L63	0,25 mts	L84	6,5 mts	L105	1,10 mts	L125	0,5 mts
L4	1,5 mts	L24	0,5 mts	L44	7,00 mts	L64	0,25 mts	L85	1,00 mts	L106	0,7 mts	L126	0,5 mts
L5	3,00 mts	L25	4,80 mts	L45	1,00 mts	L65	3,00 mts	L87	0,5 mts	L107	2,45 mts	L127	3,00 mts
L6	1,5 mts	L26	0,5 mts	L46	0,5 mts	L66	1,5 mts	L88	2,25 mts	L108	3,10 mts	L128	0,5 mts
L7	4,8 mts	L27	1,82 mts	L47	1,00 mts	L67	1,74 mts	L89	18,36 mts	L109	1,3 mts	L129	1,00 mts
L8	0,5 mts	L28	1,15 mts	L48	1,5 mts	L68	1,00 mts	L90	2,00 mts	L110	0,65 mts	L130	28,5 mts
L9	1,00 mts	L29	0,5 mts	L49	15,00 mts	L69	0,5 mts	L91	1,4 mts	L111	0,5 mts	L131	15,00 mts
L10	3,00 mts	L30	0,5 mts	L50	1,00 mts	L70	0,5 mts	L92	1,00 mts	L112	0,5 mts	L132	1,5 mts
L11	0,33 mts	L31	0,5 mts	L51	0,5 mts	L71	0,5 mts	L93	0,5 mts	L113	1,00 mts	L133	1,00 mts
L12	0,25 mts	L32	4,7 mts	L52	0,5 mts	L72	5,55 mts	L94	0,5 mts	L114	2,07 mts	L134	33,60 mts
L13	0,25 mts	L33	7,00 mts	L53	0,5 mts	L73	16,00 mts	L95	3,10 mts	L115	2,77 mts	L135	4,00 mts
L14	1,5 mts	L34	0,95 mts	L54	1,82 mts	L74	0,5 mts	L96	2,9 mts	L116	1,25 mts	L136	2,40 mts
L15	1,5 mts	L35	0,5 mts	L55	4,5 mts	L75	1,00 mts	L97	0,5 mts	L117	0,25 mts	L137	1,00 mts
L16	5,00 mts	L36	1,00 mts	L56	0,5 mts	L76	1,5 mts	L98	1,00 mts	L118	0,5 mts	L138	20,35 mts
L17	4,5 mts	L37	0,9 mts	L57	6,00 mts	L78	4,77 mts	L99	2,5 mts	L119	1,42 mts	L139	2,50 mts
L18	3,5 mts	L38	3,07 mts	L58	14,30 mts	L79	1,00 mts	L100	0,25 mts	L120	16,5 mts		
L19	1,5 mts	L39	0,5 mts	L59	0,5 mts	L80	0,5 mts	L101	0,25 mts	L121	9,00 mts		
L20	1,82 mts	L40	0,5 mts	L60	1,00 mts	L81	0,5 mts	L102	6,55 mts	L122	5,80 mts		

<b>Proyecto:</b> DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO		<b>Plano:</b> Isométrica del Sistema de Tuberías	
<b>Autor:</b> M <sup>a</sup> Esther Camacho Monje Rocío Parrado Bolaños		<b>UNIVERSIDAD DE CÁDIZ</b>  Universidad de Cádiz	
<b>Fecha:</b> Junio de 2009		<b>FACULTAD DE CIENCIAS</b>  Ingeniería Química Matemáticas Química www.uca.es/ciencias Campus de Puerto Real	
<b>Escala:</b> 1: 200		<b>Plano N°:</b> 02	
<b>INGENIERO QUÍMICO</b>			

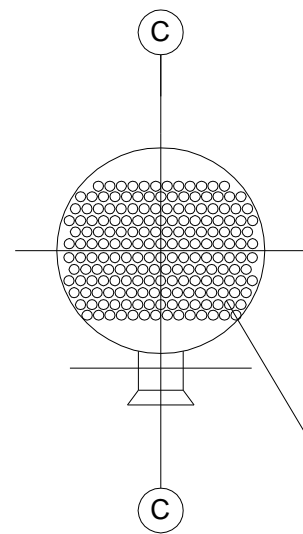


LEYENDA			
LETRAS Nº	Medidor y variable relacionada		Bomba centrífuga
	Número Identificativo del Lazo de control al que pertenece el instrumento		Conexión
LETRAS Nº	Controlador y variable relacionada		Compresor centrífugo
	Número Identificativo del Lazo de control al que pertenece el instrumento		Ventilador Axial
FT	Medición de caudal		Válvula de Reducción de presión
FC	Control de caudal		Válvula de Control
TT	Medición de temperatura		Válvula de retención/Antiretorno
TC	Control de temperatura		Válvula de alivio de presión
LT	Medición de nivel		Válvula de compuerta
LC	Control de nivel		Toma de agua
LA	Alarma de nivel		

Proyecto: DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO		Plano: Diseño del Diagrama de Control	
Autor: M <sup>a</sup> Esther Camacho Monje Rocío Parrado Bolaños		UNIVERSIDAD DE CÁDIZ	FACULTAD DE CIENCIAS
Fecha: Junio de 2009	Escala: 1: 190	 UCA Universidad de Cádiz	 Enología Ingeniería Química Matemáticas Química www.uca.es/ciencias Campus de Puerto Real
Plano Nº : 03			
INGENIERO QUÍMICO			

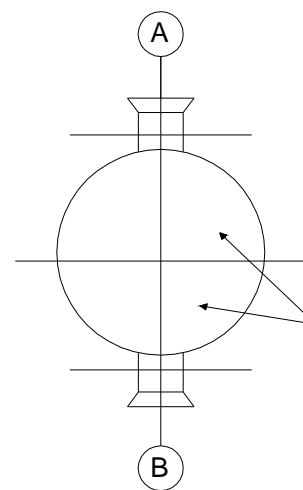
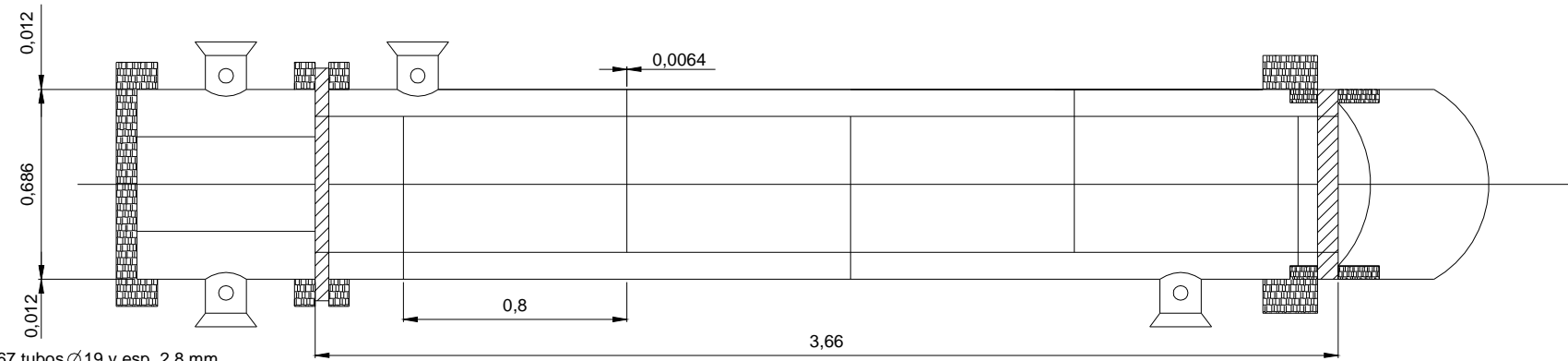


**HAZ DE TUBOS**



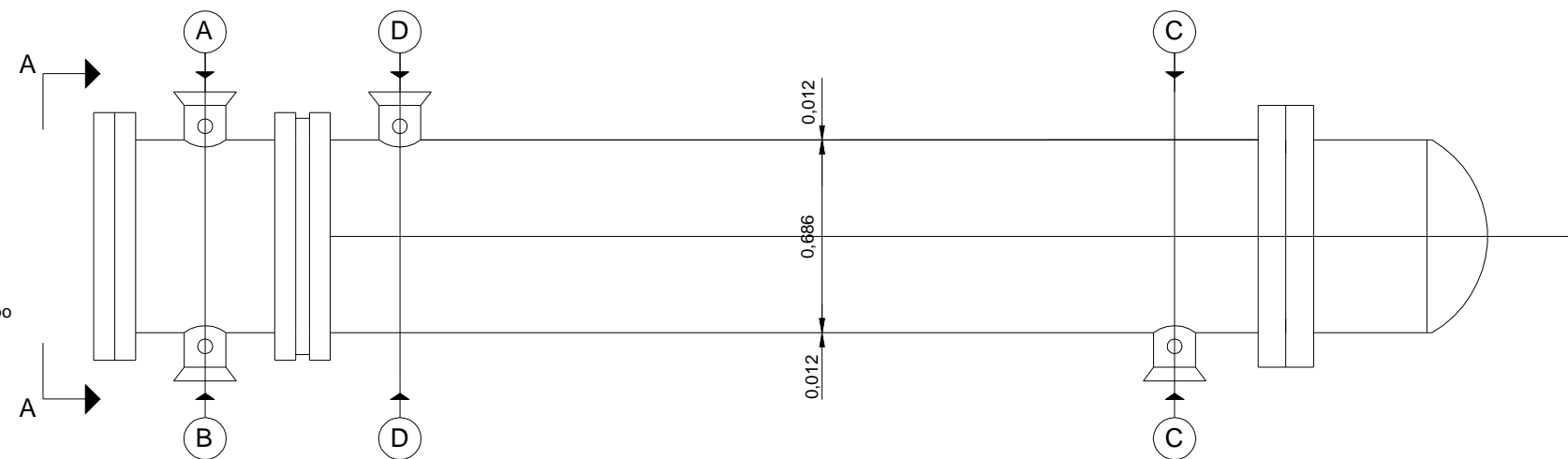
Haz de 267 tubos  $\varnothing 19$  y esp. 2,8 mm  
(Long. total = 3,66 m)

**SECCIÓN LONGITUDINAL**



2 pasos por tubo

**SECCIÓN A-A**



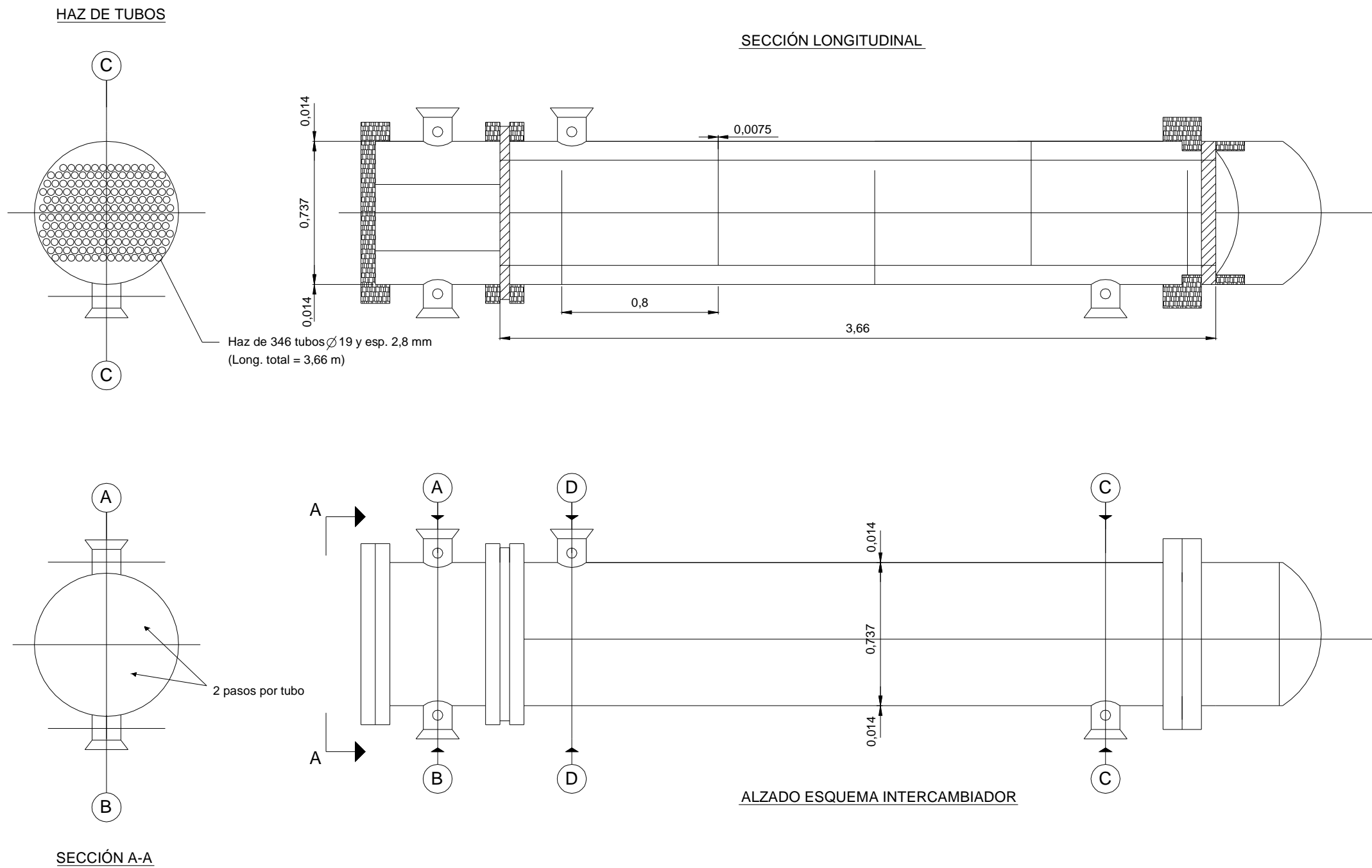
**ALZADO ESQUEMA INTERCAMBIADOR**

MATERIALES	
CARCASA	SA-240
TUBOS	SA-240

CORRIENTES	
A	Entrada de corriente a calentar
B	Salida de corriente a calentar
C	Entrada de producto segundo reactor
D	Salida de producto segundo reactor

DATOS DE DISEÑO	
	Tubos/Carcasa
FLUIDO	Reactivos/Producto Reactor R-02
CÓDIGO	TEMA
TIPO DE INTERCAMBIADOR	AES
TEMPERATURA ENTRADA (°C)	39,9 / 96,78
TEMPERATURA SALIDA (°C)	151,9 / 98,42
Nº DE PASOS	2 / 1
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,905

Proyecto: DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO		Plano: Diseño de Intercambiador de Calor (IC-01)	
Autor: M <sup>a</sup> Esther Camacho Monje Rocío Parrado Bolaños		UNIVERSIDAD DE CÁDIZ	
Fecha: Junio de 2009		FACULTAD DE CIENCIAS	
Escala: 1: 25		INGENIERO QUÍMICO	
Plano N <sup>o</sup> : 04		UCA Universidad de Cádiz	
		Ecología Ingeniería Química Matemáticas Química www.uca.es/ciencias Campus de Puerto Real	



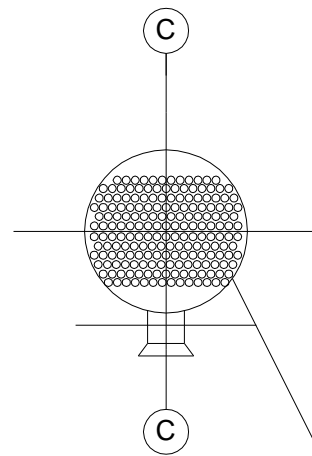
MATERIALES	
CARCASA	SA-240
TUBOS	SA-240

CORRIENTES	
A	Entrada de corriente fría a calentar
B	Salida de corriente fría calentada
C	Entrada de producto primer reactor
D	Salida de producto primer reactor

DATOS DE DISEÑO	
	Tubos/Carcasa
FLUIDO	Reactivos/Producto Reactor R-01
CÓDIGO	TEMA
TIPO DE INTERCAMBIADOR	AES
TEMPERATURA ENTRADA (°C)	96,78 / 226,9
TEMPERATURA SALIDA (°C)	125 / 157,3
Nº DE PASOS	2 / 1
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,905

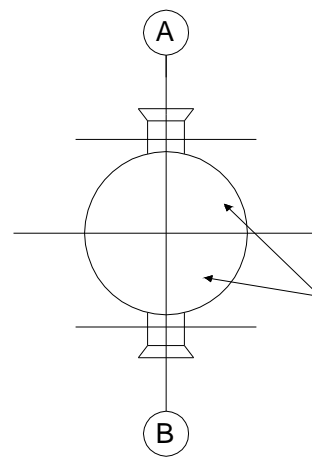
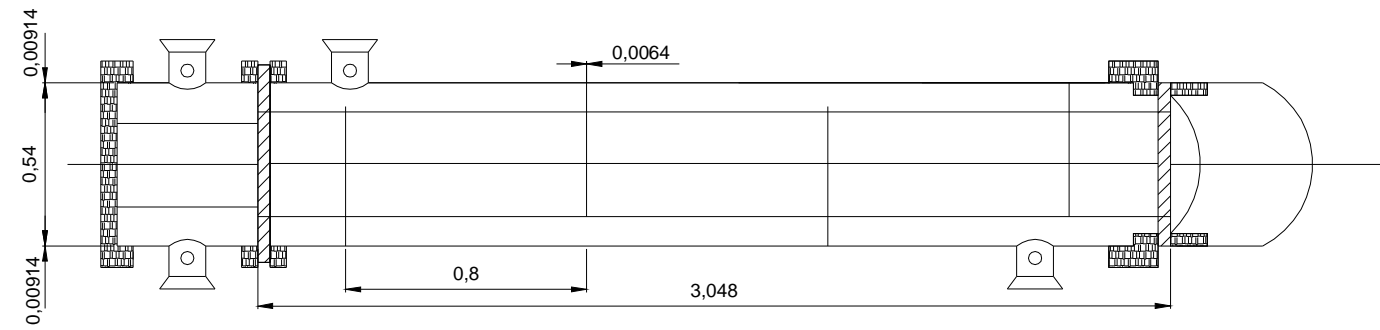
Proyecto: DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO		Plano: Diseño de Intercambiador de Calor (IC-02)	
Autor: M <sup>a</sup> Esther Camacho Monje Rocío Parrado Bolaños		UNIVERSIDAD DE CÁDIZ	FACULTAD DE CIENCIAS
Fecha: Junio de 2009	Escala: 1: 25		
INGENIERO QUÍMICO		 Universidad de Cádiz	 Ingeniería Química Matemáticas Química www.uca.es/ciencias Campus de Puerto Real

**HAZ DE TUBOS**

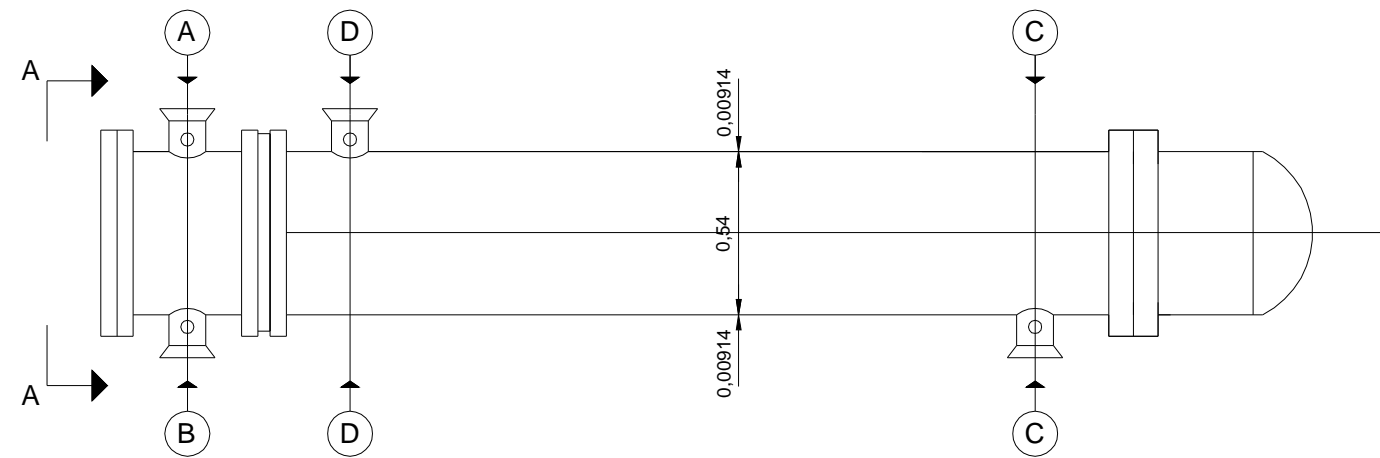


Haz de 171 tubos  $\varnothing$ 19 y esp. 2,8 mm  
(Long. total = 3,048 m)

**SECCIÓN LONGITUDINAL**



2 pasos por tubo



**ALZADO ESQUEMA INTERCAMBIADOR**

**SECCIÓN A-A**

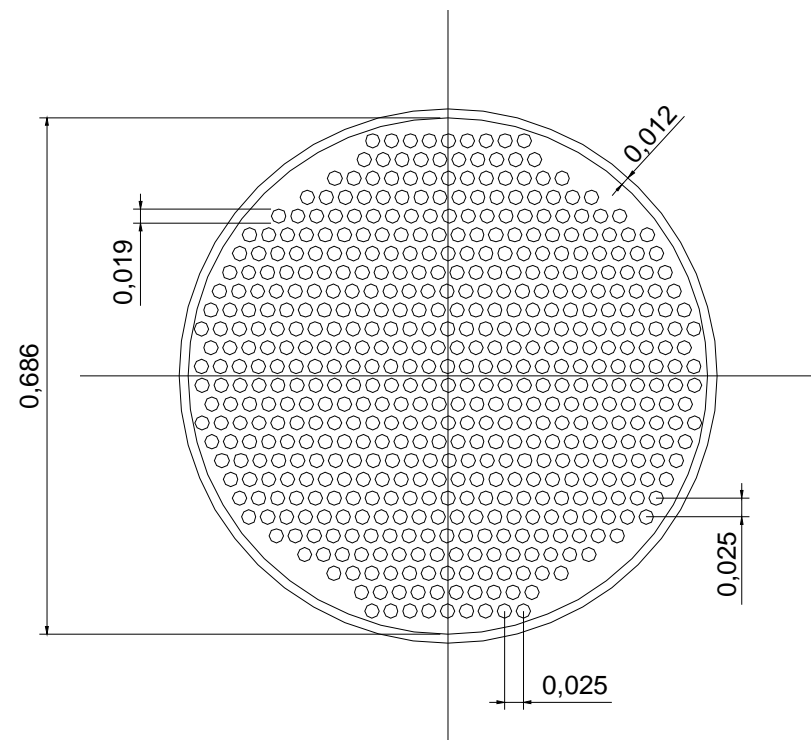
MATERIALES	
CARCASA	SA-285
TUBOS	SA-285

CORRIENTES	
A	Entrada de alimentación a columna calentada
B	Salida de corriente que alimenta a columna
C	Entrada de producto cola toma caliente
D	Salida de producto cola torre

DATOS DE DISEÑO	
FLUIDO	Tubos/Carcasa Producto zona de Reacción/ Producto cola de la Torre T-01
CÓDIGO	TEMA
TIPO DE INTERCAMBIADOR	AES
TEMPERATURA ENTRADA (°C)	45,09 / 237,09
TEMPERATURA SALIDA (°C)	130 / 141,4
Nº DE PASOS	2 / 1
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,905

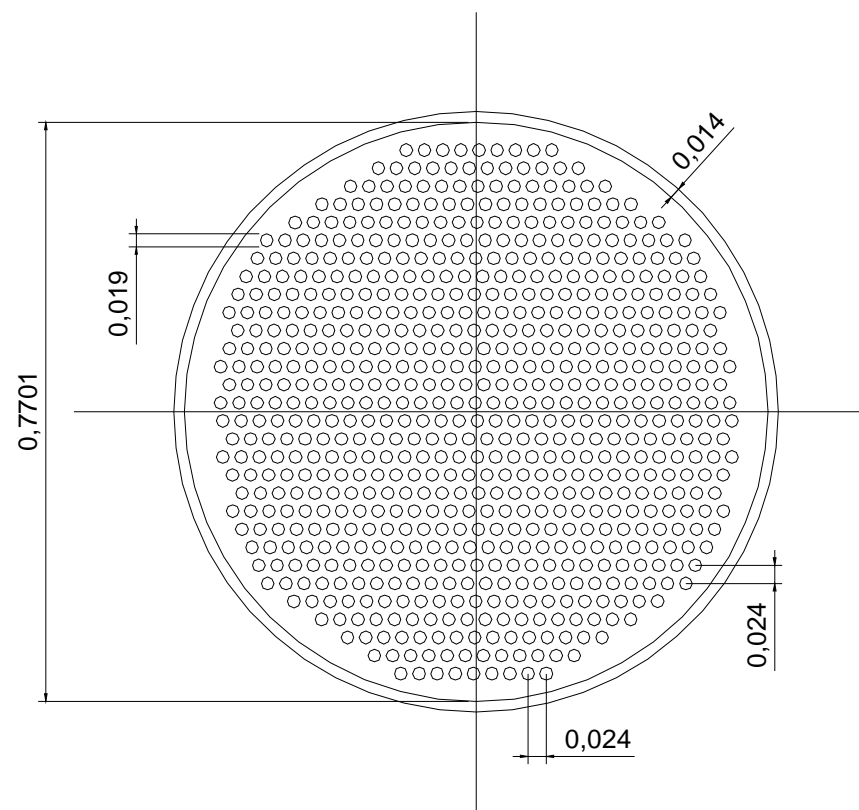
Proyecto: DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO		Plano: Diseño de Intercambiador de Calor (IC-03)	
Autor: M <sup>a</sup> Esther Camacho Monje Rocío Parrado Bolaños		UNIVERSIDAD DE CÁDIZ	FACULTAD DE CIENCIAS
Fecha: Junio de 2009	Escala: 1: 25	Plano Nº: 06	 
INGENIERO QUÍMICO			

Diseño de Intercambiador de Calor (IC-01)



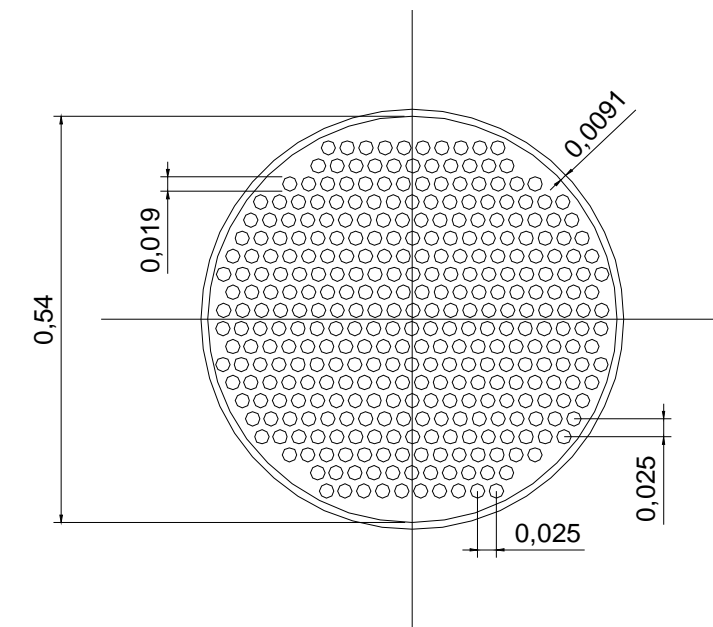
Total 534 tubos,  $\varnothing$  19 mm y espesor 2,8 mm

Diseño de Intercambiador de Calor (IC-02)



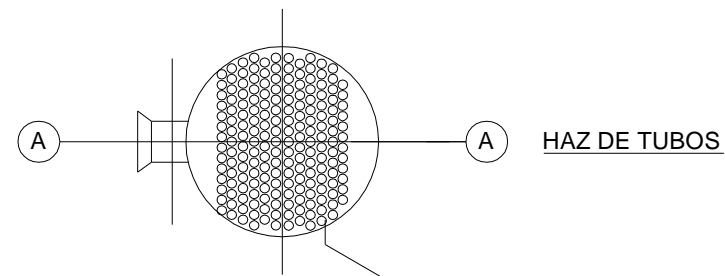
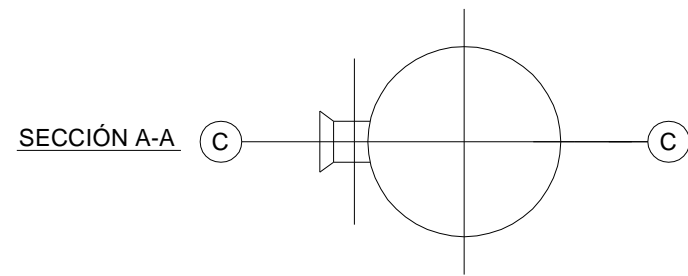
Total 692 tubos  $\varnothing$  19 mm y espesor 2,8 mm

Diseño de Intercambiador de Calor (IC-03)



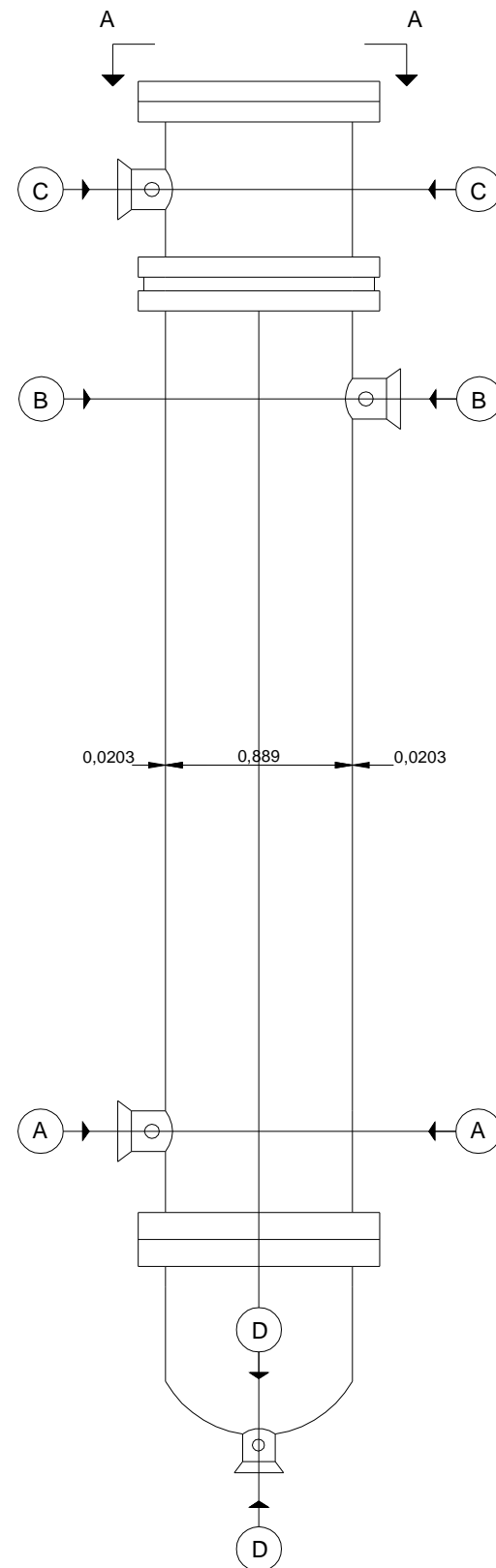
Total 342 tubos  $\varnothing$  19 mm y espesor 2,8 mm

Proyecto: DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO			Plano: Detalle de Intercambiadores de Calor (IC-01-02-03)	
Autor: M <sup>a</sup> Esther Camacho Monje Rocío Parrado Bolaños			UNIVERSIDAD DE CÁDIZ	
Fecha: Junio de 2009		Escala: 1: 10	FACULTAD DE CIENCIAS	
INGENIERO QUÍMICO				

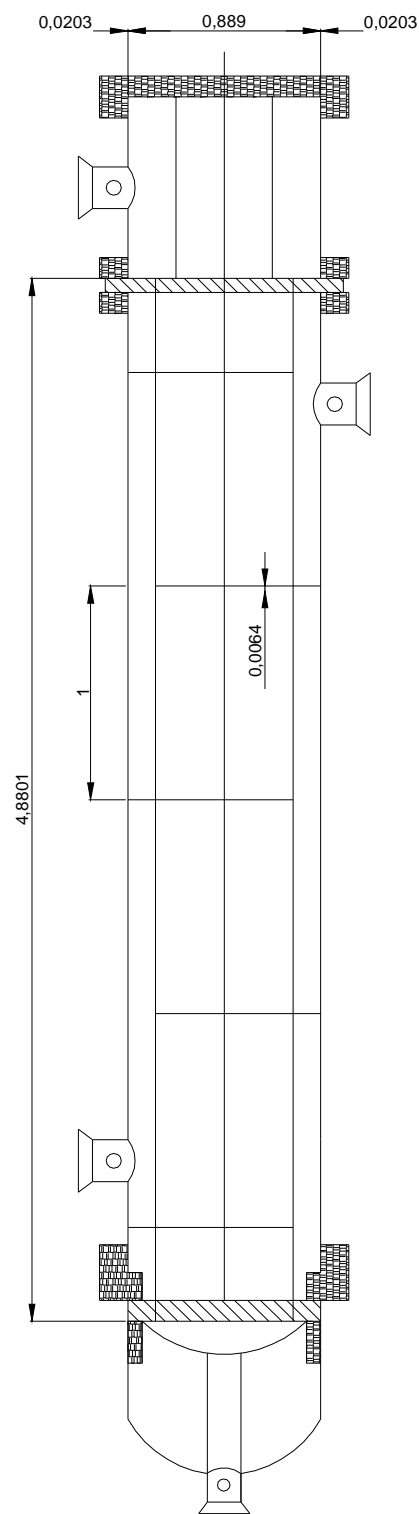


Haz de 250 tubos  $\phi$  19,9 mm y esp. 2,8 mm  
(Long. total = 4,88 m)

ALZADO ESQUEMA REACTOR



SECCIÓN LONGITUDINAL

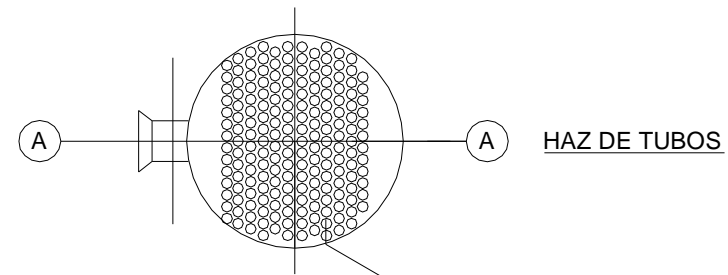
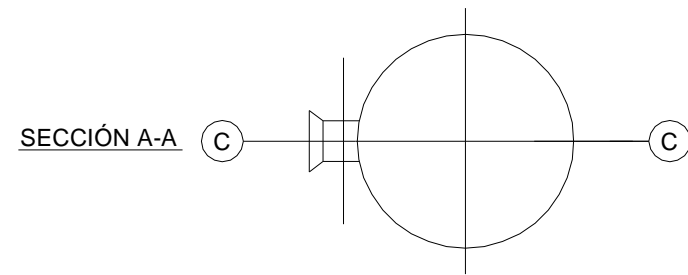


MATERIALES	
CARCASA	SA-285
TUBOS	SA-240

CORRIENTES	
A	Entrada de agua de refrigeración
B	Salida de agua de refrigeración
C	Entrada de reactivos
D	Salida de producto

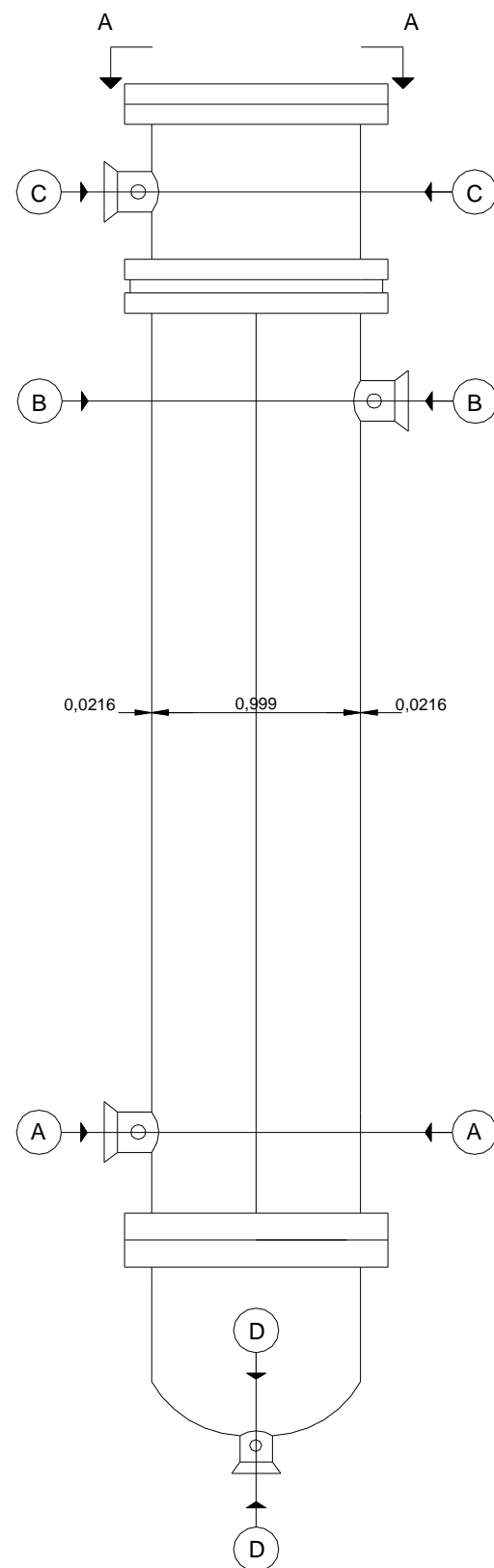
DATOS DE DISEÑO	
	Tubos/Carcasa
FLUIDO	Reactivos/Agua de refrigeración
CÓDIGO	TEMA
TIPO DE REACTOR	AET (Reactor multitubular)
TEMPERATURA ENTRADA ( $^{\circ}$ C)	125 / 30
TEMPERATURA SALIDA ( $^{\circ}$ C)	227 / 120
Nº DE PASOS	1 / 1
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,905

Proyecto: DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO		Plano: Diseño del Reactor (R-01)	
Autor: M <sup>a</sup> Esther Camacho Monje Rocío Parrado Bolaños		UNIVERSIDAD DE CÁDIZ  Universidad de Cádiz	FACULTAD DE CIENCIAS  Enología Ingeniería Química Matemáticas Química www.uca.es/ciencias Campus de Puerto Real
Fecha: 12 de Junio de 2009	Escala: 1: 35		
INGENIERO QUÍMICO			

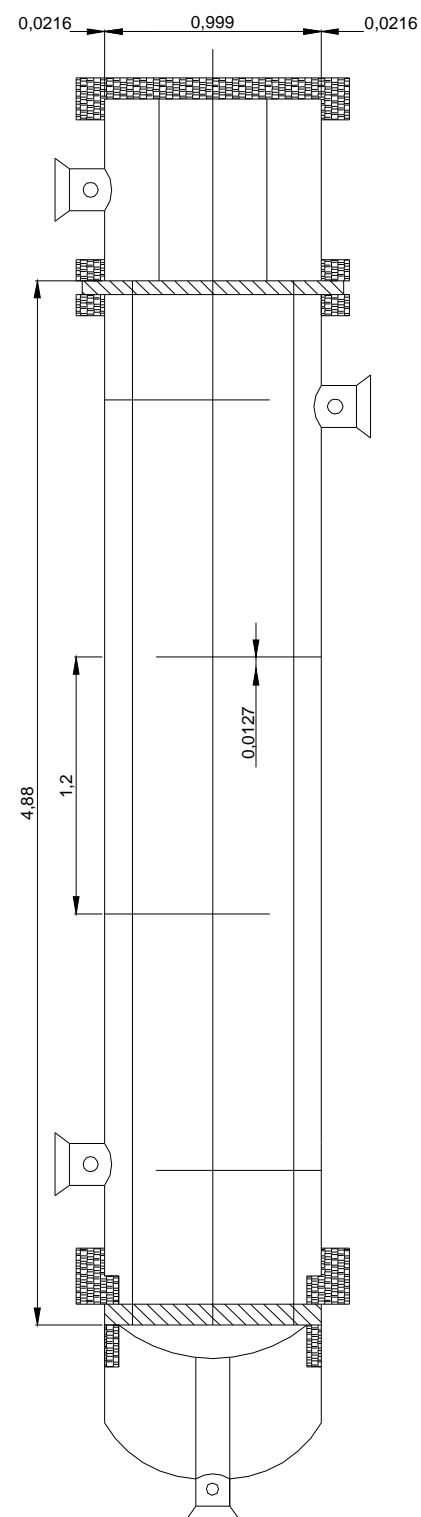


Haz de 210 tubos  $\varnothing 26,2$  mm y esp. 2,8 mm  
(Long. total = 4,88 m)

ALZADO ESQUEMA REACTOR



SECCIÓN LONGITUDINAL



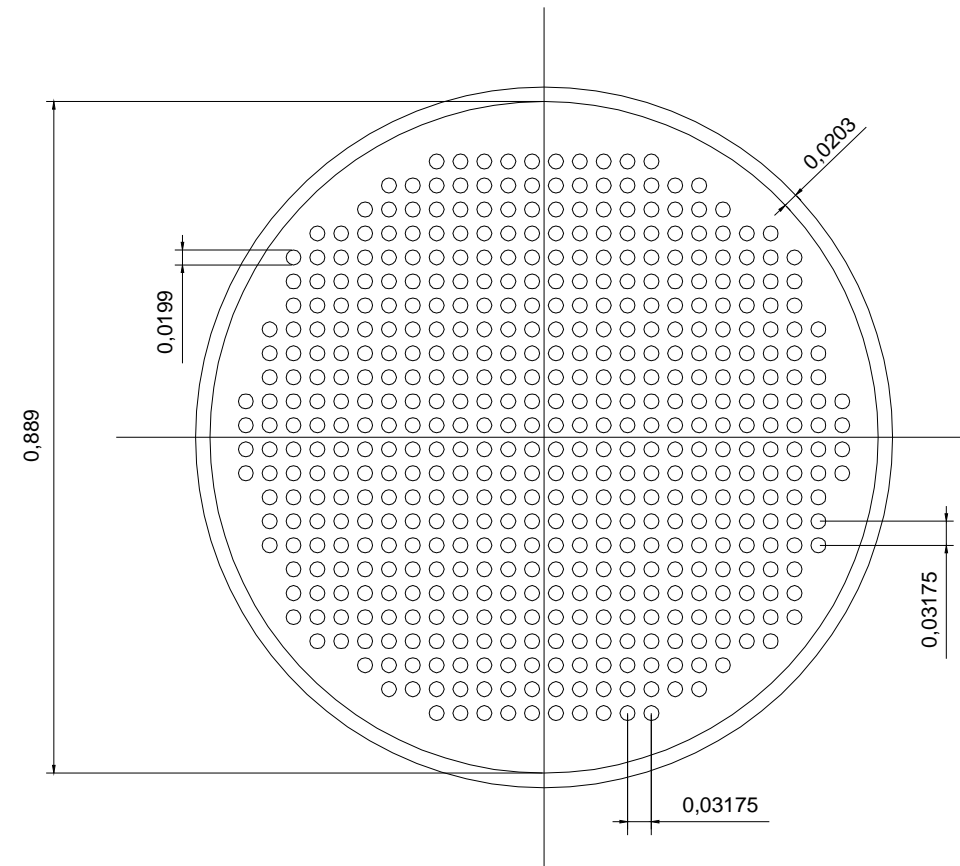
MATERIALES	
CARCASA	SA-285
TUBOS	SA-240

CORRIENTES	
A	Entrada de agua de refrigeración
B	Salida de agua de refrigeración
C	Entrada de reactivos
D	Salida de producto

DATOS DE DISEÑO	
	Tubos/Carcasa
FLUIDO	Reactivos/Agua de refrigeración
CÓDIGO	TEMA
TIPO DE REACTOR	AET (Reactor multitubular)
TEMPERATURA ENTRADA ( $^{\circ}\text{C}$ )	125 / 30
TEMPERATURA SALIDA ( $^{\circ}\text{C}$ )	152 / 120
Nº DE PASOS	1 / 1
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,905

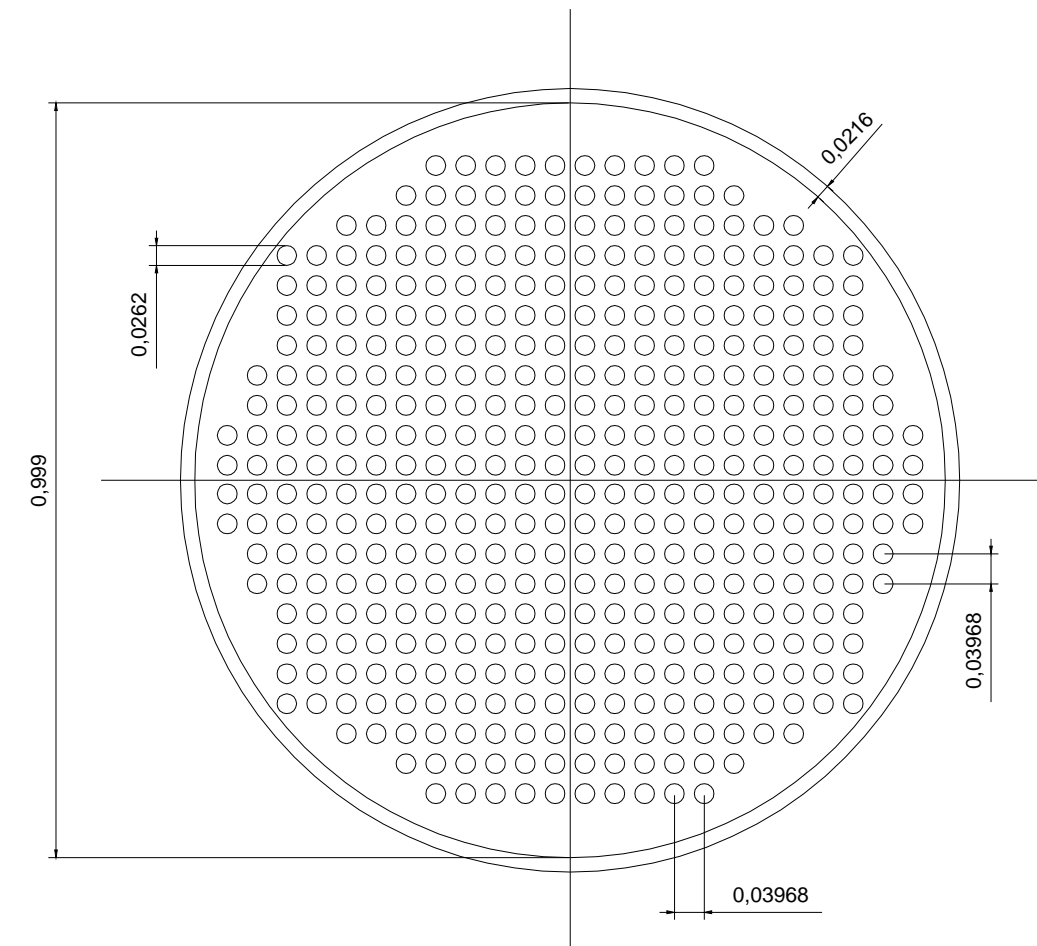
Proyecto: DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO		Plano: Diseño del Reactor (R-02)	
Autor: M <sup>a</sup> Esther Camacho Monje Rocío Parrado Bolaños		UNIVERSIDAD DE CÁDIZ  Universidad de Cádiz	FACULTAD DE CIENCIAS  Enología Ingeniería Química Matemáticas Química www.uca.es/ciencias Campus de Puerto Real
Fecha: 12 de Junio de 2009	Escala: 1: 35		
INGENIERO QUÍMICO			

Diseño de Reactor (R-01)



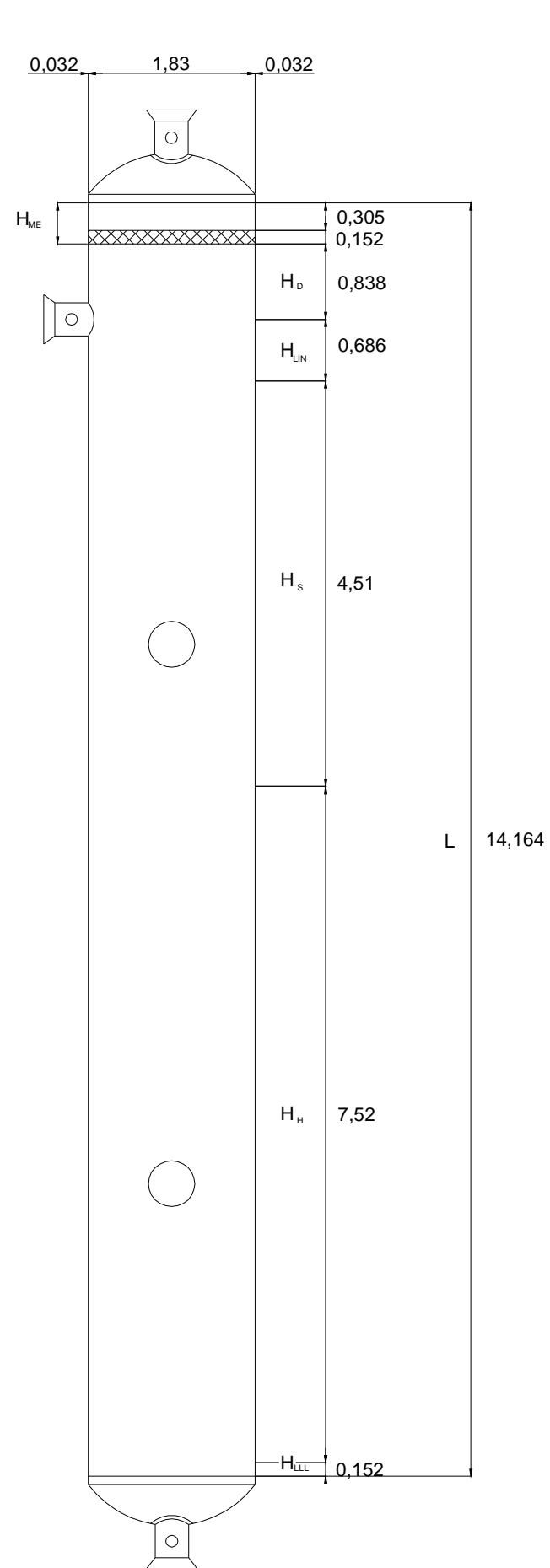
Total 250 tubos  $\varnothing$  19,9 mm y espesor de 2,8 mm

Diseño de Reactor (R-02)

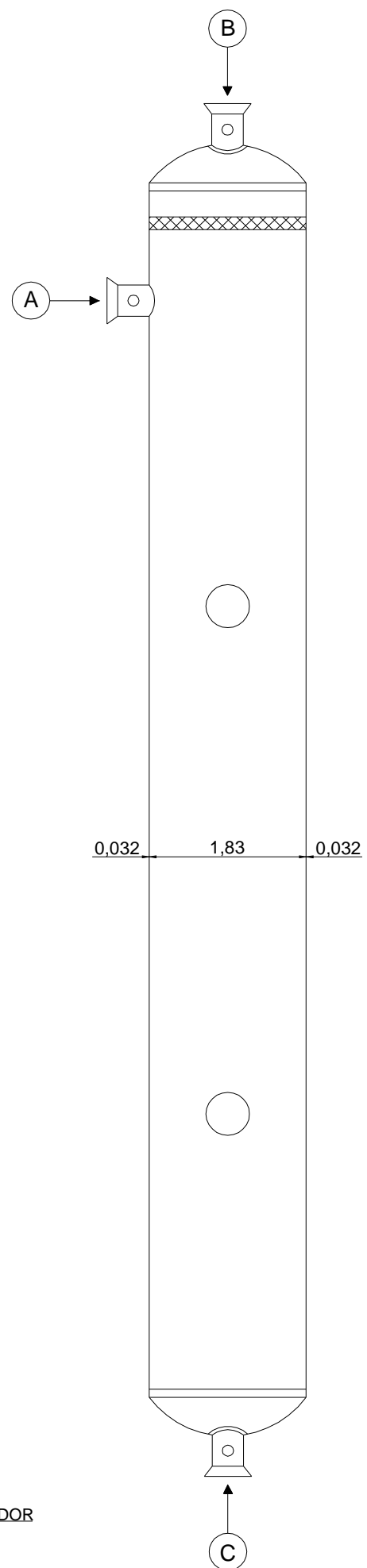


Total 210 tubos  $\varnothing$  26,2 mm y espesor de 2,8 mm

Proyecto: DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO		Plano: Detalle de Reactores (R-01-02)	
Autor: M <sup>a</sup> Esther Camacho Monje Rocío Parrado Bolaños		UNIVERSIDAD DE CÁDIZ  Universidad de Cádiz	FACULTAD DE CIENCIAS  Enología Ingeniería Química Matemáticas Química www.uca.es/ciencias Campus de Puerto Real
Fecha: 12 de Junio de 2009	Escala: 1: 10	Plano N <sup>o</sup> : 10	
INGENIERO QUÍMICO			



ALZADO ESQUEMA SEPARADOR



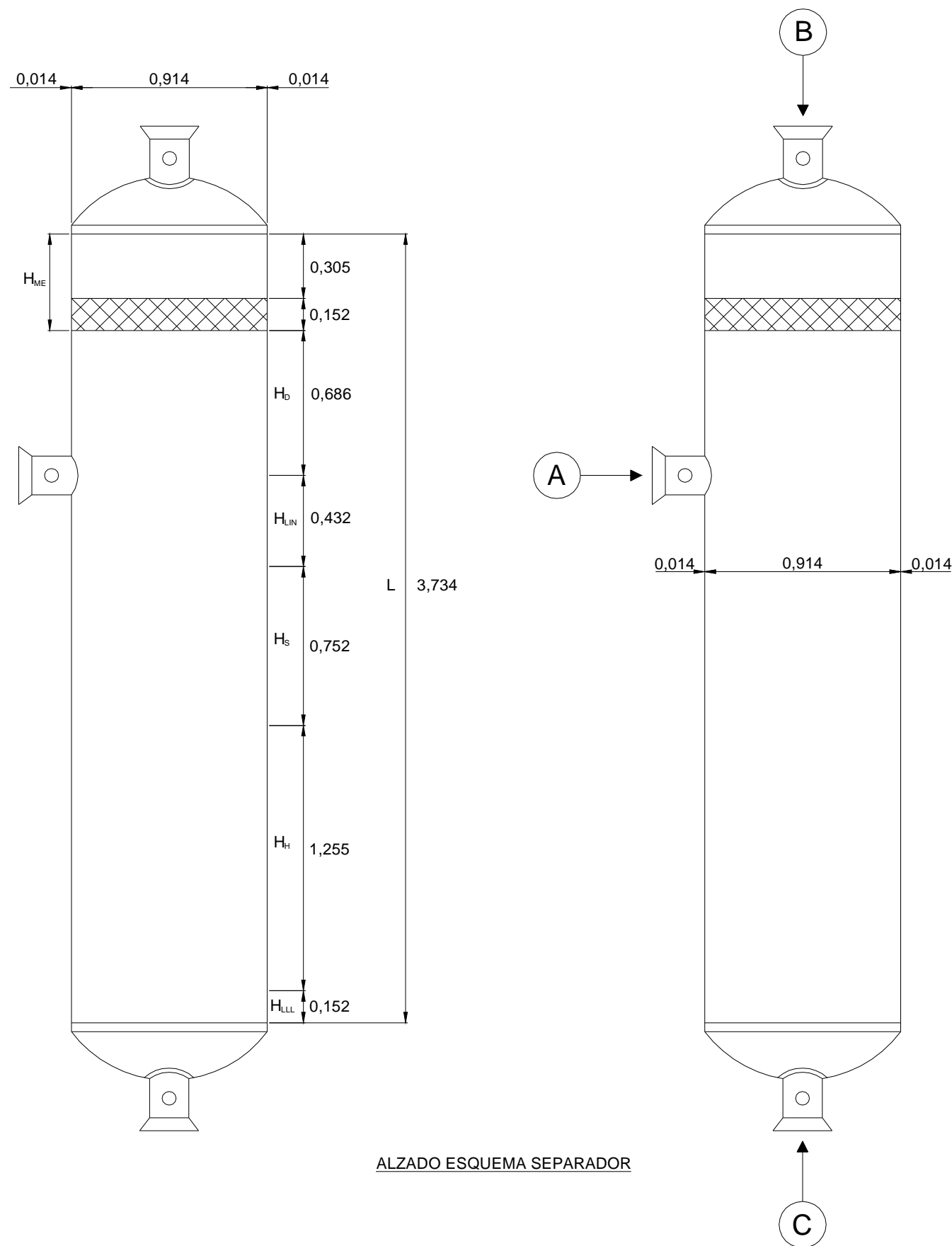
MATERIALES	
CARCASA	SA-285

CORRIENTES	
A	Entrada de alimentación
B	Salida de corriente gaseosa
C	Salida de corriente líquida

DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	Asme Sección VIII. Div. 1
TIPO DE SEPARADOR	Separador gas-líquido vertical
Tª DE OPERACIÓN (°C)	40
PRESIÓN DE OPERACIÓN	25,88 bar
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,905

Proyecto: DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO		Plano: Diseño de Separador gas-líquido (SP-01)	
Autor: Mª Esther Camacho Monje Rocío Parrado Bolaños		UNIVERSIDAD DE CÁDIZ  Universidad de Cádiz	FACULTAD DE CIENCIAS  Enología Ingeniería Química Matemáticas Química www.uca.es/ciencias Campus de Puerto Real
Fecha: Junio de 2009	Escala: 1: 100		
INGENIERO QUÍMICO			





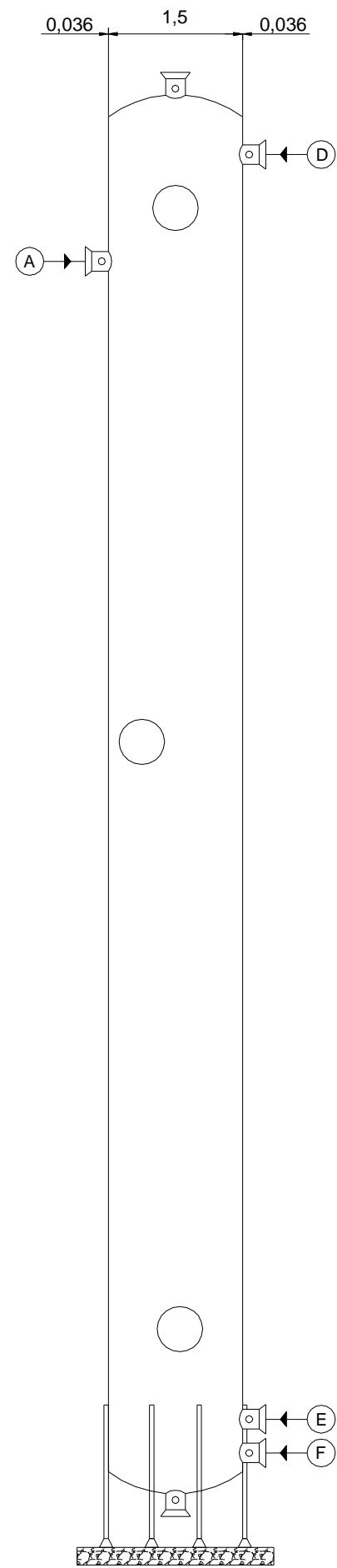
ALZADO ESQUEMA SEPARADOR

MATERIALES	
CARCASA	SA-285

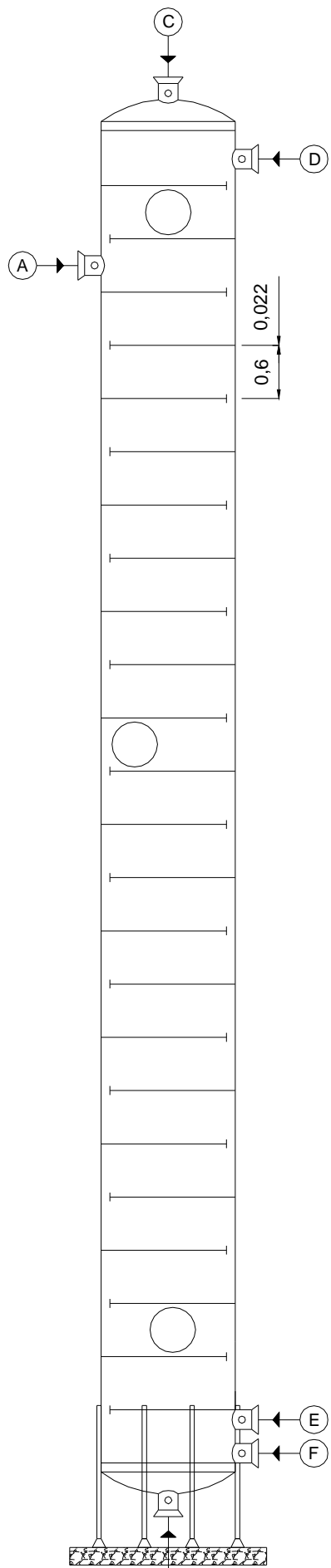
CORRIENTES	
A	Entrada de Alimentación
B	Salida de corriente gaseosa
C	Salida de corriente líquida

DATOS DE DISEÑO	
FLUIDO	Reactivos/Producto Reactor R-02
CÓDIGO	ASME Sección VIII. Div.1
TIPO DE SEPARADOR	Separador gas-líquido vertical con eliminador de nieblas
Tª de OPERACIÓN (°C)	35
PRESIÓN DE OPERACIÓN	21,27 bar
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,905

Proyecto: DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO		Plano: Diseño de Separador gas-líquido (SP-02)	
Autor: Mª Esther Camacho Monje Rocío Parrado Bolaños		UNIVERSIDAD DE CÁDIZ	FACULTAD DE CIENCIAS
Fecha: Junio de 2009	Escala: 1: 25	Plano N° : 12	
INGENIERO QUÍMICO			



ALZADO



ALZADO

MATERIALES	
CARCASA	SA-240

CORRIENTES	
A	Entrada de Alimentación
B	Salida de corriente de colas
C	Salida de corriente de cabezas
D	Entrada de corriente de flujo
E	Entrada de corriente parcialmente vaporizada
F	Salida de corriente a vaporizar

DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	ASME
TIPO DE COLUMNA	Columna de rectificación de platos perforados
Tª de OPERACIÓN (°C)	130
PRESIÓN DE OPERACIÓN	23,5 bar
SOPORTE	Faldón
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,27

Proyecto:  
DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO

Plano:  
Diseño de Columna de Rectificación

Autor:  
Mª Esther Camacho Monje  
Rocío Parrado Bolaños

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

FACULTAD DE CIENCIAS

Fecha:  
Junio de 2009

Escala:  
1: 70

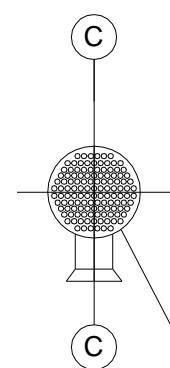
Plano Nº :  
13



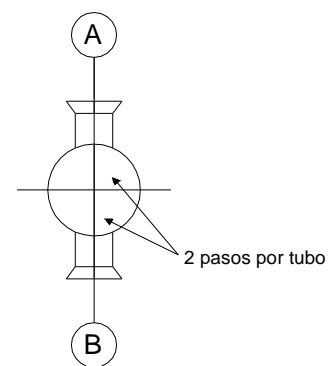
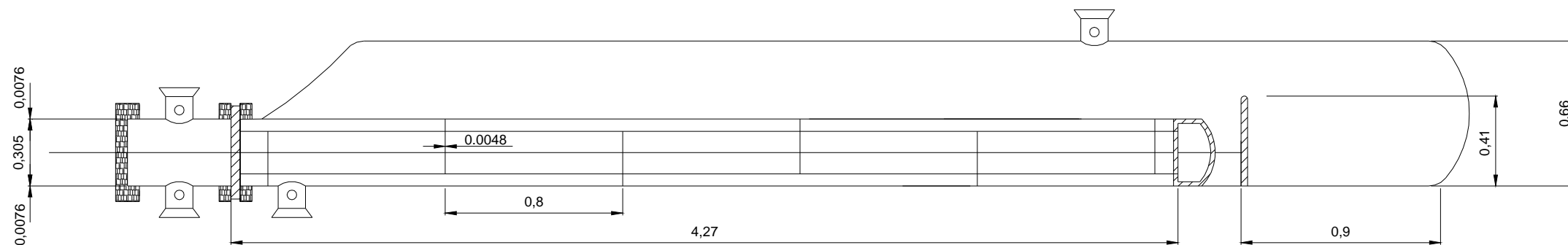
INGENIERO QUÍMICO

SECCIÓN LONGITUDINAL

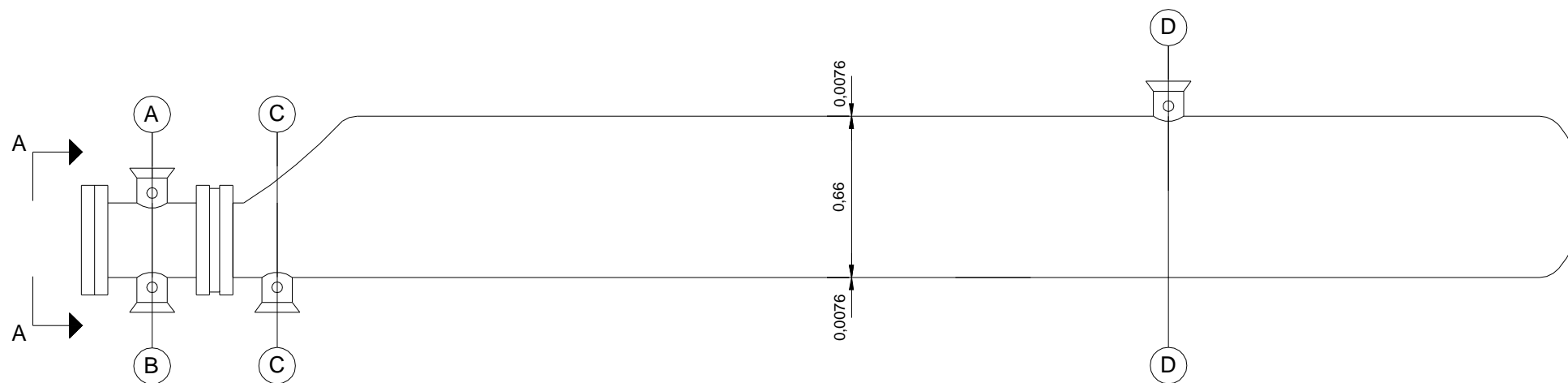
HAZ DE TUBOS



Haz de 41 tubos  $\varnothing 19$  y esp. 2,8 mm  
(Long. total = 4,27 m)



SECCIÓN A-A



ALZADO ESQUEMA INTERCAMBIADOR

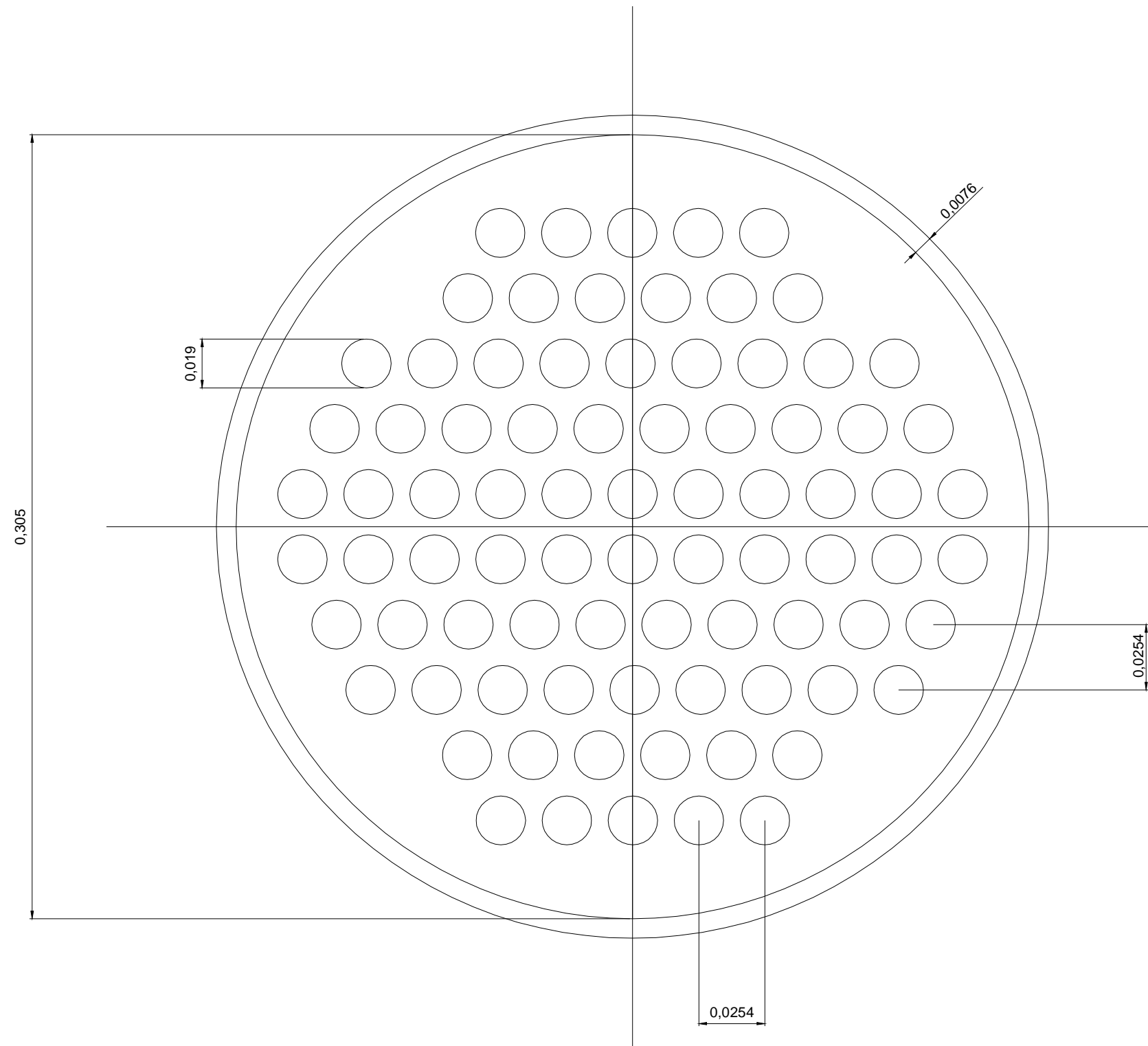
MATERIALES	
CARCASA	SA-285
TUBOS	SA-285

CORRIENTES	
A	Entrada de vapor de alta presión
B	Salida de vapor de alta presión
C	Entrada de líquido a vaporizar
D	Salida de vapor que va a columna

DATOS DE DISEÑO	
FLUIDO	Tubos/Carcasa Vapor / Líquido de columna a vaporizar
CÓDIGO	TEMA
TIPO DE INTERCAMBIADOR	AKT
TEMPERATURA ENTRADA (°C)	45,09 / 237,09
TEMPERATURA SALIDA (°C)	130 / 141,4
Nº DE PASOS	2 / 1
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,905

Proyecto: DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO		Plano: Diseño de Intercambiador de Calor (IC-04) (Reboiler Inundado)	
Autor: M <sup>a</sup> Esther Camacho Monje Rocío Parrado Bolaños		UNIVERSIDAD DE CÁDIZ	FACULTAD DE CIENCIAS
Fecha: Junio de 2009	Escala: 1: 25		
INGENIERO QUÍMICO		 Universidad de Cádiz	 Enología Ingeniería Química Matemáticas Química www.uca.es/ciencias Campus de Puerto Real

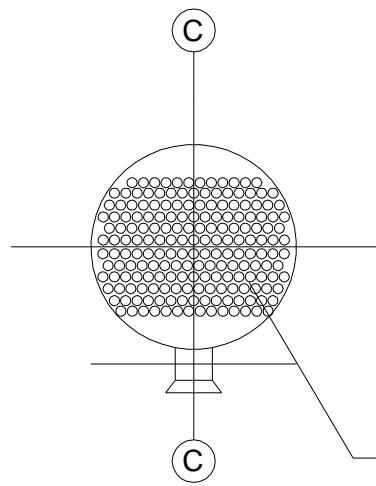
Diseño de Intercambiador de Calor (IC-04)



Total 41 tubos  $\varnothing$  19 mm y espesor 2,8 mm

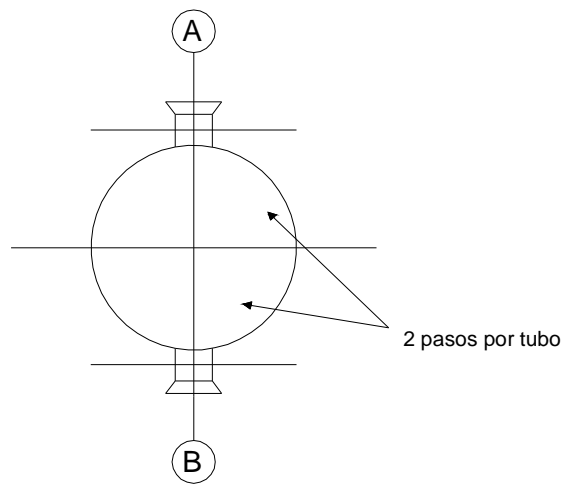
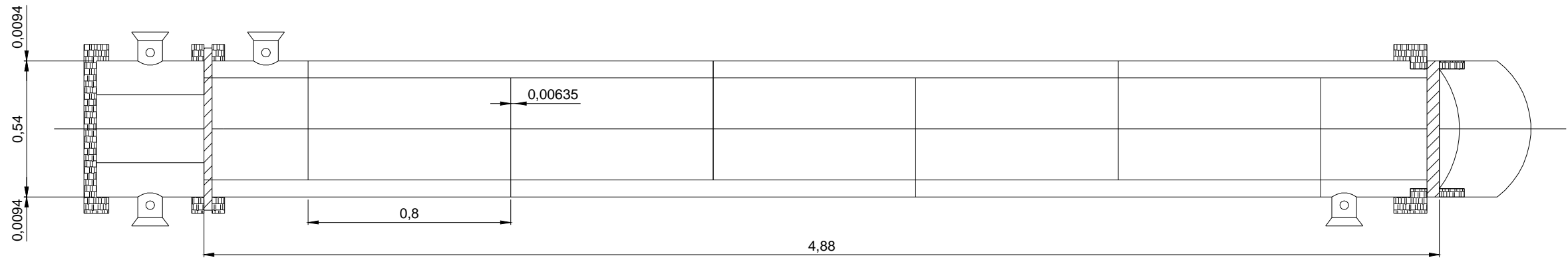
Proyecto: DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO		Plano: Detalle de Intercambiador de Calor (IC-04) (Reboiler Inundado)	
Autor: M <sup>a</sup> Esther Camacho Monje Rocío Parrado Bolaños		UNIVERSIDAD DE CÁDIZ	
Fecha: Junio de 2009		Escala: 1:2	Plano N <sup>o</sup> : 15
INGENIERO QUÍMICO			
			

**HAZ DE TUBOS**

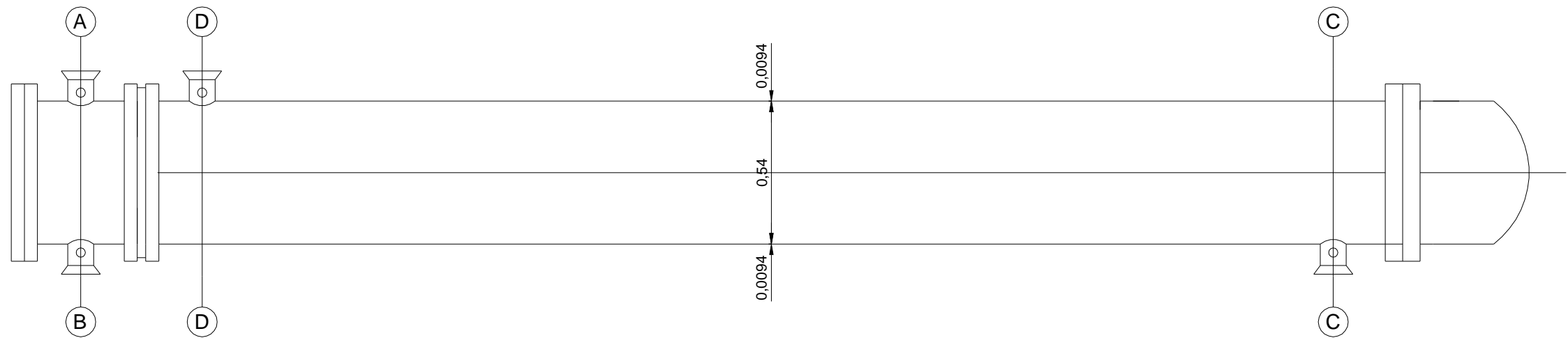


Haz de 151 tubos  $\varnothing 19$  y esp. 2,8 mm  
(Long. total = 4,88 m)

**SECCIÓN LONGITUDINAL**



**SECCIÓN A-A**





**ALZADO ESQUEMA CONDENSADOR**

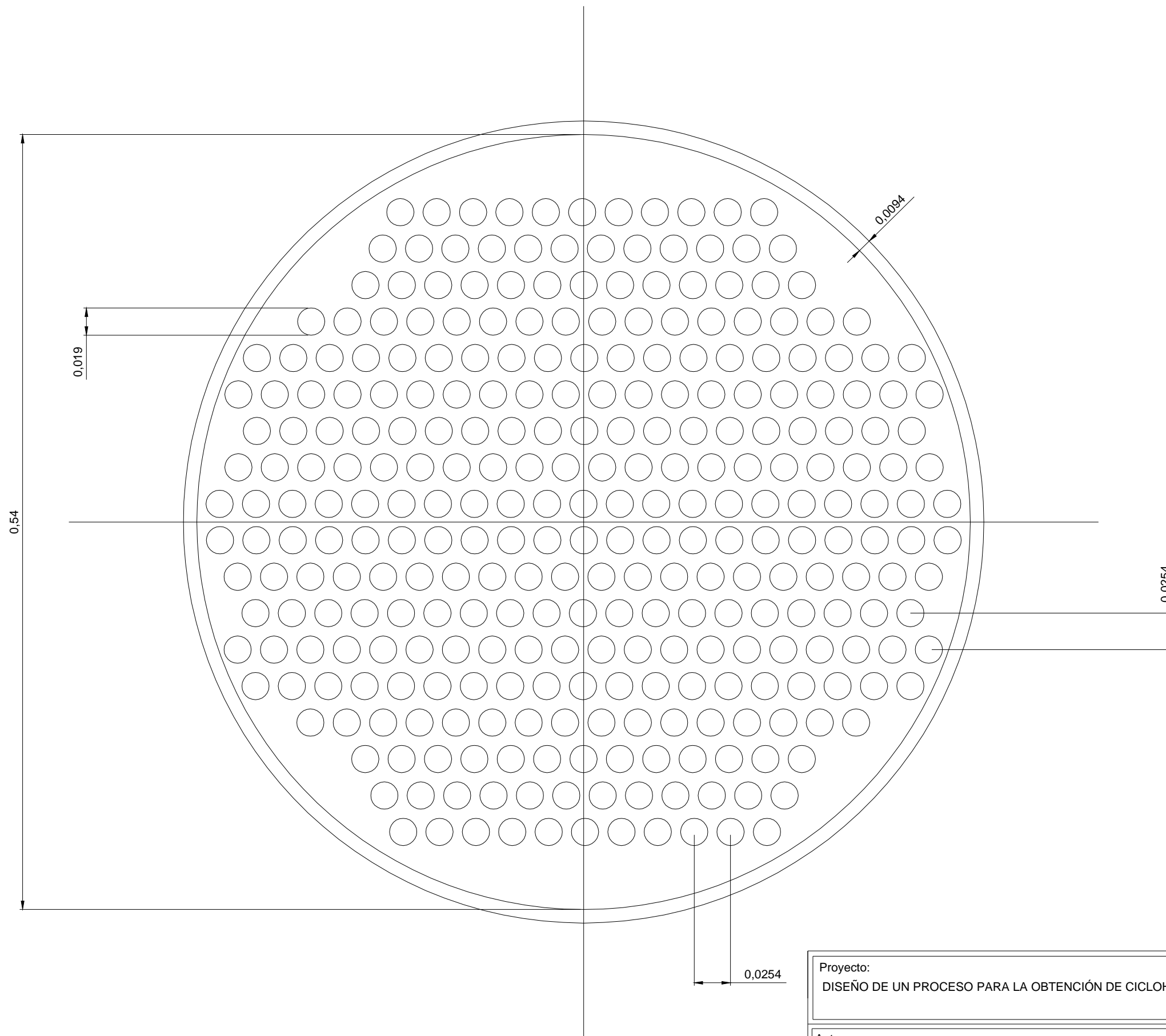
MATERIALES	
CARCASA	SA-285
TUBOS	SA-53

CORRIENTES	
A	Entrada de agua de refrigeración
B	Salida de agua de refrigeración
C	Entrada de corriente de cabeza a condensar
D	Salida de corriente condensada

DATOS DE DISEÑO	
	Tubos/Carcasa
FLUIDO	Agua refrigeración/corriente a condensar
CÓDIGO	TEMA
TIPO DE INTERCAMBIADOR	AET
TEMPERATURA ENTRADA (°C)	21 / 60,77
TEMPERATURA SALIDA (°C)	34 / 35
Nº DE PASOS	2 / 1
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,905

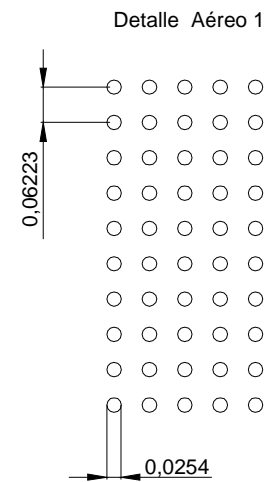
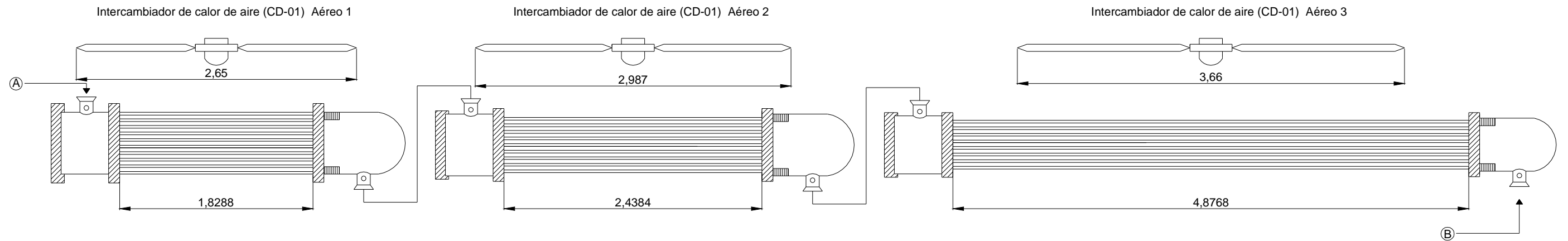
Proyecto: DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO		Plano: Diseño de Condensador de Cabeza (CD-02)	
Autor: Mª Esther Camacho Monje Rocío Parrado Bolaños		UNIVERSIDAD DE CÁDIZ  Universidad de Cádiz	FACULTAD DE CIENCIAS  Enología Ingeniería Química Matemáticas Química www.uca.es/ciencias Campus de Puerto Real
Fecha: Junio de 2009	Escala: 1: 20		
INGENIERO QUÍMICO			

Diseño de Condensador de Cabeza (CD-02)

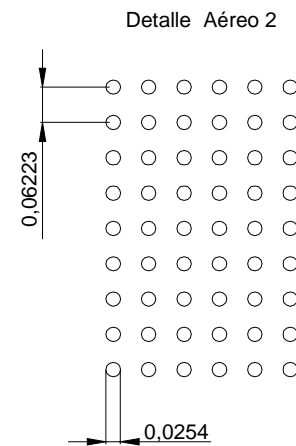


Total 151 tubos  $\varnothing$  19 mm y espesor 2,8 mm

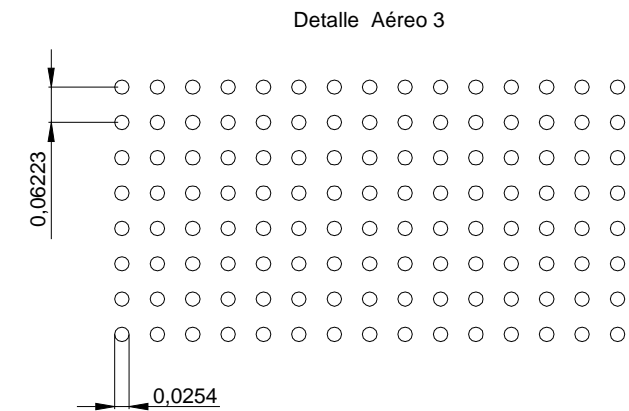
<b>Proyecto:</b> DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO		<b>Plano:</b> Detalle de Condensador de Cabeza (CD-02)	
<b>Autor:</b> M <sup>a</sup> Esther Camacho Monje Rocío Parrado Bolaños		UNIVERSIDAD DE CÁDIZ	
<b>Fecha:</b> Junio de 2009		<b>Escala:</b> 1:3	<b>Plano N°:</b> 17
INGENIERO QUÍMICO		FACULTAD DE CIENCIAS	
			
			



DATOS DE DISEÑO	
Nº Haces	21
Nº Tubos/haz	50
Nº Ventiladores	5
Potencia Ventiladores(kW)	2,4
Diámetro Tubos (m)	0,0254
Espesor Tubos (m)	0,003048
Pitch	0,06223

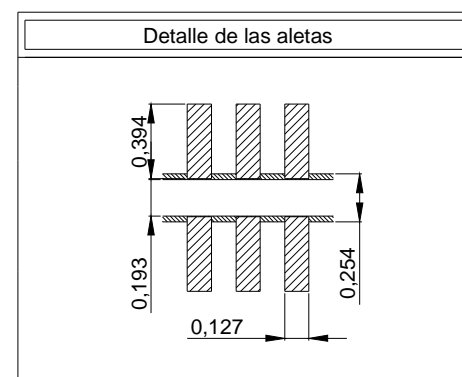


DATOS DE DISEÑO	
Nº Haces	18
Nº Tubos/haz	54
Nº Ventiladores	5
Potencia Ventiladores(kW)	2,98
Diámetro Tubos (m)	0,0254
Espesor Tubos (m)	0,003048
Pitch	0,06223



DATOS DE DISEÑO	
Nº Haces	8
Nº Tubos/haz	120
Nº Ventiladores	5
Potencia Ventiladores(kW)	4,53
Diámetro Tubos (m)	0,0254
Espesor Tubos (m)	0,003048
Pitch	0,06223

CORRIENTES	
A	Entrada de producto de la zona de reacción
B	Salida de producto condensado
DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	TEMA
MATERIAL	SA-285
TIPO	Intercambiador de calor de aire

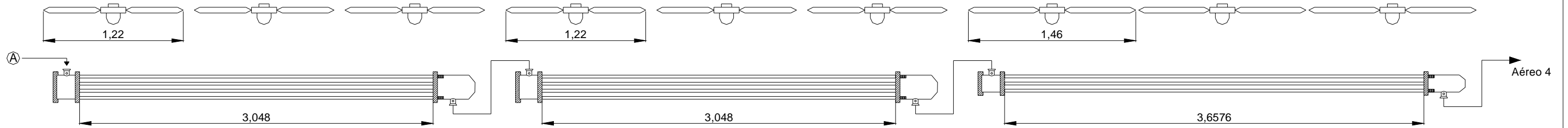


Proyecto: DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO		Plano: Diseño de Condensador (CD -01)	
Autor: Mª Esther Camacho Monje Rocio Parrado Bolaños		UNIVERSIDAD DE CÁDIZ	FACULTAD DE CIENCIAS
Fecha: Junio de 2009	Escala: 1: 40		
Plano Nº : 18			
INGENIERO QUÍMICO			

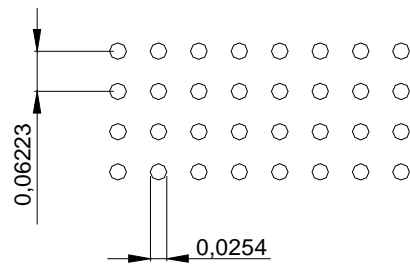
Intercambiador de calor de aire (CD-03) Aéreo 1

Intercambiador de calor de aire (CD-03) Aéreo 2

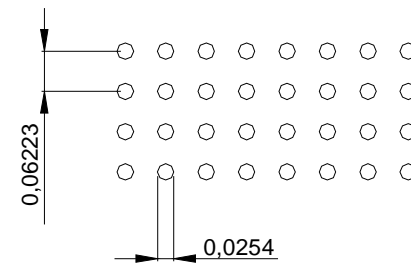
Intercambiador de calor de aire (CD-03) Aéreo 3



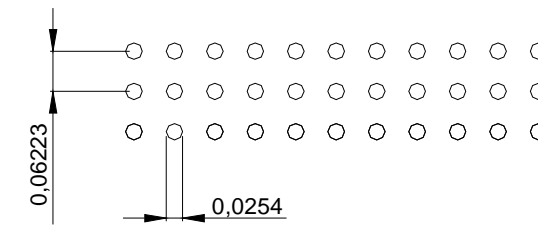
Detalle Aéreo 1



Detalle Aéreo 2



Detalle Aéreo 3

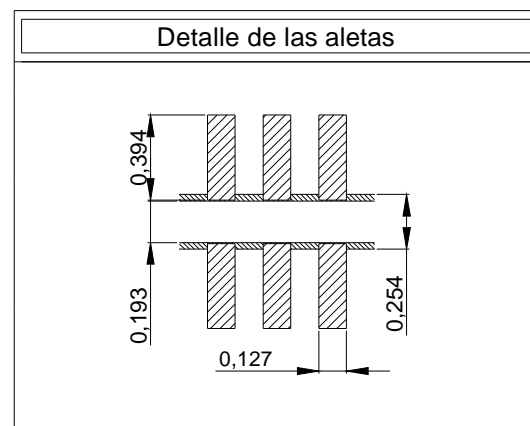


DATOS DE DISEÑO	
Nº Haces	2
Nº Tubos/Haz	32
Nº Ventiladores	5
Potencia Ventilador(kW)	0,494
Diámetro Tubos (m)	0,0254
Espesor Tubos (m)	0,003048
Pitch	0,06223

DATOS DE DISEÑO	
Nº Haces	2
Nº Tubos/Haz	32
Nº Ventiladores	5
Potencia Ventilador(kW)	0,494
Diámetro Tubos (m)	0,0254
Espesor Tubos (m)	0,003048
Pitch	0,06223

DATOS DE DISEÑO	
Nº Haces	2
Nº Tubos/Haz	33
Nº Ventiladores	5
Potencia Ventilador(kW)	0,7
Diámetro Tubos (m)	0,0254
Espesor Tubos (m)	0,003048
Pitch	0,06223

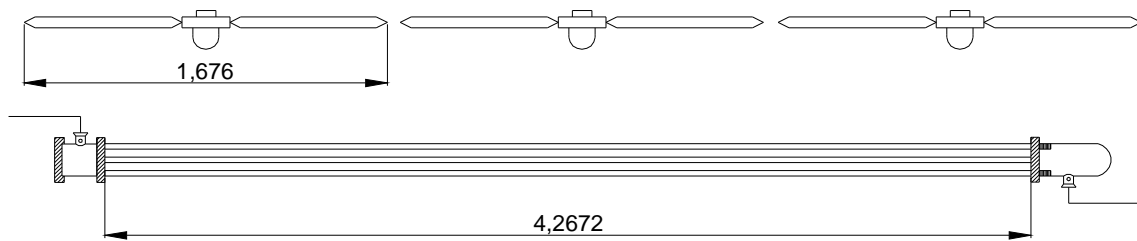
CORRIENTES	
A	Entrada de producto a enfriar
DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	TEMA
MATERIAL	SA-285
TIPO	Intercambiador de calor de aire



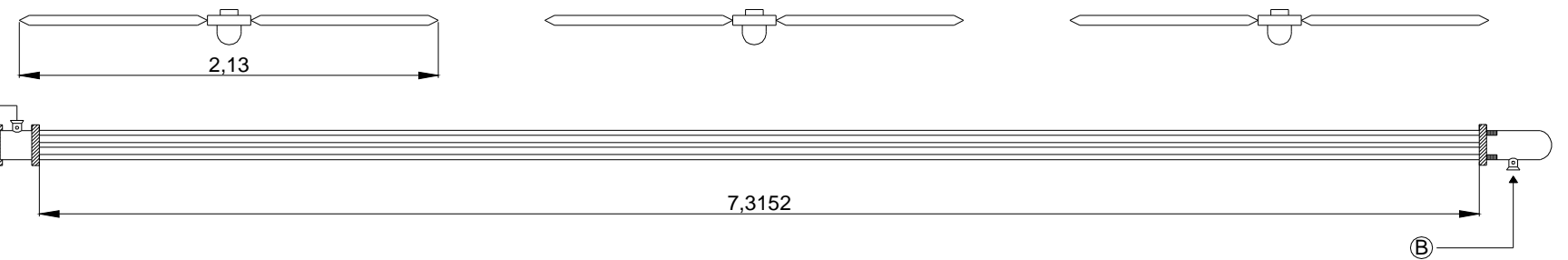
Proyecto: DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO		Plano: Diseño de Condensador (CD-03) (Aéreo 1 - Aéreo 2- Aéreo 3)	
Autor: Mª Esther Camacho Monje Rocío Parrado Bolaños		UNIVERSIDAD DE CÁDIZ	FACULTAD DE CIENCIAS
Fecha: Junio de 2009	Escala: 1: 35	Plano Nº : 19	
INGENIERO QUÍMICO		 	



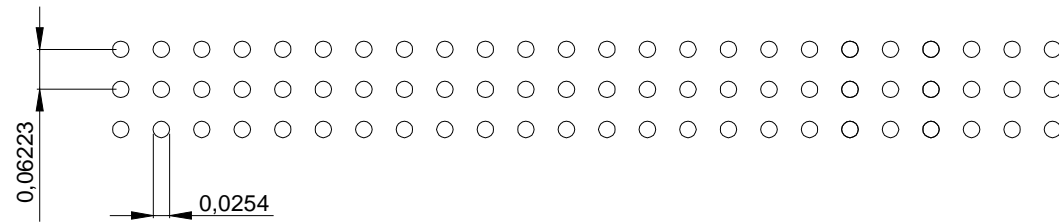
Intercambiador de calor de aire (CD-03) Aéreo 4



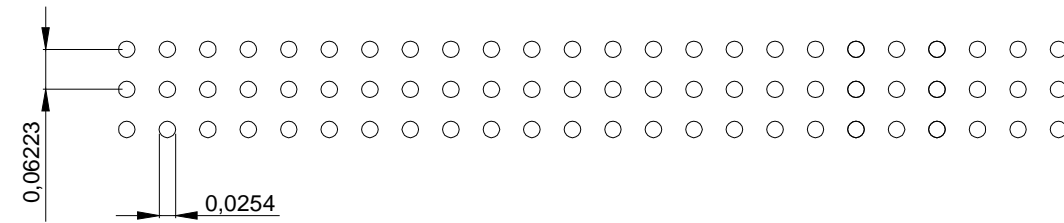
Intercambiador de calor de aire (CD-03) Aéreo 5



Detalle Aéreo 4



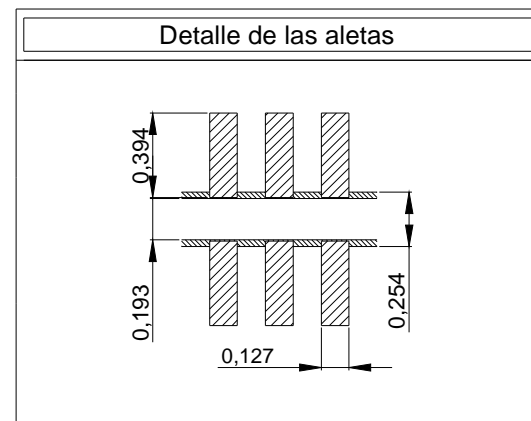
Detalle Aéreo 5



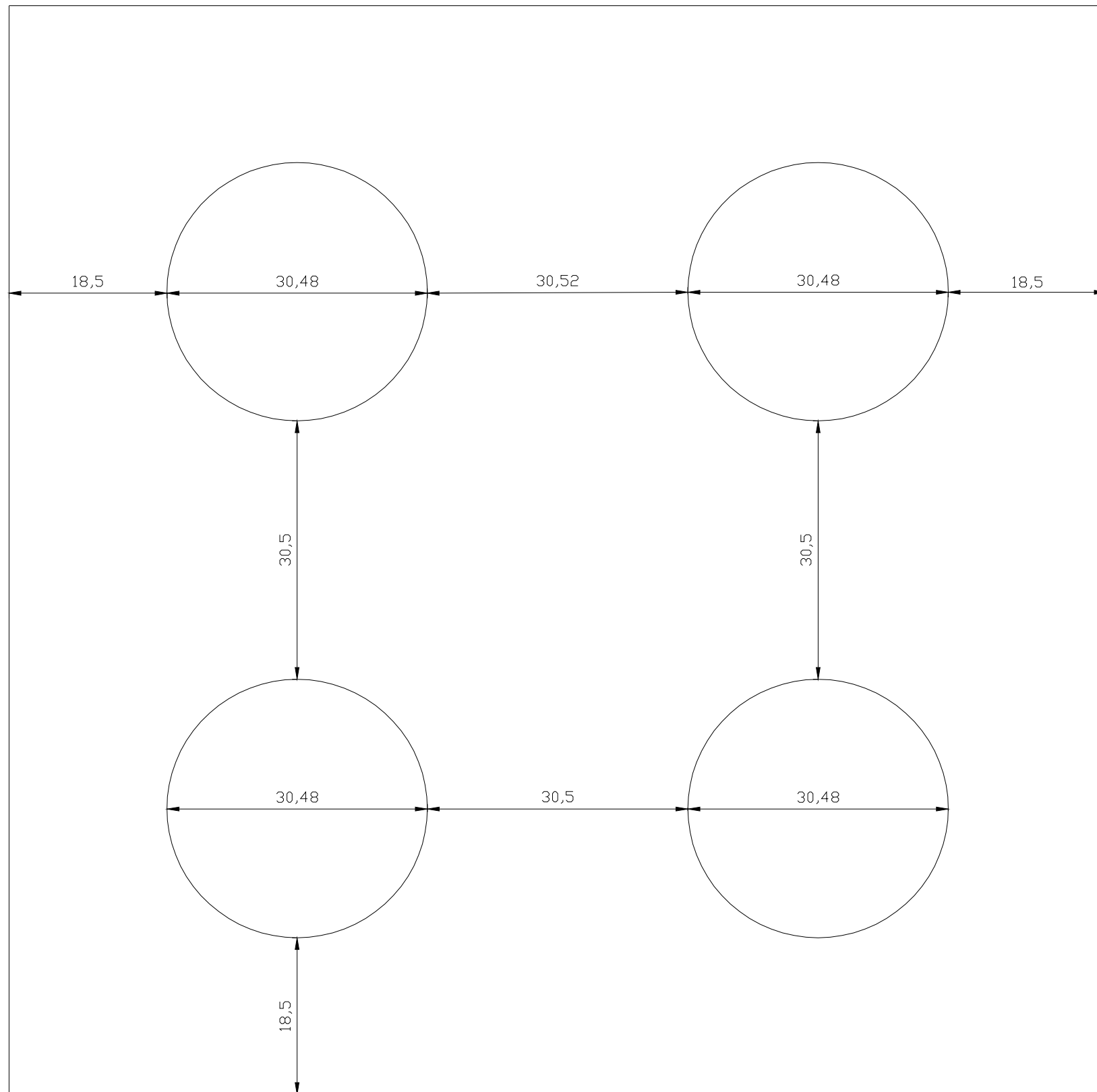
DATOS DE DISEÑO	
Nº Haces	2
Nº Tubos/Haz	72
Nº Ventiladores	5
Potencia Ventilador(kW)	0,923
Diámetro Tubos (m)	0,0254
Espesor Tubos (m)	0,003048
Pitch	0,06223

DATOS DE DISEÑO	
Nº Haces	2
Nº Tubos/Haz	72
Nº Ventiladores	5
Potencia Ventilador(kW)	1,62
Diámetro Tubos (m)	0,0254
Espesor Tubos (m)	0,003048
Pitch	0,06223

CORRIENTES	
B	Salida de producto enfriado
DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	TEMA
MATERIAL	SA-285
TIPO	Intercambiador de calor de aire



Proyecto: DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO		Plano: Diseño de Condensador (CD-03) ( Aéreo 4 - Aéreo 5)	
Autor: M <sup>a</sup> Esther Camacho Monje Rocío Parrado Bolaños		UNIVERSIDAD DE CÁDIZ	FACULTAD DE CIENCIAS
Fecha: Junio de 2009	Escala: 1: 35	Plano Nº : 20	
INGENIERO QUÍMICO		 UCA Universidad de Cádiz	 Ecología Ingeniería Química Matemáticas Química www.uca.es/ciencias Campus de Puerto Real



Material	SA-240
Tipo	Techo flotante cubierto
Capacidad	13.344 m <sup>3</sup>
Altura	18,30 m
Diámetro	30,48 m

Proyecto:  
DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO

Plano:  
Distribución de los depósitos de almacenamiento de benceno

Autor:  
M<sup>a</sup> Esther Camacho Monje  
Rocío Parrado Bolaños

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

FACULTAD DE CIENCIAS

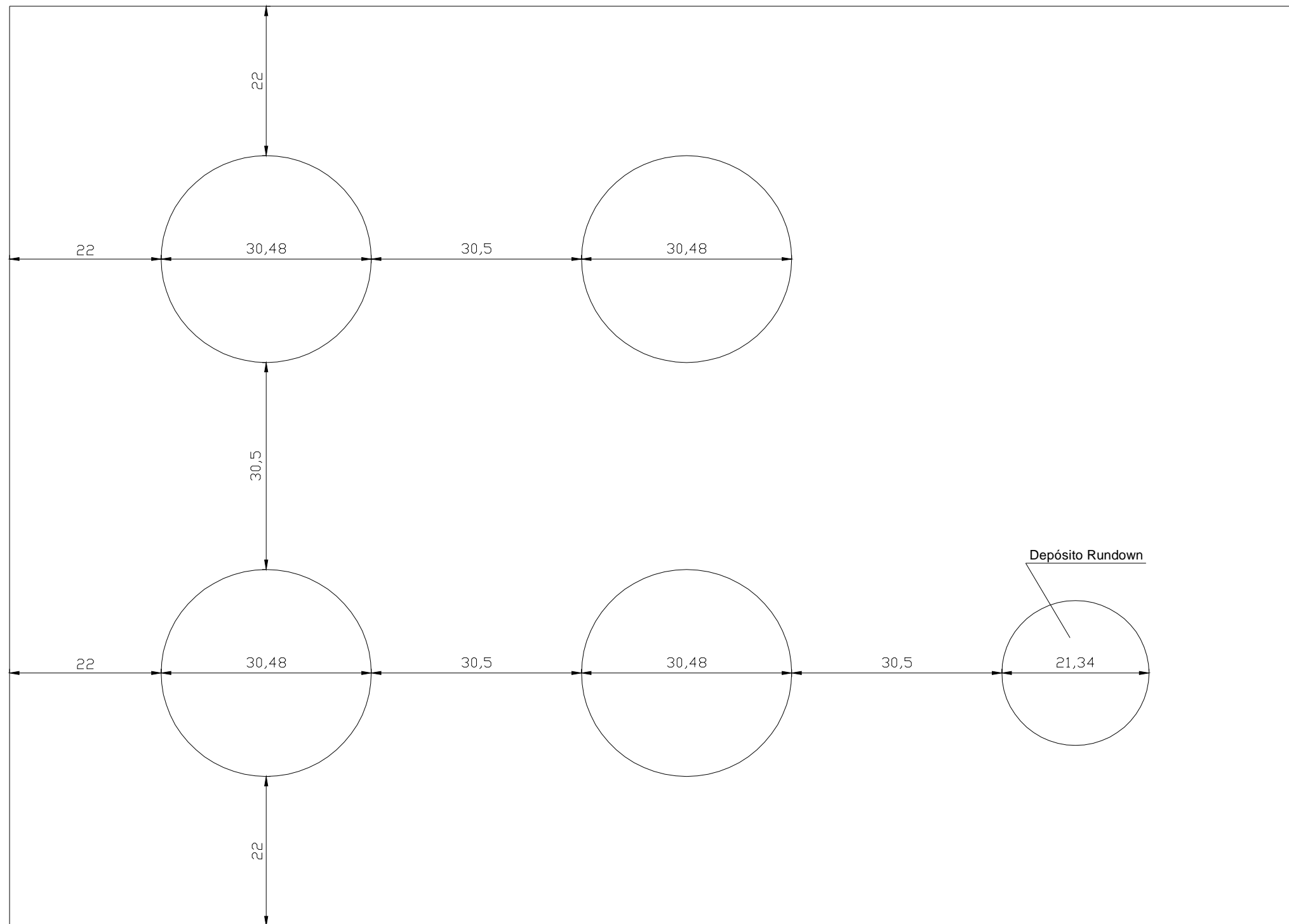
Fecha:  
Junio de 2009

Escala:  
1: 6000

Plano N° :  
21



INGENIERO QUÍMICO



Material	SA-285
Tipo	Techo flotante cubierto
Capacidad	15.568 m <sup>3</sup>
Altura	21,34 m
Diámetro	30,48 m

Depósito Rundown

Material	SA-285
Tipo	Techo flotante cubierto
Capacidad	4.359 m <sup>3</sup>
Altura	12,19 m
Diámetro	21,34 m

<b>Proyecto:</b> DISEÑO DE UN PROCESO PARA LA OBTENCIÓN DE CICLOHEXANO		<b>Plano:</b> Distribución de los depósitos de almacenamiento de ciclohexano	
<b>Autor:</b> M <sup>a</sup> Esther Camacho Monje Rocío Parrado Bolaños		UNIVERSIDAD DE CÁDIZ	
<b>Fecha:</b> Junio de 2009		<b>Escala:</b> 1: 700	<b>Plano N° :</b> 22
INGENIERO QUÍMICO			
			

**DOCUMENTO 3:**

**PLIEGO DE CONDICIONES**

# ÍNDICE

CAPÍTULO 1: DESCRIPCIÓN DEL PROCESO .....	3
1.1.- Objeto del Pliego de condiciones .....	3
1.2.- Objeto del Proyecto .....	3
1.3.- Emplazamiento .....	3
1.4.- Documentos del Proyecto que definen las obras .....	3
1.5.- Normas, Reglamentos y Ordenanzas para los Materiales y Obras .....	4
1.5.1.- Normas de edificación .....	5
1.5.2.- Normas UNE .....	6
1.5.3.- Normas ISO .....	6
CAPÍTULO 2: CONDICIONES GENERALES .....	7
2.1.- Condiciones Generales Facultativas .....	7
2.1.1.- Disposiciones generales .....	7
2.1.2.- Términos del pliego de condiciones .....	7
2.1.3.- Interpretación técnica .....	8
2.1.4.- Obligaciones y Derechos del Contratista .....	8
2.1.5.- Facultades en la Dirección de Obra .....	10
2.1.6.- Libro de Órdenes .....	11
2.1.7.- Replanteo .....	11
2.1.8.- Ejecución de las Obras .....	12
2.1.9.- Condiciones generales del suministro de equipos .....	13
2.1.10.- Contradicciones entre Pliegos y Normas .....	13
2.1.11.- Significado de los ensayos .....	14
2.1.12.- Puesta a punto y pruebas de funcionamiento .....	14
2.1.13.- Control de Calidad y Ensayo .....	14
2.1.14.- Partidas de alzada .....	15
2.1.15.- Recepción provisional de las Obras .....	15
2.1.16.- Periodo de garantías .....	16
2.1.17.- Recepción definitiva .....	17
2.1.18.- Documento final de la Obra .....	18
2.2.- Condiciones Generales Económicas .....	18
2.2.1.- Fianzas .....	19
2.2.2.- Composición de precios unitarios .....	19
2.2.3.- Precios contradictorios .....	20
2.2.4.- Mejoras y modificaciones .....	20
2.2.5.- Revisión de Precios .....	21
2.2.6.- Valoración, medición y abonos de los trabajos .....	22
2.2.7.- Penalizaciones .....	22
2.2.8.- Seguros y conservación de la Obra .....	22
2.2.9.- Condiciones de pago .....	24

2.3.- Condiciones Generales Legales .....	24
2.3.1.- Disposiciones Legales .....	24
2.3.2.- Contratista .....	25
2.3.3.- Contrato .....	25
2.3.4.- Adjudicación .....	26
2.3.5.- Arbitrajes y Jurisdicción competente .....	27
2.3.6.- Responsabilidades del Contratista.....	27
2.3.7.- Subcontratas .....	28
2.3.8.- Accidentes de trabajo .....	29
2.3.9.- Rescisión de Contrato.....	30
CAPÍTULO 3: CONDICIONES PARTICULARES .....	34
3.1. Disposiciones de Carácter Particular .....	34
3.2.- Condiciones de Materiales, Equipos y Maquinaria.....	34
3.2.1.- Materiales de Construcción .....	34
3.2.2.- Materiales para la fabricación de equipos .....	35
3.2.3.- Equipos.....	40
3.2.4.- Máquinaria .....	40
3.3.- Condiciones de Ejecución .....	41
3.3.1.- Movimientos de Tierra .....	41
3.3.2.- Obras de Saneamiento .....	41
3.3.3.- Cimentaciones .....	41
3.3.4.- Estructuras metálicas.....	41
3.3.5.- Albañilería.....	42
3.3.6.- Cerrajería y Carpintería.....	42
3.3.7.- Cubierta de edificios .....	42
3.3.8.- Fontanería.....	42
3.3.9.- Instalaciones eléctricas .....	42
3.3.10.- Calefacción y Ventilación .....	42
3.3.11.- Instalaciones de Protección contra Incendios .....	42
3.3.12.- Pinturas y vidrieras.....	43
3.3.13.- Otras instalaciones no específicas .....	43
CAPÍTULO 4: CONDICIONES PARTICULARES DE EQUIPOS .....	44
4.1.- Especificaciones particulares de los equipos .....	44
4.2.- Especificaciones de las unidades de Intercambio de calor.....	44
4.2.1.- Intercambiador de calor IC-01 .....	45
4.2.2.- Intercambiador de calor IC-02 .....	46
4.2.3.- Intercambiador de calor IC-03 .....	47
4.2.4.- Intercambiador de calor IC-04 .....	48
4.2.5.- Condensador CD-01 .....	49
4.2.6.- Condensador CD-02.....	50
4.2.7.- Condensador CD-03.....	51

4.3.- Especificaciones de las unidades de reacción .....	52
4.3.1.- Unidad de reacción R-01 .....	52
4.3.2.- Unidad de reacción R-02.....	53
4.4.- Especificaciones de las unidades de Separación Gas-Líquido.....	54
4.4.1.- Separador Gas-Líquido SP-01.....	54
4.4.2.- Separador Gas- Líquido SP-02: acumulador de reflujo .....	55
4.5.- Especificaciones de la Columna de Rectificación.....	56
4.6.- Especificaciones de los depósitos de almacenamiento .....	57
4.6.1.- Depósitos de almacenamiento de benceno.....	57
4.6.2.- Depósitos de almacenamiento de ciclohexano.....	57
4.6.3.- Diseño del tanque de Rundown.....	58
4.7.- Especificaciones de los equipos de impulsión de fluidos .....	58
4.7.1.- Equipos de impulsión de fluidos .....	58
4.7.2.- Depósito acumulador de Bomba .....	59
4.8.- Especificaciones de la red de tuberías: conducciones, accesorios y válvulas.....	60
4.8.1.- Conducciones .....	60
4.8.2.- Accesorios .....	61
4.8.3.- Válvulas.....	62
4.9.- Especificación de la instrumentación de medición y control.....	62

## **CAPÍTULO 1: DESCRIPCIÓN DEL PROCESO**

### **- Objeto del Pliego de condiciones**

El presente Pliego de Condiciones constituye un conjunto de instrucciones para el desarrollo de este proyecto, y contiene las características técnicas que deben reunir los materiales, las condiciones técnicas a observar en la ejecución de las distintas unidades de obra, el modo de medir y valorar, constituyendo un documento contractual, siéndole aplicable el texto Refundido de la Ley de Contratos de las Administraciones Públicas, aprobado por el Real Decreto Legislativo 2/2000 de 16 de Junio y las demás normas que lo desarrollen y lo complementen, sin oponerse al mismo, y en concreto, lo dispuesto en el Reglamento General de la Ley de Contratos de las Administraciones Públicas, aprobado por el Real Decreto 1098/2001, de 12 de Octubre y el Pliego de Cláusulas Administrativas Generales.

### **- Objeto del Proyecto**

El proyecto que se presenta pretende la construcción de una línea de producción de ciclohexano a partir de benceno. La capacidad de producción es 500.000 tm/año con una pureza del 99,9% molar. Quedan fuera del alcance del proyecto el diseño de las líneas eléctricas y las líneas de suministro de los servicios auxiliares (agua, vapor de alta) requeridas por el propio sistema.

### **1.3.- Emplazamiento**

La disposición de los equipos e instalaciones en la propiedad perteneciente a la Refinería de Cepsa Gibraltar-San Roque situada en San Roque, en la provincia de Cádiz, se establecerá según se expone en el Proyecto que se desarrolla. Sólo problemas derivados que en la realización la hicieran inviable, sería motivo de cambio, para lo cual se debe consultar a la Propiedad y dicho cambio debe ir avalado por la Dirección Técnica.

### **1.4.- Documentos del Proyecto que definen las obras**

Los documentos que definen las obras y que la propiedad entrega al contratista pueden tener carácter contractual o meramente informativo. Se entiende por documentos contractuales aquellos que estén incorporados en el contrato y que sean de obligado cumplimiento, excepto modificaciones debidamente autorizadas.



El presente Proyecto consta de los siguientes documentos:

- Documento n°1: Memoria.
- Documento n°2: Planos.
- Documento n°3: Pliego de Condiciones.
- Documento n°4: Presupuesto.

Son documentos contractuales los Planos, el Pliego de Condiciones y el Presupuesto recogidos en el presente proyecto. Los datos incluidos en la Memoria y Anexos, tienen carácter meramente informativo.

### **1.5.- Normas, Reglamentos y Ordenanzas para los Materiales y Obras**

El Pliego de Condiciones prevalecerá sobre el contenido de las siguientes disposiciones. Las disposiciones de carácter particular de ámbito técnico son:

- Real Decreto 919/2006, 28 de Julio, por el que se aprueba el Reglamento Técnico de distribución y utilización de combustibles gaseosos y sus instrucciones técnicas complementarias IDG 01 A 11.
- Orden FOM/891/2004, de 1 de Marzo, por la que se actualizan determinados artículos de Pliego de Prescripciones Técnicas generales para obras de carreteras y puentes, relativos a firmes y pavimentos.
- Real Decreto 1797/2003, de 26 de Diciembre, por el que se aprueba la instrucción para la recepción de cementos (RC-03).
- Orden FOM/475/2002, de 13 de Febrero por la que se actualizan determinados artículos del Pliego de Preinscripciones Técnicas Generales para obra de carreteras y puentes relativos a hormigones y aceros.
- Real Decreto 2267/2004, de 3 de Diciembre, por el que se aprueba el Reglamento de Seguridad contra incendios en los establecimientos industriales.
- Real Decreto 315/2006, de 17 de Marzo (Ref. 2006/5516), sobre la creación del Consejo sobre la Sostenibilidad, Innovación y Calidad de Edificación.
- Real Decreto, de 10 de Marzo, sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores contra los riesgos relacionados con la exposición al ruido.
- Ley 6/ 2001, 8 de Mayo, de modificación del Real Decreto Legislativo 1302/1986, de 28 de Junio, de Evaluación del Impacto Ambiental.

- Real Decreto 1124/2000, de 16 de Junio, por el que se modifica el Real Decreto 665/1992, de 12 de Mayo, sobre la protección de los trabajadores contra los riesgos relacionados con la exposición a agentes cancerígenos durante el trabajo (B.O.E. núm. 145 de 17 de Junio de 2000).
- Real Decreto 1299/2006, de 10 de noviembre, por el que se aprueba el cuadro de enfermedades profesionales en el sistema de la Seguridad Social y se establecen criterios para su notificación y registro. BOE núm. 302 de 19 de diciembre.

### **1.5.1.- Normas de edificación**

- Normas básicas de edificación (NBE).
- Normas tecnológicas de Edificación (NTE).
  - Relativas a cimentaciones.
  - Relativas a estructuras de acero (EA).
  - Relativas a instalaciones de electricidad de puesta a tierra (JET).
  - Relativas a instalaciones de electricidad de red exterior (IR).
  - Relativas a instalaciones de electricidad de transformadores (IET).
  - Relativas a instalaciones de fontanería de abastecimiento (IFA).
  - Relativas a instalaciones de salubridad de alcantarillado (ISA).
  - Relativas a instalaciones de salubridad de humos y gases (ISH).
  - Relativas a instalaciones de salubridad de depuración y vertidos (ISD).
- Reglamento del agua.
- Instrucciones EH-91 y EP-80 para el proyecto y la ejecución de obras de hormigón en masa o armado.
- Instrucciones para la fabricación y suministro de hormigón preparado (EHPRE-72). (OM del 10 de Mayo de 1973).
- Reglamento sobre recipientes y aparatos a presión, aprobado por el Decreto 1244/1979 de 4 de abril.
- Pliego de prescripciones técnicas generales para la recepción de cementos (RC- 93).
- Normas I.N.T.A. (Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial “Esteban Terradas”) de la comisión 17 sobre pinturas, barnices, etc.
- Reglamento de la Línea Eléctrica de Alta tensión. Decreto 3151/68, de 28 de noviembre.

- Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión e instrucciones reglamentarias. Real Decreto 842/2002, de 2 de agosto (BOE núm. 224 del miércoles 18 de Septiembre).
- Impermeabilización de cubiertas: (NBE MV-301-1970).

### **1.5.2.- Normas UNE**

Normas UNE (Normativa de la Asociación española de Normalización) que pueden afectar a los materiales, equipos y unidades de obra incluidos en el Proyecto.

### **1.5.3.- Normas ISO**

Normas ISO (Organización Internacional de Normalización) que pueden afectar a los materiales, equipos y unidades de obra incluidos en el Proyecto.

## **CAPÍTULO 2: CONDICIONES GENERALES**

### **2.1.- Condiciones Generales Facultativas**

#### **2.1.1.- Disposiciones generales**

Se establecen las siguientes disposiciones generales:

- Reglamento de contratación de competencias locales.
- Ley, Reglamento y Pliego de contrataciones del Estado.
- Pliego de Cláusulas económico-administrativas particulares.
- Ley de contrato de trabajo y disposiciones vigentes que regulan las relaciones patrón-obrero.
- Ordenanza Laboral de Seguridad e Higiene en el trabajo, así como cualquier otra que con carácter general se dicte.

En caso de contradicción entre estas disposiciones y el presente Pliego prevalecerá lo contenido en éste.

#### **2.1.2.- Términos del pliego de condiciones**

El significado de los términos desarrollados en el presente Pliego es el siguiente:

- **Propiedad:** Los derechos de este Proyecto pertenecen a la Refinería del grupo Cepsa situada en el Polígono Industrial de San Roque en el campo de Gibraltar en la provincia de Cádiz.
- **Dirección de Obra:** Está constituida por el Titulado Superior y Titulado Medio que designa la propiedad en su momento. Tiene la misión de representar a la Propiedad, defender sus intereses y establecer las relaciones contractuales con el Contratista adjudicatario de la obra del Proyecto. Se encarga de que la obra sea una reproducción fidedigna de lo proyectado y estipulado en este Pliego, así como con su intervención se garantiza la inspección de materiales, el estado de los equipos, el perfecto funcionamiento y el apoyo técnico al Contratista.
- **Contratista:** Entidad fiscal que contrata con la Propiedad la ejecución material de toda la obra o una parte de ella. Cuando en el Pliego se refiere al Contratista, se refiere al Contratista general de la obra y no a las subcontratas que este haya podido a su vez

realizar. No podrá hacer uso de la documentación del Proyecto para cualquier otro fin diferente al desarrollo del mismo.

### **2.1.3.- Interpretación técnica**

Corresponde exclusivamente a la Dirección Técnica, la interpretación del Proyecto y la consiguiente expedición de órdenes complementarias, gráficas o escritos para el desarrollo del mismo.

La Dirección Técnica podrá ordenar, antes de la ejecución de las obras, las modificaciones de detalle del Proyecto que crea oportunas siempre que no altere las líneas generales del de éste, no excedan la garantía técnica y sean razonablemente aconsejadas por eventualidades surgidas durante la ejecución de los trabajos o por mejoras que crea conveniente introducir. Corresponde también a la Dirección Técnica apreciar las circunstancias en las que, a instancias del Contratista, pueda proponerse la sustitución de materiales de difícil adquisición por otros de características similares, aunque de distinta calidad o naturaleza y fijar la alteración de precios que en tal caso sea razonable.

Las condiciones técnicas que figuran en este Pliego de Condiciones obligan igualmente en las obras que se realizan por contrata y las que pudiera decidir la Propiedad durante el régimen de administración.

El Contratista no podrá alterar ninguna parte del Proyecto ni podrá hacer uso de los Planos y datos para distintos fines de los de esta obra.

### **2.1.4.- Obligaciones y Derechos del Contratista**

La Propiedad entregará al Contratista, libre de todo gasto, tres copias de todos los planos necesarios para la ejecución del trabajo. En caso de que el Contratista necesitara más copias, la Propiedad se las entregará cargándole su coste.

Se considerará que el Contratista ha comprobado el lugar de construcción y, si hubiera lugar, los planos, especificaciones y listas antes de presentar su oferta, y que ha quedado conforme con las condiciones en que habrá que ejecutarse el trabajo, inclusive en lo referente al alcance, índole o naturaleza del mismo, posibles obstrucciones y cualquier otra condición de una u otra forma pueda influir en el mismo.

El Contratista deberá conocer las disposiciones laborales, o de otra índole vigente, que pueden ser de aplicación en la realización del trabajo; la disponibilidad de mano de obra local, la disponibilidad de materiales, las condiciones locales de transporte y alojamiento del personal. No se admitirá ninguna reclamación del mismo por no haber hecho anteriormente dicha comprobación. El Contratista proporcionará un número suficiente de operarios competentes y el personal supervisor y administrativo necesario a fin de cumplir con el programa de construcción.

Durante todo el periodo de ejecución del trabajo, el Contratista destacará en la obra un jefe de obra competente y tantos ayudantes como sean necesarios para controlar o supervisar a todo su personal y administrar adecuadamente el contrato.

El jefe de obra representará al Contratista y todas las instrucciones relativas a la realización del trabajo dadas a aquel por escrito obligarán al Contratista tanto como si se hubiesen dado a él directamente. El Contratista no podrá cambiar su jefe de obra si no es bajo previa autorización por escrito de la Propiedad.

El jefe de obra será plenamente responsable de la dirección y organización del trabajo, como también del manejo y control del personal del Contratista empleado para la ejecución de la obra, debiendo conocer detalladamente las condiciones y términos del contrato.

El jefe de obra cuidará de que su personal circule por la línea de proceso, si esto fuese necesario, según itinerarios marcados por la Propiedad, no pudiendo seguir otros caminos, ni entrar en unidades ajenas al trabajo, estén operativas o no.

El Contratista debe cumplir todas las reglamentaciones y órdenes, aplicables a las prácticas de salarios y empleos y en proceder de acuerdo con la política de la Propiedad en los asuntos que afecten a las prácticas locales.

El Contratista mantendrá en condiciones adecuadas las facilidades temporales relativas a los servicios higiénicos y de resguardo de sus empleados.

El Contratista proporcionará, de forma continuada en el sitio de la obra durante la construcción, servicios apropiados de reconocimiento y primeros auxilios. También se tomarán las precauciones necesarias para una rápida asistencia médica en el lugar más cercano que proporcione dichos servicios. El incumplimiento por parte de un empleado de la empresa

Contratista de las reglas y prácticas requeridas por la Propiedad será justificada suficientemente para su despido.

Los empleados del Contratista deben estar sujetos a identificación y provistos de los documentos aceptados por la Propiedad para este efecto. El Contratista mantendrá en el sitio de la obra un expediente individual de cada persona que regularmente se emplee en la construcción de la obra. Todos los empleados que visiten la planta deben seguir las instrucciones relativas a seguridad e identificación, tal como si estuvieran regularmente empleados en el sitio de la obra. Cualquiera de los oficiales de seguridad puede, en cualquier momento, solicitar la identificación apropiada y/o el de empleo de cualquier persona.

La propiedad notificará al Contratista la reglamentación que afecte a visitas, accesos, entrada de automóviles en el recinto de la obra, pases especiales y zonas prohibidas de la línea de proceso.

#### **2.1.5- Facultades en la Dirección de Obra**

La Dirección de Obra es la única capacitada para la interpretación del Proyecto y para la proposición de órdenes complementarias que faciliten la ejecución del mismo.

La Dirección de Obra podrá ordenar, antes de la ejecución de las obras, las modificaciones de detalle del Proyecto que crea oportunas siempre que no altere las líneas generales de éste, no exceda la garantía técnica y sean razonables aconsejadas por eventualidades surgidas durante la ejecución de los trabajos o por mejoras que crea conveniente introducir.

Todas las alteraciones técnicas o presupuestarias derivadas de estas posibles modificaciones serán aceptadas por el Contratista. Cualquier modificación del Proyecto propuesta por el Contratista deberá ser previamente aprobada por la Dirección de Obra, que la evaluará antes de su aprobación o desaprobación, aceptando el primero la resolución adoptada.

Los materiales necesarios para la ejecución de las obras serán suministrados en su totalidad por el Contratista y deberán ser reconocidos antes de su puesta en obra por la Dirección de Obra, sin cuya aprobación no podrán utilizarse en la misma; a tales efectos el Contratista someterá al examen de la Dirección de Obra, al menos dos muestras del material que se trate, reservándose éste el derecho a desechar aquellos que no reúnan las condiciones

que, a su juicio, deba reunir el material a utilizar. Los materiales rechazados serán retirados en el plazo más breve. Las muestras de los materiales que hayan sido aceptados serán conservadas juntamente con los certificados de los análisis y ensayos a efectos de posteriores comparaciones y contrastes.

Si en criterio de la Dirección de Obra, alguna unidad de obra estuviera defectuosamente ejecutada, el Contratista estará obligado a demolerla y a ejecutarla nuevamente cuantas veces sean necesarias hasta que merezca la conformidad de la Dirección de Obra; estos aumentos de trabajo no le concederán derecho a percibir indemnización alguna, y ello aún en el caso que las condiciones de mala ejecución de las obras se hubieren detectado con posterioridad a la recepción provisional. Tampoco el supuesto de mala ejecución podrá repercutir en los plazos parciales o en el total de la ejecución de la obra.

#### **2.1.6.- Libro de Órdenes**

Con objeto de que en todo momento se pueda tener un conocimiento exacto de la ejecución e incidencias de la obra, existirá en ella, en todo momento mientras dure su ejecución, el libro de órdenes, en el que se reflejarán las visitas realizadas por la Dirección de la Obra, las incidencias surgidas y en general todos aquellos datos que sirvan para determinar con certeza si el Contratista ha cumplido los plazos y fases de ejecución previstas para la realización del proyecto. Las anotaciones en el libro de órdenes darán fe a efectos de determinar eventuales causas de resolución y demás incidencias del contrato. Cuando el Contratista no estuviese conforme, podrá alegar en su defensa todas aquellas razones y circunstancias que avalen su postura, aportando las pruebas que estime pertinentes.

#### **2.1.7.- Replanteo**

La Dirección de Obra procederá al replanteo de las obras en presencia del Contratista, marcando convenientemente sobre el terreno todos los puntos de referencia necesarios para su ejecución. De esta operación se extenderá un acta, por triplicado, o diligencia en el libro de órdenes, que deberá ser suscrita por la Dirección de Obra, y por la contrata, dejando constancia de la buena realización del replanteo y su concordancia con el terreno, o por el contrario, variarlo si es preciso y redactar un Proyecto reformado. En el primer caso, podrán iniciarse las obras, mientras que en el segundo se dará conocimiento a la Propiedad. Ésta,



tomará la resolución que proceda y se la comunicará al Contratista, al objeto de la prórroga del plazo y de la posibilidad de rescisión del contrato. El Contratista facilitará todos los medios precisos para la materialización de los replanteos, que serán a su cargo, asumiendo la responsabilidad del mantenimiento de las señales o datos que se fijen sobre el terreno para su cálculo.

### **2.1.8.- Ejecución de las Obras**

El Contratista dará comienzo a las obras dentro de los siete días siguientes a la formalización del contrato, salvo que dicha fecha quedara expresamente determinada en el mismo. La fecha de comienzo así fijada contará a efectos de plazos de ejecución y de revisión de precios en el supuesto de que tal revisión se hubiese pactado.

Junto a su oferta económica, el Contratista presentará un calendario de los trabajos a ejecutar en el que se precisará el tiempo necesario para ejecutar la totalidad de la obra y de cada una de sus correspondientes partes.

El plazo en el que el Contratista se compromete a ejecutar las obras objeto de este proyecto quedará fijado en el contrato y su incumplimiento se entenderá como una rescisión unilateral e injustificada del mismo. A efectos del cómputo de ejecución, la Dirección de Obra extenderá en el libro de órdenes diligencia haciendo constar el día en que se inician los trabajos, conforme a lo señalado en el artículo precedente.

Deberían descontarse en dichos plazos los días de parada debidos a fuerza mayor que impidan el normal desarrollo de los trabajos siempre que así lo estime conveniente la Dirección de Obra.

Siempre que cualquier parte de la obra se complete, quedando lista para operar la Propiedad puede tomar posesión de tal servicio para su utilización. Sin embargo, la posesión u operación de cualquier parte determinada de la obra no constituirá necesariamente una aceptación por parte de la Propiedad. El Contratista estará obligado a completar las partes no terminadas de dichos servicios, haciéndose responsable de errores u omisiones descubiertas después de la utilización por parte de la Propiedad, tal como si el citado servicio no hubiese sido puesto en operación.

El Contratista deberá someter a la aprobación de la Dirección Técnica antes del comienzo de las obras un programa con especificaciones de plazos parciales y fechas de

terminación de las distintas unidades de obra, compatibles con el plazo total de ejecución. Este plan, una vez aprobado por la Propiedad, se incorporará al Pliego de Condiciones y adquirirá, por tanto, carácter contractual.

La aceptación del plan de obra no implica exención alguna de responsabilidades para el Contratista en caso de incumplimiento de los plazos parciales o totales convenidos.

#### **2.1.9.- Condiciones generales del suministro de equipos**

Los equipos se ajustarán a las condiciones especificadas desarrolladas para cada uno de ellos en sus correspondientes Hojas de Especificaciones, siendo los materiales a utilizar en la fabricación del equipo aprobados por la Dirección Técnica. Los diseños de detalle referentes al equipo en el transcurso de la obra, serán desarrollados por el Contratista, y deben ser aprobados por la Dirección técnica previamente al suministro.

Los materiales utilizados en la fabricación del equipo deben estar aprobados y definidos por la Dirección técnica, especialmente aquellos que estén en contacto con el material a inspeccionar.

La adquisición de los equipos deberá ser documentada por el Contratista tras la instalación del equipo y el perfecto funcionamiento de éste. La entrega quedará documentada mediante un informe de recepción firmado por el Contratista y por la Dirección Técnica.

Si durante la instalación o recepción del equipo se define algún detalle sobre las capacidades del equipo que no estaba definida en el Proyecto, deberá ser estudiada por el Contratista y la Dirección Técnica, debiendo introducirse en el Proyecto final las conclusiones de este estudio y los costes originados cubiertos por la Propiedad.

#### **2.1.10.- Contradicciones entre Pliegos y Normas**

El presente Pliego de Condiciones ha sido redactado de acuerdo con las disposiciones oficiales vigentes. En casos excepcionales se justifican posibles discrepancias, prevaleciendo lo incluido en el Pliego sobre cualquier otra disposición.

Las omisiones en planos y Pliego de Condiciones o las descripciones erróneas de los detalles de la obra que deben ser subsanados, para que pueda llevarse a cabo en espíritu o intención expuesto en los planos y el Pliego de Condiciones o que, por uso y costumbres, deben ser realizados, no solo no exima al Contratista de la obligación de ejecutar estos detalles

u obra omitidos erróneamente sino que por el contrario, deberán ser ejecutados como si se hubiera completado y correctamente especificados en los planos y Pliego de Condiciones.

#### **2.1.11.- Significado de los ensayos**

Los ensayos durante la ejecución de la obra son meros antecedentes de la recepción. Estos ensayos no liberan al Contratista para subsanar, reponer o reparar los equipos e instalaciones que no pasen el reconocimiento final.

El Contratista estará obligado a facilitar a la Dirección Técnica la labor de realización de ensayos e inspecciones.

Independientemente de la Dirección Técnica de las obras, la propiedad podrá inspeccionar en cualquier momento la buena marcha de las obras, así como la adecuación de las mismas a las estipulaciones del contrato y adoptar cuantas decisiones considere procedentes en garantía de su correcta ejecución.

#### **2.1.12.- Puesta a punto y pruebas de funcionamiento**

Aquellos elementos de la instalación que, por naturaleza y forma de sus condiciones, no tienen necesidad de poner en servicio al conjunto de la instalación serán objeto de prueba tan pronto como se hayan acabado.

Antes de verificar la recepción provisional, se someterán las obras a pruebas de resistencia, estabilidad e impermeabilidad. De igual modo el Contratista procederá a la puesta a punto de la instalación, verificándose pruebas generales de su funcionamiento y efectividad de tratamiento.

Estas pruebas se efectuarán a pleno caudal de la instalación o de la parte de la misma a la que afecte la prueba. Se comprobará el buen comportamiento en la totalidad de las instalaciones y mecanismos de la instalación.

#### **2.1.13.- Control de Calidad y Ensayo**

Cuando lo estime oportuno la Dirección de Obra ordenará realizar las pruebas y ensayos, análisis y extracción de muestras, que sean necesarias para comprobar que las unidades de

obra y sus materiales componentes están en las condiciones exigibles y cumplen con lo establecido en este Pliego. Las pruebas y ensayos se harán bajo su inspección.

El Contratista deberá, por su cuenta, suministrar a los laboratorios de control de calidad homologados una cantidad suficiente de material a ensayar, y abonar todos los gastos que estas pruebas generen.

Ninguna parte de la obra será enterrada de manera que sea inaccesible sin que previamente haya sido inspeccionada y aceptada por la Propiedad. El Contratista corregirá, a su costa, cualquier obra que a su juicio de la representación de la Propiedad no haya superado la inspección o pruebas.

La Propiedad podrá ordenar la discusión, y en este caso el Contratista estará obligado a dejar al descubierto dicha parte de la obra. Si se comprueba que tal trabajo está ejecutando de acuerdo con los documentos del contrato, la Propiedad abonará el costo de las inspecciones y el de la restitución de la obra al estado en que se encontraba. En el caso que se compruebe que tal trabajo no está de acuerdo con los documentos del contrato, el Contratista pagará tales gastos.

#### **2.1.14.- Partidas de alzada**

Para la ejecución material de las partidas alzadas deberá obtenerse la previa aprobación de la Dirección de Obra. A tal efecto, antes de proceder a la ejecución, se someterá a su consideración el detalle desglosando del importe de las mismas y si resultase conforme podrán realizarse.

#### **2.1.15.- Recepción provisional de las Obras**

Terminado el periodo de la prueba de funcionamiento con resultado satisfactorio se procederá a la recepción provisional de la forma que dispone de la legislación vigente. Para ello deberán haberse cumplido las condiciones siguientes:

- Resultado satisfactorio de las pruebas realizadas.
- Cumplimiento de todas las obligaciones contenidas en el contrato o en acuerdos posteriores.

En el acto de recepción estarán presentes: la persona en quien delegue la Entidad Promotora de las obras, la Dirección de Obra de las mismas y el Contratista, levantándose acta del mismo.

El Acta de Recepción contendrá necesariamente los siguientes documentos:

- Relación de problemas de funcionamiento pendientes de resolver si diera el caso.
- Relación de los puntos que deben ser estudiados o vigilados especialmente durante el periodo de garantía.
- Protocolo de las pruebas de rendimiento y funcionamiento a realizar durante el periodo de garantía.

En el caso de que las obras no se hallaran en estado de ser recibidas, se hará constar así en el acta, con medición de las circunstancias o defectos que lo impidan, dándose las instrucciones precisas y detalladas por la Dirección de Obra al Contratista a efectos de subsanar los defectos observados, fijándose plazo para efectuarlo, a cuyo vencimiento se realizará una nueva inspección para la recepción provisional de las obras. Si el Contratista no subsanase los defectos encontrados se producirá la rescisión del contrato, con pérdida de las retenciones practicadas a no ser que la Propiedad juzgue oportuno conceder un nuevo e improrrogable plazo.

El plazo de garantía comenzará a contarse a partir de la fecha de la recepción provisional positiva de la obra.

En la recepción provisional, el Contratista deberá presentar las autorizaciones de los organismos oficiales para el uso y puesta en servicio de las instalaciones que así lo requieran, no se realizará la recepción provisional ni, como es lógico la definitiva, si no se cumple este requisito.

#### **2.1.16.- Periodo de garantías**

El Contratista garantiza en general todas las obras que ejecute, así como los materiales empleados en ellas y su correcta manipulación.

El plazo de garantía será de doce meses, a no ser que se especifique otro periodo en el Proyecto de detalle, durante el cual el Contratista corregirá los defectos observados, eliminará y volverá a ejecutar las obras rechazadas y reparará los desperfectos que se produzcan, todo ello a su cargo y sin derecho de indemnización alguna.

En caso de que el Contratista no cumpliera con esta obligación, las reparaciones serán ejecutadas por la Propiedad con cargo a las retenciones.

Junto con la recepción final de los equipos se entregará una lista de repuestos, precio y lugares de adquisición recomendados de los mismos.

El Contratista podrá contratar con la Propiedad un contrato de mantenimiento preventivo o de asistencia en caso de avería, que cubra el periodo de garantía y el tiempo posterior a éste.

Para poder decidir sobre las cuentas pendientes de resolver o que surjan durante el periodo de garantía o en la ejecución de pruebas, incluyendo naturalmente las reparaciones, modificaciones o sustituciones que se presenten, el Contratista queda obligado a mantener un representante con capacidad y obligación de firmar las actas que se vayan levantando.

El Contratista garantiza a la Propiedad contra toda reclamación de terceras personas que tuvieran su origen en el incumplimiento de sus obligaciones económicas o de las disposiciones legales relacionadas con la obra. Una vez aprobada la recepción y liquidación definitiva, la Propiedad devolverá, en su caso, las cantidades retenidas al Contratista en las certificaciones.

#### **2.1.17.- Recepción definitiva**

Dentro del mes siguiente al cumplimiento del plazo de garantía, se procederá a la recepción definitiva de las obras.

Si las obras se encontrasen en las condiciones debidas, se procederá a su recepción definitiva, de la que se levantará acta, en virtud de lo cual el Contratista quedará relevado de toda responsabilidad.

El Acta de Recepción Definitiva de las obras se efectuará después de terminado el periodo de garantía en la forma que dispone la legislación vigente. En dicho acta deberán quedar resueltas todas las cuestiones que en el Acta de Recepción Provisional quedaron pendientes del funcionamiento durante el periodo de garantía.

### **2.1.18.- Documento final de la Obra**

El Contratista entregará a la Dirección de Obra, antes de la Recepción definitiva, tres ejemplares del documento elaborado como final de obra. Dicho documento deberá recoger todas las incidencias acaecidas en la obra desde su inicio hasta su finalización, así como aquellas modificaciones que durante el transcurso de la misma hayan tenido lugar. Del mismo modo, quedarán perfectamente reflejadas, mediante la documentación gráfica correspondiente, la ubicación final de todas las instalaciones para que, de este modo se facilite cualquier trabajo de reparación o modificación que resulte necesario llevar a cabo con posterioridad.

### **2.2.- Condiciones Generales Económicas**

Todas las unidades de obra se medirán y abonarán por su volumen, superficie, longitud y peso. Si el Contratista construye mayor volumen del que corresponde en los dibujos que figuran en los planos o en sus reformas autorizadas, no se abonará este exceso, pero si este resultara perjudicial, a juicio de la Dirección Técnica, se verá obligado a demolerlo de forma gratuita y a rehacerlo con las dimensiones debidas.

Serán de cuenta del Contratista las obras auxiliares que para la realización de los trabajos sean necesarios o que la Dirección de Obra estime imprescindibles, y no tendrá derecho a retribución especial, considerándose incluidos estos gastos en los precios de la obra.

Serán también de cuenta del Contratista los útiles y herramientas necesarios para la ejecución de las obras, y los medios auxiliares reunirán las condiciones de seguridad indispensables para el personal, siendo el Contratista directamente el responsable de los accidentes o desperfectos que se pudiera ocasionar.

Las mejoras de obra que voluntariamente efectúe el Contratista en atención a una calidad superior a la exigida en el Proyecto, o cualquier modificación que el mismo introdujera sin la conformidad de la Dirección de Obra por escrito, no serán abonadas. En ningún caso el Contratista tendrá derecho a reclamación por motivos de insuficiencia de precio o falta de explicación.

### **2.2.1.- Fianzas**

El Contratista prestará fianza que se corresponderá con un depósito previo, en metálico o valores, o aval bancario, por importe del 5% del precio total de contrata.

La fianza retenida será devuelta al Contratista en un plazo que no excederá de treinta días, una vez firmada el Acta de Recepción Definitiva de la obra, siempre y cuando no existan penalizaciones de algún tipo por incumplimiento de algún apartado del contrato, en cuyo caso se descontará de la fianza el valor de los mismos devolviendo el resto al Contratista en ese mismo plazo. La Propiedad podrá exigir que el Contratista le acredite la liquidación y finiquito de sus deudas causadas por la ejecución de la obra, tales como salarios, suministros, subcontratos, etc.

### **2.2.2.- Composición de precios unitarios**

Todos los precios unitarios se entienden valorados para cada partida totalmente terminada y, en el caso de equipos y maquinaria funcionando, están comprendidos en ella la parte proporcional de costes de puesta a punto, permisos, boletines, licencias, tasas, suministros para pruebas, etc.

El cálculo de los precios de las distintas unidades de obra es el resultado de sumar las siguientes partidas:

- a) Materiales, expresando las cantidades que en cada unidad de obra se precisen de cada uno de ellos y su precio unitario respectivo de origen.
- b) Mano de obra por categorías dentro de cada oficio, expresando el número de horas invertidas por cada operario en la ejecución de cada unidad de obra y los jornales horarios correspondientes.
- c) Transporte de materiales, desde el punto de origen al pie de la obra, expresando el precio del transporte de unidades.
- d) Tanto por ciento de medios auxiliares y de seguridad sobre la suma de conceptos anteriores en las unidades de obra que se precisen.
- e) Tanto por ciento de seguros sociales y cargas vigentes sobre el costo de la mano de obra, especificando en documento aparte, la cuantía de cada concepto del seguro o carga.
- f) Tanto por ciento de gastos generales, sobre la suma de conceptos anteriores.



- g) Tanto por ciento de beneficio industrial del contratista, aplicando a la suma total de los conceptos anteriores.

Se denominará Precio de Ejecución Material (P.E.M.) al resultado obtenido por la suma de los anteriores conceptos, a excepción del beneficio industrial.

La suma de todas las cantidades que importan las siete partidas se entiende que es el precio unitario contratado (Precio de Ejecución por Contrata).

Todas las partidas que intervienen en el presupuesto tendrán su precio unitario descompuesto descrito de forma completa, de manera que queden precisadas y determinada cualitativa y cuantitativamente todas las características técnicas importantes de cada unidad a ejecutar (también sus prestaciones en el caso de equipos), y su precio final estará escrito en letras, expresado en euros con dos decimales.

### **2.2.3.- Precios contradictorios**

Si ocurriese algún caso excepcional e imprevisto en el que fuese necesaria la determinación de precios contradictorios entre la Propiedad y el Contratista, estos precios deberán aprobarse por la Propiedad a la vista de la propuesta de la Dirección de Obra y de las observaciones del Contratista.

Si éste no aceptase los precios aprobados quedará exonerado de ejecutar las nuevas unidades.

Las unidades de obra con PC, se introducirán al final de las partidas existentes en cada capítulo, definiéndose expresamente con dichas siglas y que van aprobadas por la Administración, se entenderán incorporados a todos los efectos, a los cuadros de precios de proyecto base del contrato.

### **2.2.4.- Mejoras y modificaciones**

Cualquier modificación en las unidades de obra que suponga la realización de distinto número de aquellas, en más o menos de las figuradas en el estado de mediciones y presupuesto, deberá ser conocida y aprobada previamente a su ejecución por la Dirección de Obra, haciéndose constar en el libro de órdenes tanto la autorización como la comprobación posterior de su ejecución.

En caso de no obtener esa autorización, el Contratista no tendrá derecho bajo ningún concepto al abono de las unidades de obra que hubiese ejecutado de más respecto a las figuradas en el proyecto.

### **2.2.5.- Revisión de Precios**

Para poder en un momento dado discernir con la mayor aproximación acerca de las posibles revisiones de precios que puedan presentarse durante la obras como consecuencia de un aumento oficial autorizado, o en el caso de una posible rescisión del contrato, los contratistas de los distintos gremios presentarán juntamente con su presupuesto de unidades de obra otra hoja firmada con los siguientes datos:

- Porcentaje de mano de obra, de materias, de gastos generales y de beneficio industrial que suponen estos conceptos con relación al importe total del presupuesto de contrata de cada gremio.
- Los precios de las distintas unidades y su descomposición con el fin de aclarar más aún cualquier duda que pudiera surgir en el caso de una liquidación parcial de obra o de revisión de precios.
- Plazo de ejecución de obra contratada.

Las propuestas de los distintos gremios se presentarán en sobre cerrado por duplicado a la Dirección de Obra.

Para realizar la revisión de precios se usarán los últimos índices oficiales de revisión de precios que hayan sido aprobados por la Comisión Delegada de Asuntos Económicos y que hayan sido publicados en el BOE.

Las fórmulas polinómicas con estructuras de costos en la actualidad autorizadas y por consiguiente utilizadas en las revisiones de contratos, son las derivadas del Decreto Ley 2/1964 de 4 de Febrero, por el que se modifica el 16/1963, de 10 de Octubre, sobre inclusión de cláusulas de revisión en los contratos de grados y Organismos Autónomos (BOE 6/2/64).

Las fórmulas actualmente aplicables: de la 1 a la 39 del Decreto 3650/1970 de 19 de Diciembre (B.O.E 29/12/ 70) y de la 40 a la 48 del Real Decreto 2167/1981 de 20 de agosto (B.O.E de 24/9/81).

Estas 48 fórmulas tipos, sirven para la revisión de 76 clases de obras, usando las que sean necesarias para cada trabajo.

### **2.2.6.- Valoración, medición y abonos de los trabajos**

Las valoraciones de las unidades de obra que figuren en el presente Proyecto se efectuarán multiplicando el número de aquellas por el precio unitario asignado a las mismas en el Presupuesto.

En el precio unitario a que alude el párrafo anterior se considera incluidos los gastos de transporte de materiales, las indemnizaciones o pagos que hayan de hacerse por cualquier concepto, así como todo tipo de impuestos fiscales que graven los materiales, ya sea de origen estatal, autonómico o municipal, y también las cargas sociales.

Igualmente, serán de cuenta del Contratista los honorarios, las tasas y demás gravámenes que se originen por inspecciones, aprobación y comprobación de las instalaciones con que esté dotado el local.

En el precio de cada unidad de obra están comprendidos los costes de todos los materiales, accesorios y operaciones necesarias para dejar la obra terminada y en disposición de ser recibida.

### **2.2.7.- Penalizaciones**

Si finalizado el plazo de ejecución de las obras, éstas no hubieren terminado sin motivo justificado por parte de la contrata, se aplicarán los siguientes recargos a imputar al Contratista desde fecha de finalización de las obras:

- Por día natural de retraso un 0.1% de la fianza, hasta el día 30.
- A partir del día 31 hasta el día 60 la penalización por día natural de retraso será de un 0.5% del valor al que ascienda la fianza.

Pasados estos plazos se rescindirá el contrato quedando obligado el Contratista a responder por daños y perjuicios a esta entidad. De igual manera se actuará en caso de que se dé incumplimiento del contrato por parte del Contratista.

### **2.2.8.- Seguros y conservación de la Obra**

El Contratista y otros contratistas o subcontratados, empleados en el área de trabajo, procederán en todo momento en función de los mejores intereses de la Propiedad y protegerán en toda su capacidad la propiedad, equipo y herramientas de este último.

El Contratista será considerado como el contratista principal, y será responsable del trabajo y acciones de todas las otras firmas contratadas o subcontratadas empleadas por el mismo.

El Contratista notificará inmediatamente a la Propiedad de cualquier práctica peligrosa por otros contratistas no empleados por ella misma.

En ausencia del representante autorizado de la Propiedad, el Contratista actuará por criterio propio para prevenir o evitar por parte de terceras personas cualquier acción que pudiera resultar en perjuicio de la Propiedad o poner en peligro el personal o la obra.

Durante la ejecución del trabajo, el Contratista será enteramente responsable de los daños que se pudieran ocasionar en personas o cosas, a terceros y/o a la Propiedad.

El Contratista mantendrá en vigor, y a su costa, durante el período de construcción y de pruebas, los siguientes seguros:

- De accidentes de trabajo y demás seguros sociales de su personal, según la legislación vigente.
- De daños que puedan sufrir las obras provisionales realizadas durante el periodo de construcción y de pruebas, incluyéndose la cobertura de riesgos catastróficos.
- Seguro obligatorio de vehículos a motor, propio o contratados que intervengan en los trabajos de construcción a todo riesgo, con garantía de responsabilidad civil limitada.

El Contratista se compromete a mostrar a la Propiedad los seguros que cubren los límites antes citados.

El Contratista exigirá, en nombre de la Propiedad, que formalicen y mantengan en vigor a su costa durante el periodo de construcción y de prueba los mismos seguros antes mencionados.

El Contratista mantendrá libre a la Propiedad de todas las reclamaciones por siniestros indemnizables, sobre la base de riesgos cubiertos por los seguros indicados, aunque estos no hubieran sido mantenidos en vigor por el Contratista y/o subcontratados durante el periodo de construcción y de pruebas. El Contratista acreditará el cumplimiento de lo establecido en este punto ante la Propiedad y la Dirección de Obra con antelación al comienzo de las obras.

### **2.2.9.- Condiciones de pago**

Los pagos se harán mensualmente por el 100 % del importe de la certificación aprobada respecto a unidades de obra completadas correspondiente al mes anterior.

Las cantidades retenidas serán reintegradas por la Propiedad al Contratista una vez cumplido el plazo de garantía, siempre que no se haya observado ningún defecto en la ejecución de los trabajos realizados, mala calidad de los materiales utilizados y se haya firmado el acta de recepción definitiva.

Las certificaciones se presentarán mensualmente a la representación de la Propiedad por triplicado y en forma aceptable por la misma. En cada certificación constará por separado el importe de los trabajos realizados. Las certificaciones reflejan el total acumulado del trabajo realizado hasta finales del mes anterior y se presentarán a la representación de la Propiedad en los primeros diez días de cada mes para la comprobación de las mismas.

Al finalizar el trabajo el Contratista presentará una última certificación con carácter definitivo en la que haga constar que renuncia a toda reclamación por omisión de cantidades de trabajo no certificadas con anterioridad y que todos los precios aplicados a las unidades de trabajo realizadas son conformes.

## **2.3.- Condiciones Generales Legales**

### **2.3.1.- Disposiciones Legales**

Se disponen de las siguientes:

- Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo y Plan Nacional de Higiene y Seguridad del Trabajo (O.M. 9-III-71).
- Comité de Seguridad e Higiene en el Trabajo (Decreto 432/71 11-III-71).
- Reglamento de Seguridad e Higiene en la Industrias de la Construcción (O.M. 20-V-52).
- Reglamento de los Servicios Médicos de Empresa (O.M. 21-IX-59).
- Ordenanza de Trabajo de Construcción, Vidrio y Cerámica (O.M. 28-VIII-70).
- Reglamento Electrotécnico de Líneas Baja Tensión (O.M. 20-IX-73).
- Reglamento de Líneas Eléctricas Aéreas de Alta Tensión (O.M. 28-XI-68).
- Convenio Colectivo Provincial del Sector de la Construcción y Estatuto de los Trabajadores.

- Obligatoriedad de la Inclusión de un Estudio de Seguridad e Higiene en el Trabajo de los Proyectos de Edificación (R.D. 555/1986, 21-II-86).
- Las normas que estén en vigor en el momento.

También es de cumplimiento obligado cuanto la Dirección de Obra dicte encaminado a garantizar la seguridad de los obreros y de la obra en general.

### **2.3.2.- Contratista**

El Contratista deberá acreditar su capacidad técnica para la realización de la obra ante la Propiedad mediante la información que se detalla a continuación:

1. Lista de obras realizadas:

- Lista de obras construidas durante los últimos cinco años, en las que la empresa haya sido Contratista único o miembro de un consorcio con intervención significativa en el mismo, indicando ubicación, costo y tipo de contrato, plazo contractual, tiempo de ejecución real, etc.
- Información documentada sobre la ejecución en los últimos cinco años, de obras similares en características y magnitud, si las hubiera, en las cuales haya sido Contratista único o miembro de un consorcio donde haya ejercido participación principal. En cada caso se mencionará el plazo contractual y si se ha cumplido con el mismo, debidamente certificado.

2. Lista de equipamiento y maquinarias: a afectar a estas obras, con indicación de sus características, estado de conservación, tiempo de uso y de vida útil.

3. Personal a emplear: nómina, currículo y calificación del personal directivo y de conducción de la empresa.

Esta documentación debe ser de conformidad de la Propiedad y constituirá una razón para la denegación de la obra.

### **2.3.3.- Contrato**

El contrato se firmará dentro de los diez días de notificada la adjudicación.

A partir de la firma del contrato, la Propiedad podrá extender la Orden de Inicio de Obra correspondiente.

Firmado el contrato, el Contratista no podrá transferirlo ni cederlo, en todo o en parte, a otra persona o entidad, ni asociarse para su cumplimiento sin autorización previa y por escrito de la Propiedad.

En el caso de que el Contratista no disponga del equipamiento propio necesario para realizar los servicios objeto del contrato, deberá presentar indefectiblemente, previo a la firma del contrato, documentaciones que acrediten el contrato de alquiler del mismo.

#### **2.3.4.- Adjudicación**

La forma de adjudicación será mediante subasta cerrada. Las ofertas serán evaluadas sobre la base de las condiciones legales, técnicas, económicas y financieras establecidas en las mismas.

A los efectos de formular el ordenamiento prioritario de las ofertas con vistas a la adjudicación, se considerarán los siguientes aspectos:

- Documentación técnica.
- Condiciones económica-financieras.
- Precio final.
- Tiempo de ejecución de la obra.

La Propiedad adjudicará el contrato a la oferta más adecuada a sus necesidades siempre que cumplan con las condiciones del Pliego de Condiciones.

Se establece un rango razonable de precio de oferta, que estará comprendido entre el 10 y el 25 % del precio estimado para la ejecución de la obra. Las ofertas que se encuentren por debajo del límite inferior de este rango serán consideradas de riesgo de ejecución.

La Propiedad se reserva el derecho de rechazar algunas o todas las ofertas, incluida la de menor precio ofertado si las mismas, a su exclusivo juicio, no se ajustan a las condiciones del presente Pliego. Para poder adjudicar la licitación se deberá contar con tres ofertas válidas entre las que se determine la que sea más baja.

En caso de que entre las ofertas adjudicables apareciesen algunas iguales en precio y condiciones, se procederá a una nueva licitación limitada al precio, por propuesta cerrada, entre dichos ofertantes exclusivamente, señalándose al efecto día y hora dentro de un plazo

que no exceda de una semana. La adjudicación será notificada al ofertante adjudicatario dejando establecidas las condiciones bajo las que haya sido adoptada, y de igual manera será también notificada a todos los ofertantes no adjudicatarios.

### **2.3.5.- Arbitrajes y Jurisdicción competente**

Como se ha indicado anteriormente la Propiedad designará una Dirección Técnica, a la que el Contratista comunicará por escrito el nombre del delegado del Contratista o jefe de obra (nombramiento que deberá ser aprobado por la Dirección Técnica).

Cualquier cuestión que surja entre las partes sobre la interpretación o cumplimiento del presente contrato, y no sea posible llegar a un acuerdo entre la Propiedad y el Contratista, será sometida a un arbitraje de equidad con arreglo a las normas que regulen este tipo de procedimiento.

En los contratos con firmas nacionales, se acatará el arbitraje de la Cámara de Comercio e Industria Española, basándose en la Ley 60/2003 de 23 de Diciembre (BOE 309 de 26 de Diciembre de 2003, sección 1, pág. 46097 a 46109). Con las firmas extranjeras se usarán las normas de arbitraje de la Cámara de Comercio de París.

### **2.3.6.- Responsabilidades del Contratista**

En la ejecución de las obras que se hayan contratado, el Contratista será el único responsable, no teniendo derecho a indemnización alguna por el mayor precio a que pudieran resultarle, ni por las erradas maniobras que cometiese durante la construcción, siendo de su cuenta y riesgo e independiente de la inspección de la Dirección de Obra.

El Contratista también será el responsable del pago de los salarios y de los materiales necesarios para el desarrollo de la obra, así como de la buena calidad de los trabajos realizados.

Asimismo será el único responsable ante los Tribunales de la situación tanto legal como laboral del personal, así como de los accidentes que se produjeran durante la realización de la obra y que sobrevinieran por inexperiencia o descuido.

Si el Contratista causase algún desperfecto en las propiedades colindantes tendrá que restaurarlas por su cuenta, dejándolas en el estado en que las encontró al comienzo de la obra.



Por lo tanto será de cuenta del Contratista la recuperación de cualquier daño, o indemnización por él, que puedan ocasionar sus instalaciones, construcciones auxiliares y demás operaciones realizadas por el Contratista para la realización de la obra en propiedades particulares.

Las multas y fianza, que también serán por cuenta del Contratista, se estipularán tras la firma del Programa de Trabajo, y se aplicarán con rigurosidad según la cantidad que se estipule.

El Contratista proporcionará a la Dirección técnica o a sus auxiliares toda clase de facilidades para el replanteo, reconocimiento, mediciones, pruebas de materiales e inspecciones visuales de la ejecución de todas las unidades de obra, con objeto de comprobar el cumplimiento de las condiciones exigibles en el presente Pliego.

El Contratista será el único responsable por el pago de todos los impuestos, derechos, tasas, contribuciones y cargas sociales previstos por las Leyes del País donde se ejecute la obra, por lo que tiene la obligación de ser conocedor de las mismas. Se considera que todos los precios consignados en la oferta cubren los pagos de los mismos sin excepción alguna. La Propiedad podrá exigir que el Contratista presente los comprobantes de pagos de impuestos, derechos, tasas, contribuciones y cargas sociales, constituyendo el incumplimiento de esta cláusula causa de rescisión del contrato.

### **2.3.7.- Subcontratas**

El Contratista no subcontratará ni se asociará a terceros para la ejecución del trabajo sin aprobación previa por escrito de la Propiedad. Esta aprobación no eximirá al Contratista de sus responsabilidades ni de sus obligaciones derivadas del contrato.

La Dirección Técnica de Obra podrá rechazar a aquellos subcontratistas de los que existen antecedentes de mala ejecución, incumplimiento de las especificaciones de proyecto, retraso en la ejecución de los trabajos o por cualquier otra causa debidamente justificada.

Los subcontratados, asociados, agentes, etc., contratados por el Contratista para el trabajo serán considerados a todos los efectos como empleados del Contratista.

El Contratista deberá asegurarse de que todos sus subcontratados, asociados, agentes, etc., empleados en el trabajo, cumplen con los términos del contrato como si fueran sus empleados, siendo único responsable de cualquier fallo o negligencia causada por aquellos.

### **2.3.8.- Accidentes de trabajo**

El Contratista cumplirá estrictamente y hará cumplir a su personal las disposiciones de la Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el trabajo (BOE 188 de 7 de Agosto de 1997, sec. 1, págs. 24063 a 24070), así como las normas de seguridad de la Propiedad, ya sean generales o particulares.

El Contratista designará un miembro de su organización en la obra cuya obligación será la de velar por la prevención de accidentes y el cumplimiento de las normas que regulen la materia. El nombre y cargo de la persona que se designe será comunicado por el Contratista a la Propiedad antes de comenzar el trabajo.

Por lo tanto el Contratista deberá equipar a su personal de los elementos de protección adecuados al trabajo que realicen, obligatorios según la Reglamentación en vigor de Higiene y Seguridad en el Trabajo. Estos medios de protección personal para los trabajadores serán homologados por el Servicio Social de Seguridad e Higiene en el Trabajo.

Todas las herramientas y equipos del Contratista serán adecuadas para el trabajo y no afectarán a la seguridad ni a los elementos de protección personal. Si las herramientas fueran inadecuadas o peligrosas, a juicio de la representación de la Propiedad, deberán ser sustituidas por otras a cargo del Contratista.

El Contratista adoptará cuantas medidas sean necesarias para evitar la caída de operarios, desprendimiento de herramientas y materiales que puedan poner en peligro la integridad física de alguna persona, siendo el responsable de los daños ocasionados si llegan a concurrir. En caso de incumplimiento de las normas de seguridad o de las dictadas por las autoridades competentes, ya sean generales o particulares de la Propiedad, la Propiedad se reserva el derecho a ejercer cualquiera de las siguientes acciones:

- Expulsión del complejo, de la persona, o personas, que las hayan incumplido.
- Suspensión de la ejecución de los trabajos mientras no se asegure el total cumplimiento. Esta suspensión no será justificativa para ampliar el plazo de ejecución establecido.
- Imposición de multas al Contratista, hasta un importe equivalente al beneficio del contrato correspondiente a las obras que estuviera ejecutando, para lo cual este porcentaje deberá constar explícitamente en su oferta.

- Rescisión del contrato, ejecutando las acciones correspondientes por indemnización de daños y perjuicios.

En caso de accidentes o peligro inminente, en el que exista riesgo para las vidas de las personas, para la obra en curso, para otras obras ya ejecutadas o para las propiedades colindantes, se autorizará al Contratista para actuar a discreción en cuanto sea necesario para prevenir las pérdidas o daños que pudieran producirse, debiendo ejecutar tales órdenes inmediatamente. Las compensaciones que el Contratista reclame como consecuencia de estos trabajos de emergencia se fijarán de común acuerdo o mediante arbitraje.

El Contratista será el único y exclusivo responsable, durante la ejecución de los trabajos, de todos los accidentes que puedan sufrir sus operarios o causados por él a otras personas, entidades o cosas, asumiendo todas las responsabilidades ajenas a la legislación vigente sobre accidentes de trabajo, daños a las cosas, propiedades de terceros, etc. Si se presupone un diagnóstico superior al leve en accidente de trabajo, el Contratista, o su representante, deberá personarse en las oficinas de personal de la Propiedad para comunicar tal circunstancia y facilitar los datos personales del accidentado, tipo de accidente ocurrido, lugar, causa y cuantos datos aclaratorios sean necesarios.

El Contratista informará a la Propiedad con la máxima urgencia de cualquier dificultad de tipo laboral que surja entre él y sus trabajadores, a fin de que, por parte de la Propiedad puedan adoptarse las medidas oportunas con relación al caso que se trate.

### **2.3.9.- Rescisión de Contrato**

Cuando, a juicio de la Propiedad, el incumplimiento por parte del Contratista de alguna de las cláusulas contractuales establecidas en cualquier medida, extensión o modalidad, siempre que a juicio de la Dirección Técnica sea por descuido inexcusable o mala fe manifiesta, pudiera ocasionar graves trastornos en la realización de las obras, en el cumplimiento de los plazos, o en su aspecto económico, la Propiedad podrá decidir la resolución de las obras, con las generalidades a que hubiera lugar. Así mismo podrá proceder a la resolución con la pérdida de la fianza, de producirse alguno de los siguientes casos:

- Muerte o incapacidad del Contratista.
- Quiebra o incapacidad económica del Contratista. En caso de quiebra del Contratista se hará un concurso entre los acreedores del mismo. El contrato quedará rescindido, a no

ser que los sindicatos correspondientes ofrezcan llevar a cabo la obra bajo las condiciones estipuladas en este convenio y en los documentos adicionales. La empresa contratante podrá admitir o rechazar el ofrecimiento sin que en este último caso tenga derecho a indemnización alguna. Igualmente quedará rescindido el contrato cuando el contratista no cumpla las obligaciones contraídas en el contrato.

- La disolución por cualquier causa de la sociedad. Alteraciones del contrato por alguna de las siguientes causas:
  - Modificación del proyecto de tal forma que represente alteraciones fundamentales del mismo a juicio de la Dirección Técnica, y en cualquier caso siempre que la variación del presupuesto de contrata, como consecuencia de estas modificaciones, represente alrededor del 25% como mínimo del importe actual.
  - Modificación de las unidades de obra en número superior al 50% del total.
  - Cuando se cumpla el plazo final de las obras y falte por ejecutar más del 20% del presupuesto de obra. La imposición de las multas establecidas por los retrasos no obligará a la Propiedad a la prórroga del mismo, siendo potestativo por su parte elegir ante la resolución o la continuidad del contrato.
- Cuando no se hubiera realizado el montaje de las instalaciones y unidades auxiliares o no se hubiera aportado la maquinaria relacionada en la oferta o su equivalente en potencia o capacidad en los plazos previstos con un margen del 25%; o en el caso de que el Contratista sustituya maquinaria sin autorización.
- Cuando transcurrido un tiempo de tres meses consecutivos y considerados conjuntamente, no se alcanzase un 50% del programa aprobado para la obra.
- La suspensión de la obra una vez comenzada, siempre que el plazo de suspensión haya excedido de un mes, y en todo caso siempre que por causas ajenas a la contrata no se dé comienzo a la obra dentro del plazo de 60 días, contados a partir de la adjudicación, en cuyo caso la devolución de la fianza será automática.
- En caso de rescisión del contrato con el Contratista por causas de fuerza mayor se abonará al mismo tiempo el importe de la obra ejecutada y valoración de los materiales que haya hecho acopio de la misma.
- La inobservancia del plan cronológico de la obra y en especial del plazo de ejecución y terminación total de la misma.

En caso de cancelación, la Propiedad tendrá derecho a estar inmediatamente en posesión de los pedidos en curso y de la parte o partes de la obra que la Propiedad seleccione, junto con los materiales y herramientas, bien sean de la parte contratante o del Contratista, y completar

el trabajo. El Contratista será razonablemente pagado por el alquiler que haya sido convenido con la Propiedad por el uso de las herramientas del Contratista, o si este lo prefiere, puede retirar dichas herramientas siempre y cuando:

- El retiro de tales herramientas no afecte a la terminación de las obras.
- La propiedad esté de acuerdo con dicho retiro.
- El coste del retiro vaya a cuentas del Contratista.

Las herramientas del Contratista, empleadas por la empresa contratante para la terminación de la obra, serán desmanteladas, cargadas y si es el caso, preparadas para el embarque por la Propiedad. Todos los costes derivados después de que las herramientas sean cargadas al transporte o abandonen los dominios de la Propiedad, serán por cuenta del Contratista, independientemente de que sean manejadas, movidas o embarcadas por el Contratista o por la Propiedad.

Todos los materiales o equipos que estén bajo pedido en el momento de la cancelación serán manejados hasta su entrega y facturación indistintamente por la Propiedad o por la empresa contratada, según se decida en el tiempo de cancelación del contrato.

El Contratista será reembolsado por todas las facturas que deba o hayan sido pagadas después de la cancelación, de acuerdo con las condiciones aplicables a lo gastado más el porcentaje. Cuando la Propiedad así lo solicite, el Contratista le transferirá todos los pedidos abiertos o pedidos cuyos materiales no hayan sido entregados. En tal caso, el vendedor será informado de la transferencia por el Contratista y cambiará de manera correspondiente su procedimiento de facturación.

En el caso de que dichas facturas sean remitidas al Contratista, para su pago, entre las dos partes habrá de llegarse a un acuerdo mutuo con respecto al método más satisfactorio de manejo.

Siempre que el Contratista sea requerido para procesar y facturar dichas facturas deberá ser reembolsado por tales costes más el porcentaje especificado.

En el caso de que la cancelación de este convenio se deba a la decisión de la Propiedad para no continuar la obra, o por otras causas fuera de control con respecto a la conclusión de la obra, todos los convenios que aquí figuran serán aplicados con las siguientes especificaciones:

- El Contratista procederá inmediatamente a cancelar todas las órdenes de compra de materiales o equipos entregados, avisando a cada vendedor de la intención de cancelar dichas órdenes. El vendedor avisará de los cargos de cancelación y, de existir éstos, él deberá notificar detalladamente tales cargos al Contratista. Éste avisará entonces inmediatamente a la Propiedad de dichos cargos y solicitará una declaración de aceptación de la Propiedad.
- La Propiedad reembolsará al vendedor todos los costes mencionados, bien sean costes de cancelación del vendedor u otros costes resultantes de la cancelación.
- En general, la Propiedad rescatará cualquier envío sobre el que la cancelación sea del 100% del precio de compra, aunque el Contratista avisará a la Propiedad de dichos pagos antes de que el vendedor sea notificado para continuar.

## **CAPÍTULO 3: CONDICIONES PARTICULARES**

Las condiciones particulares o prescripciones técnicas particulares son aquellas en las que se hace una descripción de los materiales, equipos y obras que van a realizarse en el proyecto, así como la forma de ejecución de las mismas.

También se indicarán en ellas, las obligaciones de orden técnico que correspondan al Contratista y al Director Técnico o Ingeniero.

Así, según lo expuesto en el párrafo anterior, el objeto de estudio de las condiciones particulares será las condiciones de materiales, equipos y maquinaria y por otra parte las condiciones de ejecución de obras.

### **3.1. Disposiciones de Carácter Particular**

Las disposiciones de carácter particular y de ámbito técnico son:

- Normativa de la Asociación Española de Normalización (AENOR).
- Normas Tecnológicas de Edificación:
  - Instalaciones de fontanería. Abastecimiento (IFA).
  - Instalaciones de salubridad. Alcantarillado (ISA).
  - Instalaciones eléctricas. Puesta a tierra (JET).

### **3.2.- Condiciones de Materiales, Equipos y Maquinaria**

#### **3.2.1.- Materiales de Construcción**

Todos los materiales que se empleen en la construcción, han de cumplir las normas que se encuentran en el catálogo de normas UNE de 1992. Para aquellos materiales en los que no haya nada especificado, se seguirán las instrucciones de la Dirección Técnica, y en cualquier caso serán de la mejor calidad entre los de su clase.

Además estos materiales podrán ser sometidos a pruebas o análisis por cuenta de la contrata que se crean necesarios para acreditar su calidad; aquel material que a juicio de la Dirección Técnica no reúna las condiciones exigidas será rechazado (**Tabla PC.1**).

Tabla PC1: Normas a verificar por los materiales de construcción  
Fuente: Catálogo de Normas UNE, 1992

<b>MATERIALES</b>	<b>Nº</b>	<b>PÁGINA</b>
Cemento	43	383-384
Hormigón	100	389-392
Producto cerámico para la construcción	23	370-371
Producto de cemento reforzado con fibras	19	398
Prefabricados de cemento y caucho	21	416-417
Pinturas y barnices	166	293-298
Materiales cerámicos de arcilla cocida para la construcción	30	419-420
Materiales impermeabilizantes para la construcción	130	402-408
Materiales refractarios	40	365-366
Ensayos de materiales	255	113-121

### **3.2.2.- Materiales para la fabricación de equipos**

El material a utilizar en la fabricación de los equipos es el que se especifique en el anexo correspondiente al diseño de cada uno de los equipos.

Los materiales utilizados en los equipos de la instalación son aceros al carbono SA-285 y SA-53E/B y acero inoxidable AISI 316L. Las diferentes normas a las que están sujetos los materiales para la fabricación de los equipos y ensayos de estos materiales son:

- **UNE 7183:1964** Método de ensayo para determinar la uniformidad de los recubrimientos galvanizados, aplicados a los materiales manufacturados de hierro y acero.
- **UNE-EN ISO 1461:1999** Recubrimientos galvanizados en caliente sobre productos acabados de hierro y acero. Especificaciones y métodos de ensayo. (ISO 1461:1999).
- **UNE-EN 10257-1:1998** Alambres de acero no aleado recubiertos de cinc o aleaciones de cinc para armado de cables para el transporte de energía o cables para telecomunicaciones. Parte 1: Cables terrestres.
- **UNE-EN 10257-1:1998** Alambres de acero no aleado recubiertos de cinc o aleaciones de cinc para armado de cables para el transporte de energía o cables para telecomunicaciones. Parte 1: Cables terrestres.
- **UNE 37505:1989** Recubrimientos galvanizados en caliente sobre tubos de acero. Características y métodos de ensayo.



- **UNE-EN ISO 1461:1999** Recubrimientos galvanizados en caliente sobre productos acabados de hierro y acero. Especificaciones y métodos de ensayo. (ISO 1461:1999).
- **UNE-EN 12502-3:2005** Protección de materiales metálicos contra la corrosión. Recomendaciones para la evaluación del riesgo de corrosión en sistemas de distribución y almacenamiento de agua. Parte 3: Factores que influyen para materiales férreos galvanizados en caliente.
- **UNE 37553:1973** Recubrimientos electrolíticos de cinc y cadmio sobre tortillería con rosca métrica de perfil triangular ISO.
- **UNE 112017:1992** Recubrimientos metálicos. Medición del espesor. Métodos por espectrometría de rayos X.
- **UNE-EN ISO 4516:2002** Recubrimientos metálicos y otros recubrimientos no orgánicos. Ensayos de microdureza Vickers y Knoop. (ISO 4516:2002).
- **UNE-EN 12540:2001** Protección de metales contra la corrosión. Recubrimientos electrolíticos de níquel, níquel más cromo, cobre más níquel y cobre más níquel más cromo
- **UNE 112022:1993** Recubrimientos metálicos. Recubrimientos electrolíticos de cromo. Ensayo de corrosión electrolítica (ensayo, etc ).
- **UNE 112036:1993** Recubrimientos metálicos. Depósitos electrolíticos de cinc sobre hierro o acero.
- **UNE-EN 12330:2001** Protección contra la corrosión de metales. Recubrimientos electrolíticos de cadmio sobre hierro o acero.
- **UNE-EN ISO 6158:2005** Recubrimientos metálicos. Recubrimientos electrolíticos de cromo para fines industriales. (ISO 6158:2004)
- **UNE 112039:1994** Recubrimientos de aleación de estaño-níquel. Especificaciones y métodos de ensayo.
- **UNE 112040:1994** Recubrimiento electrolítico de aleación estaño-plomo. Especificaciones y métodos de ensayo.
- **UNE 112041:1994** Recubrimiento metálico. Depósitos electrolíticos de estaño. Especificaciones y métodos de ensayo.
- **UNE-EN 12476:2001** Recubrimientos de conversión fosfatantes de metales. Método de especificación de requisitos.
- **UNE-EN 582:1994** Proyección térmica. Medida de la adherencia por ensayo de tracción. (Versión oficial en UNE 112051:1994).

- **UNE-EN ISO 2063:2005** Proyección térmica. Recubrimientos metálicos y otros recubrimientos inorgánicos. Cinc, aluminio y sus aleaciones (ISO 2063:2005).
- **UNE-EN ISO 10289:2001** Métodos de ensayo de corrosión de recubrimientos metálicos y no orgánicos sobre sustratos metálicos. Clasificación de probetas y piezas de protección sometidas a ensayos de corrosión. (ISO 10289:1999).
- **UNE-EN ISO 2064:2001** Recubrimientos metálicos y otros recubrimientos no orgánicos. Definiciones y principios concernientes a la medida del espesor. (ISO 2064:1996).
- **UNE-EN ISO 2177:2005** Recubrimientos metálicos. Medida del espesor. Método coulombimétrico por disolución anódica. (ISO 2177:2003).
- **UNE-EN ISO 2178:1996** Recubrimientos metálicos no magnéticos sobre metal base magnético. Medida del espesor. Método magnético (ISO 2361:1982).
- **UNE-EN ISO 21787:2007** Válvulas industriales. Válvulas de globo de materiales termoplásticos (ISO 21787:2006).
- **UNE-EN ISO 2819:1996** Recubrimientos metálicos sobre base metálica. Depósitos electrolíticos y depósitos por vía química. Lista de los diferentes métodos de ensayo de adherencia (ISO 2819:1980).
- **UNE-EN ISO 3892:2002** Recubrimientos de conversión sobre materiales metálicos. Determinación de la masa de recubrimiento por unidad de superficie. Métodos gravimétricos. (ISO 3892:2000).
- **UNE-EN ISO 4518:1986** Recubrimiento metálicos. Medición del espesor. Método perfilométrico (ISO 4518:1980).
- **UNE-EN ISO 10289:2001** Métodos de ensayo de corrosión de recubrimientos metálicos y no orgánicos sobre sustratos metálicos. Clasificación de probetas y piezas de protección sometidas a ensayos de corrosión. (ISO 10289:1999).
- **UNE-EN ISO 4543:1996** Recubrimiento metálicos y otros recubrimientos no orgánicos. Directrices generales para los ensayos de corrosión aplicables a condiciones de almacenamiento (ISO 4543:1981).
- **UNE-EN ISO 6988:1996** Recubrimientos metálicos y otros recubrimientos no orgánicos. Ensayo al dióxido de azufre con condensación general de humedad. (ISO 6988:1985).
- **UNE-EN ISO 7384:1996** Ensayos de corrosión en atmósfera artificial. Prescripciones generales. (ISO 7384:1986).

- **UNE-EN ISO 7441:1996** Corrosión de los metales y aleaciones. Ensayos de corrosión bimetalica mediante ensayos de corrosión en medio exterior. (ISO 7441:1984).
- **UNE-EN ISO 7539-1:1996** Corrosión de metales y aleaciones. Ensayo de corrosión bajo tensión. Parte 1: guía general de métodos de ensayo (ISO 7539-1:1987).
- **UNE-EN ISO 7539-2:1996** Corrosión de metales y aleaciones. Ensayos de corrosión bajo tensión. Parte 2: preparación y utilización de probetas para ensayos de flexión. (ISO 7539-2:1987).
- **UNE-EN ISO 7539-3:1996** Corrosión de metales y aleaciones. Ensayos de corrosión bajo tensión. Parte 3: preparación y utilización de probetas dobladas en U. (ISO 7539-3:1989).
- **UNE-EN ISO 7539-4:1996** Corrosión de metales y aleaciones. Ensayos de corrosión bajo tensión. Parte 4: preparación y utilización de probetas para ensayos de tracción uniaxial. (ISO 7539-4:1989).
- **UNE-EN ISO 7539-5:1996** Corrosión de metales y aleaciones. Ensayos de corrosión bajo tensión. Parte 5: preparación y uso de probetas con forma de anillo en C (ISO 7539-6:1989).
- **UNE-EN ISO 7539-6:1996** Corrosión de metales y aleaciones. Ensayos de corrosión bajo tensión. Parte 6: preparación y uso de probetas prefiguradas para ensayos bajo carga constante o desplazamiento constante (ISO 7539-6:1989).
- **UNE-EN ISO 7539-7:2006** Corrosión de metales y aleaciones. Ensayos de corrosión bajo tensión. Parte 7: Ensayo a baja velocidad de deformación. (ISO 7539-7:2005).
- **UNE-EN ISO 8401:1996** Recubrimientos metálicos. Revisión de los métodos de determinación de la ductilidad. (ISO 8401:1986).
- **UNE-EN 10289:2001** Métodos de ensayo de corrosión de recubrimientos metálicos y no orgánicos sobre sustratos metálicos. Clasificación de probetas y piezas de protección sometidas a ensayos de corrosión. (ISO 10289:1999).
- **UNE-EN ISO 8565:1996** Metales y aleaciones. Ensayos de corrosión atmosférica. Requisitos generales para realizar ensayos in situ. (ISO 8565:1992).
- **UNE-EN ISO 9220:1996** Recubrimientos metálicos. Medida del espesor del recubrimiento. Método de microscopía electrónica de barrido. (ISO 9220:1988).
- **UNE-EN ISO 10062:1996** Ensayos de corrosión en atmósferas artificiales con muy bajas concentraciones de gases contaminantes.(ISO 10062:1991).
- **UNE 92102:1998** Materiales aislamiento térmico. Lana de vidrio. Definiciones, clasificación y características.

- **UNE 92201:1989** Materiales aislantes térmicos. Determinación de la conductividad térmica. Técnica de la placa calefactora con anillo de guarda y doble placa refrigerante.
- **UNE 92208:1999** Materiales aislantes térmicos. Productos de lana de vidrio/o roca. Determinación de la cantidad de vidrio y aglomerante orgánico.
- **UNE 92209:1989** Materiales aislantes térmicos. Productos de fibra de vidrio/ o roca. Determinación de las dimensiones.
- **UNE-EN 13469:2002** Productos aislantes térmicos para equipos de edificación e instalaciones industriales. Determinación de las propiedades de transmisión de vapor de agua en coquillas aislantes preformadas.
- **UNE 92227:1989** Materiales aislantes térmicos. Determinación de la absorción de agua por el método de vacío.
- **UNE-EN 13467:2002** Productos aislantes térmicos para equipos de edificación e instalaciones industriales. Determinación de las dimensiones, rectangularidad y linealidad de coquillas aislantes preformadas.
- **UNE-EN ISO 7345:1987** Aislamiento térmico. Magnitudes físicas y definiciones. (ISO 8497:1987).
- **UNE-EN ISO 8497:1997** Aislamiento térmico. Determinación de las propiedades relativas a la transmisión de calor en régimen estacionario en los aislamientos térmicos para tuberías (ISO 8497:1994).
- **UNE-EN ISO 9251:1996** Aislamiento térmico Condiciones de transmisión térmica y propiedades de los materiales. Vocabulario (ISO 9251:1987).
- **UNE-EN ISO 9346:1996** Aislamiento térmico. Transferencia de masa. Magnitudes físicas y definiciones (ISO 9346:1987).
- **UNE-EN 12329:2001** Protección contra la corrosión de los metales. Recubrimientos electrolíticos de cinc sobre hierro o acero.
- **UNE-EN 12330:2001** Protección contra la corrosión de metales. Recubrimientos electrolíticos de cadmio sobre hierro o acero.
- **UNE-EN ISO 1463:2005** Recubrimientos metálicos y capas de óxido. Medida del espesor. Método de corte micrográfico (ISO 1463:2003)
- **UNE-EN ISO 2361:1996** Recubrimientos electrolíticos de níquel sobre base metálica magnética y no magnética. Medición del espesor. Método magnético. (ISO 2361:1982).

- **UNE-EN ISO 3868:1996** Recubrimientos metálicos y otros recubrimientos no orgánicos. Medida del espesor. Método basado en el principio de *Fizeau* de interferometría de haz múltiple. (ISO 3868:1976).
- **UNE-EN ISO 12241:1999** Aislamiento térmico para equipos de edificación e instalaciones industriales. Método de cálculo. (ISO 12241:1998).
- **UNE-EN ISO 8990:1997** Determinación de las propiedades de transmisión térmica en régimen estacionario. Métodos de la caja caliente guardada y calibrada (ISO 8990:1994).

### 3.2.3.- Equipos

Las normas a las que se encuentran sujetos todos los equipos se encuentran también en el Catálogo de Normas UNE de 1992, en la siguiente tabla se muestran el número de normas clasificadas por su naturaleza y la localización de las mismas en dicho catálogo:

Tabla PC.2:  
Normas a cumplir por los equipos (Catálogo de Normas UNE, 1992)

<b>NORMAS QUE DEBEN CUMPLIR LOS EQUIPOS</b>		
<b>CONCEPTO</b>	<b>Nº NORMAS</b>	<b>PÁGINAS</b>
Bienes de equipo para la Industria Química	10	355-361
Seguridad en el almacenamiento y manipulación de productos químicos	3	411-412
Tuberías y accesorios	60	126-128

### 3.2.4.- Máquinaria

Las normas que debe cumplir la maquinaria es la que se refleja en la **Tabla PC.3**.

Tabla P.C.3:  
Normas a cumplir por la maquinaria (Catálogo UNE, 1992)

<b>NORMAS QUE DEBEN CUMPLIR LOS EQUIPOS</b>		
<b>CONCEPTO</b>	<b>Nº NORMAS</b>	<b>PÁGINAS</b>
Maquinaria de elevación y transporte	165	355 – 361
Maquinaria para movimientos de tierra	36	411 – 412
Herramientas	67	126 – 128

### **3.3.- Condiciones de Ejecución**

Las condiciones de ejecución, condiciones funcionales de los materiales y equipos industriales, control de la ejecución, seguridad en el trabajo, medición, valoración y mantenimiento serán establecidos en las normas NBE y NTE, así como las correspondientes si procede a equipos, materiales o maquinaria. Se considerarán:

#### **3.3.1.- Movimientos de Tierra**

Aquí se incluyen los terraplenes para dar al terreno la rasante de explanación y excavaciones de zanjas y pozos.

La excavación se ajustará a las dimensiones que figuren en los planos o a lo que indique el ingeniero.

#### **3.3.2.- Obras de Saneamiento**

Se incluyen los sistemas de captación y conducción de aguas del subsuelo para protección de la obra contra la humedad y las redes de evacuación de aguas pluviales y residuos, desde los puntos donde se cogen hasta la red de alcantarillados, pozos de filtración o equipos de depuración.

#### **3.3.3.- Cimentaciones**

Se incluyen las operaciones de eliminación de troncos, raíces de árboles y otros obstáculos que se encuentren en dicha zona, según normas NBE y NTE. Las zanjas de cimentación se excavarán hasta una profundidad especificada en los planos; en cualquier caso debe estar aprobada por el Ingeniero antes de colocar el hormigón o ladrillo.

#### **3.3.4.- Estructuras metálicas**

Se incluyen las operaciones relacionadas con el diseño, fabricación y montaje de acero para estructuras, según normas NBE, NTE y las especificadas para materiales.

### **3.3.5.- Albañilería**

Se incluyen aquí las instalaciones en los puntos señalados por los planos, de los bloques de hormigón, ladrillo, piedra y revestimientos de suelos, escaleras y techos.

### **3.3.6.- Cerrajería y Carpintería**

Se incluyen todos los trabajos relacionados con la instalación de puertas, ventanas y demás elementos de carpintería general y de taller de construcción de edificios. En la cerrajería, se incluyen las operaciones relacionadas con ajustes para obtener un acabado perfecto.

### **3.3.7.- Cubierta de edificios**

Se incluye todo lo relacionado con la impermeabilización y el aislamiento de cubiertas de edificios.

Debido a posibles inclinaciones, los aislamientos serán grapados, para evitar deslizamiento o movimientos inesperados.

### **3.3.8.- Fontanería**

Se indican las operaciones de abastecimiento y distribución de agua.

### **3.3.9.- Instalaciones eléctricas**

Se incluyen las operaciones relacionadas con la distribución del alumbrado.

### **3.3.10.- Calefacción y Ventilación**

Incluyen las instalaciones de ventilación, calefacción y refrigeración.

### **3.3.11.- Instalaciones de Protección contra Incendios**

Se indican las instalaciones de protección contra fuegos y pararrayos.

### **3.3.12.- Pinturas y vidrieras**

Se indican las operaciones de acabado de pinturas y de las superficies exteriores del edificio, incluyendo la pintura protectora de las superficies metálicas.

En las vidrieras se incluyen las operaciones relacionadas con su instalación. Las dimensiones se especifican en los planos.

### **3.3.13.- Otras instalaciones no específicas**

Si en el transcurso fuese necesario ejecutar alguna clase de obra no regulada en el pliego, el Contratista quedará obligado a ejecutarla con arreglo a las instrucciones que reciba del ingeniero, quien a su vez cumplirá la normativa vigente.

El Contratista no tendrá derecho a reclamación ninguna.



## **CAPÍTULO 4: CONDICIONES PARTICULARES DE EQUIPOS**

### **4.1.- Especificaciones particulares de los equipos**

El objeto del presente apartado, es concretar las especificaciones técnicas que deben satisfacer los distintos equipos, diseñados o de adquisición directa por compra, para que sean aceptados en la instalación que se proyecta.

Los equipos deben entregarse con las pruebas hidráulicas que correspondan, realizadas de forma satisfactoria.

La instalación solo será recepcionada cuando se demuestre que todos los equipos de la línea de proceso y dispositivos de control funcionan perfectamente.

Las especificaciones de los equipos diseñados se clasifican en los siguientes grupos:

- Especificaciones de las unidades de intercambio de calor.
- Especificaciones de las unidades de reacción.
- Especificaciones de unidades de separación Gas-Líquido.
- Especificaciones de la columna de rectificación.
- Especificaciones de los depósitos de almacenamiento.
- Especificaciones de los equipos de impulsión de fluidos.
- Especificaciones de la red de tuberías: conducciones, accesorios, válvulas.
- Especificaciones de la instrumentación de medición y control.

### **4.2.- Especificaciones de las unidades de Intercambio de calor**

Dentro de este grupo se presentan: el intercambiador de calor IC-01, el intercambiador de calor IC-02, el intercambiador de calor IC-03, el intercambiador de calor IC-04 (calderín), el condensador CD-01, el condensador IC-02 y el condensador IC-03.

#### 4.2.1.- Intercambiador de calor IC-01

Tabla P.C.4:  
Datos de diseño del intercambiador de calor IC-01

Descripción	Intercambiador de Carcasa y Tubos
<b>Denominación</b>	<b>Tipo AES</b>
<b>Posición intercambiador</b>	<b>Horizontal</b>
<b>Tubos</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable SA-240</b>
<b>Diámetro exterior</b>	<b>0,019 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0028 m</b>
<b>Longitud</b>	<b>3,67 m</b>
<b>Disposición</b>	<b>Triangular</b>
<b>Pitch</b>	<b>0,0254 m</b>
<b>Número de tubos</b>	<b>534</b>
<b>Número de Pasos</b>	<b>2</b>
<b>Área de transferencia</b>	<b>113 m<sup>2</sup></b>
<b>Carcasa</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable SA-240</b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>0,686 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,012 m</b>
<b>Número de pasos</b>	<b>1</b>
<b>Deflectores</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Segmentados</b>
<b>Número</b>	<b>5</b>
<b>Espaciamiento entre deflectores</b>	<b>0,8 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0064 m</b>
<b>Diámetro</b>	<b>0,686 m</b>
<b>Aislamiento</b>	
<b>Material</b>	<b>Lana de roca</b>
<b>Espesor</b>	<b>50 mm</b>

#### 4.2.2.- Intercambiador de calor IC-02

Tabla P.C.5:  
Datos de diseño del intercambiador de calor IC-02

<b>Descripción</b>	<b>Intercambiador de Carcasa y Tubos</b>
<b>Denominación</b>	<b>Tipo AES</b>
<b>Posición intercambiador</b>	<b>Horizontal</b>
<b>Tubos</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable AISI SA-240</b>
<b>Diámetro exterior</b>	<b>0,019 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0028 m</b>
<b>Longitud</b>	<b>3,67m</b>
<b>Disposición</b>	<b>Triangular</b>
<b>Pitch</b>	<b>0,024 m</b>
<b>Número de tubos</b>	<b>692</b>
<b>Número de Pasos</b>	<b>2</b>
<b>Área de transferencia</b>	<b>141m<sup>2</sup></b>
<b>Carcasa</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable SA-240</b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>0,737 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,014 m</b>
<b>Número de pasos</b>	<b>1</b>
<b>Deflectores</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Segmentados</b>
<b>Número</b>	<b>5</b>
<b>Espaciamiento entre deflectores</b>	<b>0,8 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0075 m</b>
<b>Diámetro</b>	<b>0,737m</b>
<b>Aislamiento</b>	
<b>Material</b>	<b>Lana de roca</b>
<b>Espesor</b>	<b>80 mm</b>

### 4.2.3.- Intercambiador de calor IC-03

Tabla P.C.6:  
Datos de diseño del intercambiador de calor IC-03

Descripción	Intercambiador de Carcasa y Tubos
<b>Denominación</b>	<b>Tipo AES</b>
<b>Posición intercambiador</b>	<b>Horizontal</b>
<b>Tubos</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable SA-285</b>
<b>Diámetro exterior</b>	<b>0,019 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0028 m</b>
<b>Longitud</b>	<b>3,05 m</b>
<b>Disposición</b>	<b>Triangular</b>
<b>Pitch</b>	<b>0,9375 m</b>
<b>Número de tubos</b>	<b>342</b>
<b>Número de Pasos</b>	<b>2</b>
<b>Área de transferencia</b>	<b>56,74 m<sup>2</sup></b>
<b>Carcasa</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable SA-285</b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>0,54 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,00914 m</b>
<b>Número de pasos</b>	<b>1</b>
<b>Deflectores</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Segmentados</b>
<b>Número</b>	<b>4</b>
<b>Espaciamiento entre deflectores</b>	<b>0,8 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0064 m</b>
<b>Diámetro</b>	<b>0,54 m</b>
<b>Aislamiento</b>	
<b>Material</b>	<b>Lana de roca</b>
<b>Espesor</b>	<b>80 mm</b>

#### 4.2.4.- Intercambiador de calor IC-04

Tabla P.C.7:  
Datos de diseño del intercambiador de calor IC-04

Descripción	Intercambiador de Carcasa y Tubos
<b>Denominación</b>	<b>Tipo AKT</b>
<b>Posición intercambiador</b>	<b>Horizontal</b>
<b>Tubos</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero al carbono SA-285</b>
<b>Diámetro exterior</b>	<b>0,019 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0028 m</b>
<b>Longitud</b>	<b>4,27 m</b>
<b>Disposición</b>	<b>Triangular</b>
<b>Pitch</b>	<b>0,0254 m</b>
<b>Número de tubos</b>	<b>82</b>
<b>Número de Pasos</b>	<b>2</b>
<b>Área de transferencia</b>	<b>20,84 m<sup>2</sup></b>
<b>Carcasa</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero al carbono SA-285</b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>0,305 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0076m</b>
<b>Número de pasos</b>	<b>1</b>
<b>Altura de barrera</b>	<b>0,41m</b>
<b>Diámetro rehervidor</b>	<b>0,66m</b>
<b>Deflectores</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Segmentados</b>
<b>Número</b>	<b>6</b>
<b>Espaciamiento entre deflectores</b>	<b>0,8 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0095 m</b>
<b>Diámetro</b>	<b>0,254 m</b>
<b>Aislamiento</b>	
<b>Material</b>	<b>Lana de roca</b>
<b>Espesor</b>	<b>80 mm</b>

#### 4.2.5.- Condensador CD-01

Tabla P.C.8:  
Datos de diseño del condensador de aire CD-01

<b>Dimensiones</b>	<b>Aéreo 1</b>	<b>Aéreo 2</b>	<b>Aéreo 3</b>
<b>D<sub>o</sub> tubos (m)</b>	<b>0,0254</b>	<b>0,0254</b>	<b>0,0254</b>
<b>e tubos (m)</b>	<b>0,003048</b>	<b>0,003048</b>	<b>0,003048</b>
<b>D<sub>i</sub> (m)</b>	<b>0,0193</b>	<b>0,0193</b>	<b>0,0193</b>
<b>Pitch (m)</b>	<b>0,06223</b>	<b>0,06223</b>	<b>0,06223</b>
<b>N<sub>tubos</sub></b>	<b>1050</b>	<b>990</b>	<b>960</b>
<b>L<sub>tubos</sub> (m)</b>	<b>1,8288</b>	<b>2,4384</b>	<b>4,8768</b>
<b>N<sub>tubos/fila</sub></b>	<b>105</b>	<b>110</b>	<b>120</b>
<b>S<sub>aletas</sub> (m<sup>2</sup>)</b>	<b>0,00299</b>	<b>0,00299</b>	<b>0,00299</b>
<b>N<sub>aletas/tubo</sub></b>	<b>259</b>	<b>299</b>	<b>352</b>
<b>N<sub>aletas por ancho de haz</sub></b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>15</b>
<b>N<sub>haces</sub></b>	<b>21</b>	<b>18</b>	<b>8</b>
<b>N<sub>tubos/haz</sub></b>	<b>50</b>	<b>55</b>	<b>120</b>
<b>Anchura del haz (m)</b>	<b>0,688</b>	<b>0,750</b>	<b>1,31</b>
<b>Anchura de la sección (m)</b>	<b>15,35</b>	<b>14,28</b>	<b>10,87</b>
<b>L haz (m)</b>	<b>1,8288</b>	<b>2,4384</b>	<b>4,8768</b>
<b>D<sub>ventilador</sub> (m)</b>	<b>2,65</b>	<b>2,987</b>	<b>3,657</b>
<b>N<sub>ventiladores</sub></b>	<b>5</b>	<b>5</b>	<b>5</b>
<b>P<sub>ventilado</sub> (kW)</b>	<b>2,4</b>	<b>2,98</b>	<b>4,53</b>

**4.2.6.- Condensador CD-02**

Tabla P.C.9:  
Datos de diseño del condensador parcial CD-02

<b>Descripción</b>	<b>Condensador de carcasa y tubos</b>
<b>Denominación</b>	<b>Tipo AES</b>
<b>Posición</b>	<b>Horizontal</b>
<b>Tubos</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero al carbono SA -53 E/B</b>
<b>Diámetro exterior</b>	<b>0,01905 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,002769 m</b>
<b>Longitud</b>	<b>4,877 m</b>
<b>Disposición</b>	<b>Triangular</b>
<b>Pitch</b>	<b>0,0254 m</b>
<b>Número de tubos</b>	<b>302</b>
<b>Área de transferencia</b>	<b>88,53 m<sup>2</sup></b>
<b>Carcasa</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero al carbono SA -285</b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>0,5397 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0094 m</b>
<b>Número de pasos</b>	<b>1</b>
<b>Deflectoras</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Segmentadas</b>
<b>Número</b>	<b>6</b>
<b>Espaciamiento</b>	<b>0,4572 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,00635 m</b>
<b>Diámetro</b>	<b>0,5397 m</b>

#### 4.2.7.- Condensador CD-03

Tabla P.C.10:  
Datos de diseño del condensador de aire CD-03

<b>Dimensiones</b>	<b>Aéreo 1</b>	<b>Aéreo 2</b>	<b>Aéreo 3</b>	<b>Aéreo 4</b>	<b>Aéreo 5</b>
<b>D<sub>o</sub> tubos (m)</b>	<b>0,0254</b>	<b>0,0254</b>	<b>0,0254</b>	<b>0,0254</b>	<b>0,0254</b>
<b>e<sub>tubos</sub> (m)</b>	<b>0,003048</b>	<b>0,003048</b>	<b>0,003048</b>	<b>0,003048</b>	<b>0,003048</b>
<b>D<sub>i</sub> (m)</b>	<b>0,0193</b>	<b>0,0193</b>	<b>0,0193</b>	<b>0,0193</b>	<b>0,0193</b>
<b>Pitch (m)</b>	<b>0,06223</b>	<b>0,06233</b>	<b>0,06233</b>	<b>0,06223</b>	<b>0,06223</b>
<b>N<sub>tubos</sub></b>	<b>64</b>	<b>64</b>	<b>66</b>	<b>72</b>	<b>72</b>
<b>L<sub>tubos</sub> (m)</b>	<b>3,048</b>	<b>3,048</b>	<b>3,6576</b>	<b>4,2672</b>	<b>7,3152</b>
<b>N<sub>tubos/fila</sub></b>	<b>16</b>	<b>16</b>	<b>22</b>	<b>24</b>	<b>24</b>
<b>S<sub>aletas</sub> (m<sup>2</sup>)</b>	<b>0,00299</b>	<b>0,00299</b>	<b>0,00299</b>	<b>0,00299</b>	<b>0,00299</b>
<b>N<sub>aletas/tubo</sub></b>	<b>334</b>	<b>321</b>	<b>324</b>	<b>350</b>	<b>354</b>
<b>N<sub>tubos por ancho de haz</sub></b>	<b>8</b>	<b>8</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>12</b>
<b>N<sub>haces</sub></b>	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>2</b>
<b>N<sub>tubos/haz</sub></b>	<b>32</b>	<b>32</b>	<b>33</b>	<b>36</b>	<b>36</b>
<b>Anchura del haz (m)</b>	<b>0,875</b>	<b>0,875</b>	<b>1,061</b>	<b>1,124</b>	<b>1,124</b>
<b>Anchura de la sección (m)</b>	<b>1,9</b>	<b>1,9</b>	<b>2,26</b>	<b>2,39</b>	<b>2,39</b>
<b>L haz(m)</b>	<b>3,048</b>	<b>3,048</b>	<b>3,6576</b>	<b>4,2672</b>	<b>7,3125</b>
<b>D<sub>ventilador</sub> (m)</b>	<b>1,22</b>	<b>1,22</b>	<b>1,46</b>	<b>1,676</b>	<b>2,1336</b>
<b>N<sub>ventiladores</sub></b>	<b>5</b>	<b>5</b>	<b>5</b>	<b>5</b>	<b>5</b>
<b>P<sub>ventilador</sub> (kW)</b>	<b>0,494</b>	<b>0,494</b>	<b>0,7</b>	<b>0,896</b>	<b>1,62</b>



### 4.3.- Especificaciones de las unidades de reacción

#### 4.3.1.- Unidad de reacción R-01

Tabla P.C.11:  
Datos de diseño de la unidad de reacción R-01

<b>Descripción</b>	<b>Reactor de carcasa y tubos</b>
<b>Denominación</b>	<b>Tipo AET</b>
<b>Posición</b>	<b>Vertical</b>
<b>Tubos</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable SA -240</b>
<b>Diámetro exterior</b>	<b>0,0254 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,002768 m</b>
<b>Longitud</b>	<b>4,8768 m</b>
<b>Disposición</b>	<b>Cuadrada</b>
<b>Pitch</b>	<b>0,03175 m</b>
<b>Número de tubos</b>	<b>500</b>
<b>Área de transferencia</b>	<b>152,16 m<sup>2</sup></b>
<b>Catalizador</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Níquel activado sobre soporte de Alúmina</b>
<b>Masa de catalizador</b>	<b>4508,076 kg</b>
<b>Carcasa</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero al carbono SA -285</b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>0,889 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0203 m</b>
<b>Número de pasos</b>	<b>1</b>
<b>Deflectoras</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Segmentadas</b>
<b>Número</b>	<b>5</b>
<b>Espaciamiento</b>	<b>1,02m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0095 m</b>
<b>Diámetro</b>	<b>0,889</b>
<b>Aislamiento</b>	
<b>Material</b>	<b>Lana de roca</b>
<b>Espesor</b>	<b>50 Mm</b>
<b>Soporte</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Faldones</b>

#### 4.3.2.- Unidad de reacción R-02

Tabla P.C.12:  
Datos de diseño de la unidad de reacción R-02

Descripción	Reactor de carcasa y tubos
<b>Denominación</b>	<b>Tipo AET</b>
<b>Posición</b>	<b>Vertical</b>
<b>Tubos</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable SA -240</b>
<b>Diámetro exterior</b>	<b>0,03175 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,002768 m</b>
<b>Longitud</b>	<b>4,8768 m</b>
<b>Disposición</b>	<b>Cuadrada</b>
<b>Pitch</b>	<b>0,03968 m</b>
<b>Número de tubos</b>	<b>420</b>
<b>Área de transferencia</b>	<b>168,67 m<sup>2</sup></b>
<b>Catalizador</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Níquel activado sobre soporte de Alúmina</b>
<b>Masa de catalizador</b>	<b>2213,24 kg</b>
<b>Carcasa</b>	
<b>Material</b>	<b>Acero al carbono SA -285</b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>0,999 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0216 m</b>
<b>Número de pasos</b>	<b>1</b>
<b>Deflectoras</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Segmentadas</b>
<b>Número</b>	<b>4</b>
<b>Espaciamiento</b>	<b>1,2 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,0127 m</b>
<b>Diámetro</b>	<b>1</b>
<b>Aislamiento</b>	
<b>Material</b>	<b>Lana de vidrio</b>
<b>Espesor</b>	<b>50 mm</b>
<b>Soporte</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Silletas</b>

## 4.4.- Especificaciones de las unidades de Separación Gas-Líquido

### 4.4.1.- Separador Gas-Líquido SP-01

Tabla P.C.13:  
Datos de diseño del Separador Gas-Líquido SP-01

<b>Material</b>	<b>Acero al carbono SA-285</b>
<b>Cubierta</b>	
<b>Espesor de la cubierta</b>	<b>0,03175 m</b>
<b>D interno cubierta</b>	<b>1,8288 m</b>
<b>D exterior cubierta</b>	<b>1,892 m</b>
<b>Cúpula</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Elíptica</b>
<b>Espesor de la cúpula</b>	<b>0,03175 m</b>
<b>Altura de la cúpula</b>	<b>0,4572 m</b>
<b>Área de la cúpula</b>	<b>3,86 m<sup>2</sup></b>
<b>Volumen de la cúpula</b>	<b>0,799 m<sup>3</sup></b>
<b>D exterior de la cúpula</b>	<b>1,892 m</b>
<b>Fondo Inferior</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Elíptico</b>
<b>Espesor del fondo</b>	<b>0,03175 m</b>
<b>Altura del fondo</b>	<b>0,4572 m</b>
<b>D exterior del fondo</b>	<b>1,892 m</b>
<b>Área del fondo</b>	<b>3,86 m<sup>2</sup></b>
<b>Volumen del fondo</b>	<b>0,799 m<sup>3</sup></b>
<b>Soporte</b>	<b>Faldones</b>
<b>Accesorios</b>	<b>Bocas de hombre Pescante</b>

**4.4.2.- Separador Gas- Líquido SP-02: acumulador de reflujo**

Tabla P.C.14:  
Datos de diseño del Separador Gas-Líquido SP-02

<b>Material</b>	<b>Acero al carbono SA-285</b>
<b>Dimensiones</b>	<b>Valor</b>
<b>Cubierta</b>	
<b>Espesor de la cubierta</b>	<b>0,01397 m</b>
<b>D interno cubierta</b>	<b>0,914 m</b>
<b>D exterior cubierta</b>	<b>0,9419 m</b>
<b>Cúpula</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Elíptica</b>
<b>Espesor de la cúpula</b>	<b>0,01397 m</b>
<b>Altura de la cúpula</b>	<b>0,2285 m</b>
<b>Área de la cúpula</b>	<b>0,958 m<sup>2</sup></b>
<b>Volumen de la cúpula</b>	<b>0,0998 m<sup>3</sup></b>
<b>D exterior de la cúpula</b>	<b>0,9419 m</b>
<b>Fondo Inferior</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Elíptico</b>
<b>Espesor del fondo</b>	<b>0,01397 m</b>
<b>Altura del fondo</b>	<b>0,2285 m</b>
<b>D exterior del fondo</b>	<b>0,9419 m</b>
<b>Área del fondo</b>	<b>0,958 m<sup>2</sup></b>
<b>Volumen del fondo</b>	<b>0,0998 m<sup>3</sup></b>
<b>Soporte</b>	<b>Faldón</b>
<b>Accesorios</b>	<b>Pescante</b>

#### 4.5.- Especificaciones de la Columna de Rectificación

Tabla P.C.15:  
Datos de diseño de la Columna de Rectificación

Descripción	Columna de rectificación
<b>Posición</b>	<b>Vertical</b>
<b>Cubierta</b>	
<b>Altura</b>	<b>16,2 m</b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>1,5 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,021 m</b>
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable SA-240</b>
<b>Platos</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Perforados</b>
<b>Diámetro</b>	<b>1,5 m</b>
<b>Diámetro perforación</b>	<b>0,0045 m</b>
<b>Espaciamiento</b>	<b>0,6 m</b>
<b>Nº Platos</b>	<b>24</b>
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable SA-240</b>
<b>Fondo Superior</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Korbbogen</b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>1,5 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,036 m</b>
<b>Radio interior de la curvatura</b>	<b>1,5 m</b>
<b>Radio interior del abombado</b>	<b>0,09 m</b>
<b>Altura de la cúpula</b>	<b>0,25 m</b>
<b>Volumen de la cúpula</b>	<b>0,27 m<sup>3</sup></b>
<b>Área de la cúpula</b>	<b>2,21m<sup>2</sup></b>
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable SA-240</b>
<b>Fondo Inferior</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Korbbogen</b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>1,5 m</b>
<b>Espesor</b>	<b>0,036 m</b>
<b>Radio interior de la curvatura</b>	<b>1,5 m</b>
<b>Radio interior del abombado</b>	<b>0,09 m</b>
<b>Altura de la cúpula</b>	<b>0,25 m</b>
<b>Volumen de la cúpula</b>	<b>0,27 m<sup>3</sup></b>
<b>Área de la cúpula</b>	<b>2,21 m<sup>2</sup></b>
<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable SA-240</b>
<b>Aislamiento</b>	
<b>Material</b>	<b>Lana de roca</b>
<b>Espesor</b>	<b>80 mm</b>
<b>Soporte</b>	<b>Faldones</b>
<b>Accesorios</b>	<b>Bocas de Hombre Pescante</b>

## 4.6.- Especificaciones de los depósitos de almacenamiento

### 4.6.1.- Depósitos de almacenamiento de benceno

Tabla P.C.16:  
Datos de diseño de los depósitos de benceno

<b>Descripción</b>	<b>Depósitos de techo flotante cubierto</b>
<b>Unidades</b>	<b>4</b>
<b>Material</b>	<b>SA-240</b>
<b>Volumen total</b>	<b>13.344 m<sup>3</sup></b>
<b>Volumen útil</b>	<b>5.697,64 m<sup>3</sup></b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>30,48 m</b>
<b>Altura</b>	<b>18,28 m</b>
<b>Espesor carcasa</b>	<b>0,028 m</b>
<b>Espesor fondo y cubierta planos</b>	<b>0,028 m</b>
<b>Espesor techo flotante</b>	<b>0,0025 m</b>
<b>Soporte del tanque</b>	<b>Soporte de hormigón de 0,5m</b>
<b>Accesorios</b>	<b>Sistema de venteo 2 Bocas de hombre Escalera de acceso</b>

### 4.6.2.- Depósitos de almacenamiento de ciclohexano

Tabla P.C.17:  
Datos de diseño de los depósitos de ciclohexano

<b>Descripción</b>	<b>Depósitos de techo flotante cubierto</b>
<b>Unidades</b>	<b>4</b>
<b>Material</b>	<b>SA-285</b>
<b>Volumen total</b>	<b>15568</b>
<b>Volumen útil</b>	<b>6929,5m<sup>3</sup></b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>30,48m</b>
<b>Altura</b>	<b>21,34 m</b>
<b>Espesor carcasa</b>	<b>0,0381 m</b>
<b>Espesor fondo y cubierta planos</b>	<b>0,0381 m</b>
<b>Espesor techo flotante</b>	<b>0,0037 m</b>
<b>Soporte del tanque</b>	<b>Soporte de hormigón de 0,5m</b>
<b>Accesorios</b>	<b>Sistema de venteo 2 Bocas de hombre Escalera de acceso</b>

### 4.6.3.- Diseño del tanque de Rundown

Tabla P.C.18:  
Datos de diseño del tanque de Rundown para ciclohexano

Descripción	Depósitos de techo flotante cubierto
<b>Unidades</b>	<b>1</b>
<b>Material</b>	<b>SA-285</b>
<b>Volumen total</b>	<b>4359 m<sup>3</sup></b>
<b>Volumen útil</b>	<b>3959,72 m<sup>3</sup></b>
<b>Diámetro interior</b>	<b>21,34 m</b>
<b>Altura</b>	<b>12,19 m</b>
<b>Espesor carcasa</b>	<b>0,025 m</b>
<b>Espesor fondo y cubierta planos</b>	<b>0,025 m</b>
<b>Espesor techo flotante</b>	<b>0,0037 m</b>
<b>Soporte del tanque</b>	<b>Soporte de hormigón de 0,5 m</b>
<b>Accesorios</b>	<b>Sistema de venteo 2 Bocas de hombre Escalera de acceso</b>

### 4.7.- Especificaciones de los equipos de impulsión de fluidos

#### 4.7.1.- Equipos de impulsión de fluidos

Tabla P.C.19:  
Equipos de impulsión de fluidos

Tipo de dispositivo	Fabricante	Modelo	Unidades
<b>Bomba centrífuga</b>	<b>Johnson Pump</b>	<b>CombiBloc 80-200</b>	<b>2</b>
<b>Bomba centrífuga</b>	<b>Johnson Pump</b>	<b>CombiPro 100A-200</b>	<b>2</b>
<b>Bomba centrífuga</b>	<b>Johnson Pump</b>	<b>CombiPro 80A-315</b>	<b>2</b>
<b>Bomba centrífuga</b>	<b>Johnson Pump</b>	<b>MCV-10-16</b>	<b>2</b>
<b>Compresor centrífugo</b>	<b>ManTurbo</b>	<b>RC 47.5</b>	<b>3</b>

#### 4.7.2.- Depósito acumulador de Bomba

Tabla P.C.20:  
Datos de diseño del depósito acumulador de la 2º Bomba de proceso

<b>Material</b>	<b>Acero inoxidable SA-240</b>
<b>Dimensiones</b>	<b>Valor</b>
<b>Cubierta</b>	
<b>Espesor de la cubierta</b>	<b>0,0055 m</b>
<b>D interno cubierta</b>	<b>2,7 m</b>
<b>D exterior cubierta</b>	<b>2,711 m</b>
<b>Cúpula</b>	
<b>Espesor de la cúpula</b>	<b>0,0055 m</b>
<b>Altura de la cúpula</b>	<b>0,456 m</b>
<b>Radio interior de la curvatura</b>	<b>2,7 m</b>
<b>Radio interior del abombado</b>	<b>0,162 m</b>
<b>D exterior de la cúpula</b>	<b>2,711 m</b>
<b>Fondo Inferior</b>	
<b>Espesor del fondo</b>	<b>0,0055 m</b>
<b>Altura del fondo</b>	<b>0,456 m</b>
<b>D exterior del fondo</b>	<b>2,711 m</b>
<b>Radio interior de la curvatura</b>	<b>2,7 m</b>
<b>Radio interior del abombado</b>	<b>0,162 m</b>
<b>Soporte</b>	<b>Silietas</b>
<b>Accesorios</b>	<b>Bocas de hombre Pescante</b>



## 4.8.- Especificaciones de la red de tuberías: conducciones, accesorios y válvulas

### 4.8.1.- Conducciones

Tabla P.C.21:  
Datos de diseño de las conducciones de la red de tuberías

Conducción	Diámetro nominal (in)	Diámetro exterior (in)	Espesor (in)	Longitud (m)	Material
1	6	6,825	0,109	40	SA-240
2	6	6,825	0,109	1,5	SA-240
3	6	6,825	0,109	5,3	SA-240
4	6	6,825	0,109	4,83	SA-240
5	6	6,825	0,109	1,5	SA-240
6	1,5	1,9	0,145	11	SA-240
7	6	6,825	0,28	3,5	SA-240
8	12	12,75	0,33	4,97	SA-240
9	14	14	0,312	9,77	SA-240
10	16	16	0,375	14,15	SA-240
11	16	16	0,375	5,45	SA-240
12	16	16	0,375	15,32	SA-240
13	20	20	0,437	8,5	SA-240
14	20	20	0,5	19	SA-285
15	20	20	0,5	7,82	SA-285
16	18	18	0,375	20,38	SA-285
17	6	6,825	0,28	19,5	SA-285
18	6	6,825	0,28	3	SA-285
19	10	10,75	0,307	4,74	SA-285
20	6	6,825	0,28	23,05	SA-285
21	6	6,825	0,28	8,77	SA-285
22	6	6,825	0,28	11	SA-285
23	6	6,825	0,28	7,84	SA-285
24	8	8,625	0,25	8,69	SA-285
25	6	6,825	0,28	26	SA-285
26	6	6,825	0,28	7	SA-285
27	0,75	1,05	0,113	4	SA-285
28	0,75	1,05	0,113	25,62	SA-285
29	10	10,75	0,25	33,22	SA-285
30	6	6,825	0,28	0,5	SA-285
31	6	6,825	0,28	0,3	SA-285
32	6	6,825	0,28	0,5	SA-285
33	6	6,825	0,28	3,5	SA-285
34	8	8,625	0,277	1	SA-285
35	3	3,5	0,216	45	SA-285
36	8	8,625	0,277	38,6	SA-285
37	10	10,75	0,307	2,4	SA-285
38	6	6,825	0,28	21,35	SA-285

**4.8.2.- Accesorios**

Tabla P.C.22:  
Accesorios de la red de tuberías

<b>Descripción</b>	<b>Unidades</b>
<b>CODOS</b>	
<b>Codo largo de 90 ° en acero inoxidable AISI 316 , DN 6"</b>	<b>8</b>
<b>Codo largo de 90 ° en acero inoxidable AISI 316 , DN 2"</b>	<b>2</b>
<b>Codo largo de 90 ° en acero inoxidable AISI 316 , DN 12"</b>	<b>2</b>
<b>Codo largo de 90° en acero inoxidable AISI 316, DN 14"</b>	<b>6</b>
<b>Codo largo de 90 en acero inoxidable AISI 316,DN 16"</b>	<b>11</b>
<b>Codo largo de 90° en acero inoxidable AISI 316, DN 20"</b>	<b>3</b>
<b>Codo largo de 90 en acero al carbono SA-285,DN 20"</b>	<b>8</b>
<b>Codo largo de 90° en acero al carbono SA-285,DN 6"</b>	<b>36</b>
<b>Codo largo de 90° en acero al carbono SA-285,DN 8"</b>	<b>7</b>
<b>Codo largo de 90 ° en acero SA-285,DN 1"</b>	<b>6</b>
<b>Cod largo de 90°en acero al carbono SA-285,DN3"</b>	<b>2</b>
<b>Codo largo de 90 ° en acero al carbonoSA-285,DN 10"</b>	<b>3</b>
<b>Codo largo de acero al carbono SA-285,DN18"</b>	<b>2</b>
<b>TE</b>	
<b>Te en acero inoxidable AISI 316 , DN 6"</b>	<b>4</b>
<b>Te en acero inoxidable AISI 316 , DN16"</b>	<b>2</b>
<b>Te en acero inoxidable AISI 316, DN14"</b>	<b>1</b>
<b>Te en acero al carbono SA-285 , DN6"</b>	<b>2</b>
<b>Te en acero al carbono SA-285 , DN8"</b>	<b>2</b>
<b>Te en acero al carbono SA-285,DN"10</b>	<b>1</b>
<b>Te en acero al carbono SA-285 ,DN"20</b>	<b>1</b>
<b>ENSANCHAMIENTOS/REDUCCIONES</b>	
<b>Ensanchamiento en acero inoxidable AISI 316, 6"-12"</b>	<b>1</b>
<b>Ensanchamiento en acero inoxidable AISI 316,2"-6"</b>	<b>1</b>
<b>Ensanchamiento en acero inoxidable AISI 316, 16"-20"</b>	<b>1</b>
<b>Ensanchamiento en acero al carbono SA-285,6"-10"</b>	<b>1</b>
<b>Ensanchamiento en acero SA-285, 8"-10"</b>	<b>1</b>
<b>Reducción en acero SA-285,10"-6"</b>	<b>1</b>
<b>Reducción en acero al carbono SA-285,10"-8"</b>	<b>1</b>
<b>CRUCETA</b>	
<b>Cruceta en acero sa-285,DN 8"</b>	<b>1</b>

### 4.8.3.- Válvulas

Tabla P.C.23:  
Válvulas de la red de tuberías

Descripción	Unidades
Válvula de control de globo en acero inoxidable AISI 316, DN 6" y baja	8
Válvula de control de globo en acero inoxidable AISI 316 , DN 6" y alta	4
Válvula de control de globo en acero inoxidable AISI 316 , DN 8" y alta	1
Válvula de control de globo en acero inoxidable AISI 316 , DN 10"y alta	1
Válvula de control de globo en acero inoxidable AISI 316, DN"1 y alta	1
Válvula de compuerta en acero inoxidable AISI 316 ,DN 6"	2
Válvula de retención de acero inoxidable AISI 316,DN 6" y baja presión	2
Válvula de retención de acero inoxidable AISI 316,DN 6" y alta presión	6
Válvula de retención en acero inoxidable AISI 316 , DN 1" y alta presión	2
Válvula antirretorno en acero inoxidable AISI 316, DN 6"	1
Válvula de seguridad en acero inoxidable AISI 316,DN 6"	1
Válvula de seguridad en acero inoxidable AISI 316,DN 10"	3
Válvula de reducción de presión en acero AISI 316, DN 6"	1
Válvula de reducción de presión en acero AISI 316, DN 10"	1

### 4.9.- Especificación de la instrumentación de medición y control

Tabla P.C.24:  
Elementos de instrumentación de medición y control

Descripción	Fabricante	Modelo	Unidades
Alarma de nivel	Electrovin		6
Interruptor de	Kobold	NV	8
Interruptor de nivel magnético	Kobold	NS	1
Medidor -Indicador de nivel	Babbit	MSL-3	3
Medidor -Dosificador de caudal	Kobold	DFB-P	4
Medidor -Interruptor de caudal	Kobold	SWK	3
Medidor de caudal	Mabeconda	VD-100	1
Detector de caudal para gases	Tecnofluid	AD-15	2
Medidor de temperatura modelo	Kobold	TMA	4
Controlador de procesos avanzados	ABB	C355	4
Conmutador de presión modelo	Kobold	SCH	3

**DOCUMENTO 4:**

**PRESUPUESTO**

## ÍNDICE

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN.....	2
CAPÍTULO 2: ESTADO DE MEDICIONES .....	3
2.1.- Presupuestos parciales.....	9
2.2.- Presupuesto de Ejecución Material (P.E.M.) .....	15
2.3.- Presupuesto de Ejecución por Contrata (P.E.C).....	16
CAPÍTULO 3: COSTES GENERALES .....	17
3.1.- Costes de Fabricación.....	17
3.1.1.- Coste de la Materia Prima .....	17
3.1.2.- Coste de Mano de obra directa.....	18
3.1.3.- Costes de Mano de obra indirecta .....	19
3.1.4.- Honorario de los proyectistas y la dirección de montaje .....	19
3.1.5.- Servicios generales.....	20
3.2.- Costes de Gestión.....	22
3.2.1.- Gastos Comerciales .....	22
3.2.2.- Gerencia .....	22
3.3.- Coste neto Anual .....	22
CAPÍTULO 4: ESTUDIO ECONÓMICO.....	24
4.1.- Ingreso Anual Neto .....	24
4.2.- Beneficio Bruto Anual .....	25
4.3.- Beneficio Neto anual.....	25
4.4.- Rentabilidad .....	27
4.5.- Periodo de amortización.....	27

## **CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN**

Este documento tiene como objetivo la estimación del presupuesto general de ejecución del proyecto “Diseño de un proceso para la obtención de ciclohexano”. Para ello, se tiene en cuenta el coste que supone el inmovilizado y la mano de obra para la construcción y montaje de los equipos en la instalación proyectada.

El coste de inmovilizado se desglosa en las siguientes partidas:

- Maquinaria y equipos
- Tuberías
- Válvulas
- Instrumentos de medición y control
- Aislamientos
- Gastos de montaje e instalación de equipos

En primer lugar se determinará el Presupuesto de Ejecución Material (P.E.M.), referente al precio de los equipos y montaje de los mismos. A continuación, se incluirá el Beneficio Industrial y los Gastos Generales obteniendo así, el Presupuesto de Ejecución por Contrata (P.E.C.). Por último habrá que contabilizar el IVA, siendo un 16% del P.E.C.

En segundo lugar, se realiza un análisis detallado del gasto anual que supone el funcionamiento del proceso, teniendo en cuenta los costes de fabricación así como los de gestión. Las partidas que incluyen estos costes se recogen con posterioridad.

Por último, para garantizar la viabilidad económica de la línea de proceso, se realiza un estudio económico considerando tanto los beneficios como la rentabilidad y el periodo necesario para la amortización de la línea de producción proyectada.

## **CAPÍTULO 2: ESTADO DE MEDICIONES**

Los requisitos básicos que debe cumplir un estado de mediciones son los siguientes:

- a) Definir y determinar las unidades de cada partida o unidad de obra.
- b) Incluir el número de unidades y definir las características, modelos, tipos y dimensiones de cada partida de obra o elemento del objeto del Proyecto.
- c) Utilizar el concepto de partida alzada cuando la unidad no sea fácilmente desglosable.
- d) Contener un listado completo de las partidas de obra.
- e) Subdividir según las partes más significativas del Proyecto.
- f) Servir de base para la realización del presupuesto.

En base a estos requisitos, y estructurándose en los siguientes puntos, se elabora el estado de mediciones propuesto para el presente Proyecto:

1. Unidades de proceso.
2. Equipos auxiliares.
3. Bombas y compresores.
4. Válvulas y accesorios.
5. Tuberías.
6. Control e instrumentación.
7. Aislamiento.
8. Gastos de instalación y montaje de equipos.

## 1. Unidades de proceso

DESCRIPCIÓN	UNIDADES
Intercambiador de carcasa y tubos 1-2, tipo AES. Carcasa de acero inoxidable SA-240 con un diámetro de 0,686 m y 0,012 m de espesor. Tubos construidos en acero inoxidable SA de 0,028 m de espesor y 0,0191 m de diámetro exterior.	1
Intercambiador de carcasa y tubos 1-2, tipo AES. Carcasa de acero inoxidable SA-240 con un diámetro de 0,737 m y 0,014 m de espesor. Tubos construidos en acero inoxidable SA de 0,0028 m de espesor y 0,0191 m de diámetro exterior.	1
Intercambiador de carcasa y tubos 1-2, tipo AES. Carcasa de acero inoxidable SA-240 con un diámetro de 0,54 m y 0,00914m de espesor. Tubos construidos en acero inoxidable SA de 0,0028 m de espesor y 0,0191 m de diámetro exterior.	1
Reactor multitubular tipo catalítico de lecho fijo. Carcasa de acero inoxidable SA-285 de 0,889m de diámetro y espesor de carcasa 0,0193 m. Tubos construidos en acero inoxidable SA-240 de 0,00277 m de espesor y 0,0254 m de diámetro exterior.	1
Reactor multitubular tipo catalítico de lecho fijo. Carcasa de acero inoxidable SA-285 de 0,998 m de diámetro y espesor de carcasa 0,0196 m. Tubos construidos en acero inoxidable SA-240 de 0,0028 m de espesor y de 0,03175 m diámetro exterior.	1
Separador de fases gas-líquido construido en acero al carbono SA-285 de 13,76 m de altura, 1,8288 m de diámetro y 0,031 m de espesor.	1
Intercambiadores de calor de aire. Tubos construidos en acero al carbono SA-285 de 0,0254 m de diámetro y longitudes de 1,83 m, 2,44 m y 4,877 m. Provistos de 5 ventiladores de 2,65 m de diámetro el primero, 5 ventiladores de 2,987 m de diámetro el segundo de los equipos y 5 ventiladores de 3,657 m de diámetro el tercero de ellos.	1
Columna de rectificación de 1,5 m de diámetro, 16,3 m de altura y 0,021 m de espesor. Formada por 24 platos perforados construidos de acero inoxidable SA-240 de 0,019 m de espesor y diámetro de perforación de 0,0045 m.	1
Condensador de carcasa y tubos horizontal. Carcasa de acero al carbono SA-285 de 0,539 m de diámetro y 9,4 mm de espesor. Tubos construidos de acero al carbono SA-285 de 4,88 m y espesor 2,76 mm.	1
Intercambiador de calor tipo AKT. Carcasa construida de acero al carbono SA-285 de 0,305 m de diámetro, una altura inundada de 0,406 m y espesor 0,0064 m. Tubos de acero al carbono SA-285 de 0,019 m de diámetro exterior y 0,0028 m de espesor.	1
Acumulador de reflujo de acero al carbono SA-285 de 3,76 m de altura, 0,9144 m de diámetro y 0,014 m de espesor.	1
Intercambiadores de calor de aire. Tubos construidos en acero al carbono SA-285 de 0,0254 m de diámetro. Longitud de los tubos de cada unidad: 3,05 m, 3,05 m, 3,66 m, 4,27 m y 7,31 m. Provistos de 5 ventiladores de 1,22 m de diámetro los dos primeros equipos, 5 ventiladores de 1,46 m de diámetro el tercero, 5 ventiladores de 1,676 m de diámetro el cuarto de los equipos y 5 ventiladores de 2,1336 m de diámetro la última de las unidades.	1
Depósitos de almacenamiento de benceno horizontales de tipo pantalla flotante interna. Construidos en acero inoxidable SA-240 de 30,48 m de diámetro y 18,28 m de altura.	4
Depósitos de almacenamiento de ciclohexano horizontales de tipo pantalla flotante interna. Construidos en acero al carbono SA-285 de 30,48 m de diámetro y 21,34 m de altura. Depósito Rundown de 21,34 m de diámetro y 12,19 m de altura.	5



## 2.- Equipos auxiliares

DESCRIPCIÓN	UNIDADES
Depósito acumulador de bomba. Construida en acero inoxidable SA-240 de 2,7 m de diámetro y 9,07 m de altura.	1

## 3.- Bombas y compresores

DESCRIPCIÓN	UNIDADES
Bomba centrífuga CombiBloc 80-200	2
Bomba centrífuga CombiPro 100A-200	2
Bomba centrífuga CombiPro 80A-315	2
Bomba centrífuga MCV-10-16	2
Compresor centrífugo RC 47.5	3

## 4.- Válvulas y accesorios

### 4.1.-Válvulas

DESCRIPCIÓN	UNIDADES
Válvula de control de globo en acero inoxidable AISI 316, DN 6" y baja	8
Válvula de control de globo en acero inoxidable AISI 316 , DN 6" y alta	4
Válvula de control de globo en acero inoxidable AISI 316 , DN 8" y alta	1
Válvula de control de globo en acero inoxidable AISI 316 , DN 10"y alta	1
Válvula de control de globo en acero inoxidable AISI 316, DN"1 y alta	1
Válvula de compuerta en acero inoxidable AISI 316 ,DN 6"	2
Válvula de retención de acero inoxidable AISI 316,DN 6" y baja presión	2
Válvula de retención de acero inoxidable AISI 316,DN 6" y alta presión	6
Válvula de retención en acero inoxidable AISI 316 , DN 1" y alta presión	2
Válvula antirretorno en acero inoxidable AISI 316, DN 6"	1
Válvula de seguridad en acero inoxidable AISI 316,DN 6"	1
Válvula de seguridad en acero inoxidable AISI 316,DN 10"	3
Válvula de reducción de presión en acero AISI 316, DN 6"	1
Válvula de reducción de presión en acero AISI 316, DN 10"	1

**4.2.-Accesorios**

<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>UNIDADES</b>
<b>CODOS</b>	
Codo largo de 90 ° en acero inoxidable AISI 316 , DN 6"	8
Codo largo de 90 ° en acero inoxidable AISI 316 , DN 2"	2
Codo largo de 90 ° en acero inoxidable AISI 316 , DN	2
Codo largo de 90° en acero inoxidable AISI 316, DN 14"	6
Codo largo de 90 en acero inoxidable AISI 316,DN 16"	11
Codo largo de 90° en acero inoxidable AISI 316, DN 20"	3
Codo largo de 90 en acero al carbono SA-285,DN 20"	8
Codo largo de 90° en acero al carbono SA-285,DN 6"	36
Codo largo de 90° en acero al carbono SA-285,DN 8"	7
Codo largo de 90 ° en acero SA-285,DN 1"	6
Cod largo de 90°en acero al carbono SA-285,DN3"	2
Codo largo de 90 ° en acero al carbonoSA-285,DN 10"	3
Codo largo de acero al carbono SA-285,DN18"	2
<b>TE</b>	
Te en acero inoxidable AISI 316 , DN 6"	4
Te en acero inoxidable AISI 316 , DN16"	2
Te en acero inoxidable AISI 316, DN14"	1
Te en acero al carbono SA-285 , DN6"	2
Te en acero al carbono SA-285 , DN8"	2
Te en acero al carbono SA-285,DN"10	1
Te en acero al carbono SA-285 ,DN"20	1
<b>ENSANCHAMIENTOS/REDUCCIONES</b>	
Ensanchamiento en acero inoxidable AISI 316, 6"-12"	1
Ensanchamiento en acero inoxidable AISI 316,2"-6"	1
Ensanchamiento en acero inoxidable AISI 316, 16"-20"	1
Ensanchamiento en acero al carbono SA-285,6"-10"	1
Ensanchamiento en acero SA-285, 8"-10"	1
Reducción en acero SA-285,10"-6"	1
Reducción en acero al carbono SA-285,10"-8"	1
<b>CRUCETA</b>	
Cruceta en acero sa-285,DN 8"	1

## 5.- Tuberías

<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>UNIDADES (m)</b>
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 2"	11
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 6"	55,13
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 12"	4,97
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 14"	9,77
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 16"	35,42
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 20"	8,5
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 1"	29,62
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 3"	33
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 6"	123,63
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 8"	48,29
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 10"	40,37
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 18"	15
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 20"	26,82

## 6.- Control e instrumentación

<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>UNIDADES</b>
Alarma de nivel electrovin	6
Interruptor de nivel de la marca Kobold NV para líquidos	8
Interruptor de nivel magnético de la marca Kobold NS	1
Medidor-Indicador de nivel modelo MSL-3 de la marca Babbitt Internacional	3
Medidor -Dosificador de caudal modelo DFB-P de la marca Kobold	4
Medidor-Interruptor de caudal de la marca Kobold SWK	3
Medidor de caudal VD-100 de la marca Mabeconda para líquidos	1
Detector de caudal para gases modelo AD-15 de la marca Tecnofluid	2
Medidor de temperatura de la marca Kobold TMA	4
Controlador de procesos avanzados ABB-C355	4
Conmutador de presión de la marca Kobold SCH	3

## 7.- Aislamiento

### 7.1.-Aislamiento de equipos

El aislante que se emplea en todas y cada una de las unidades de proceso es lana de roca. El espesor del material de aislamiento empleado va a depender de la temperatura a la que se encuentre el equipo. Así pues, estos valores se toman de la **Tabla A.16.33** del Anexo 16 en función a la temperatura donde se observa además que no será necesario aislar aquellos equipos que trabajan a una temperatura inferior a 65 °C.

<b>AISLAMIENTO DE EQUIPOS</b>			
<b>EQUIPO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>TEMPERATURA (°C)</b>	<b>DIMENSIÓN (m<sup>2</sup>)</b>
Intercambiador IC-01	Lana de roca de 50 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	152	8,18
Intercambiador IC-02	Lana de roca de 80 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	227	8,82
Reactor R-01	Lana de roca de 80 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	227	13,63
Reactor R-02	Lana de roca de 50 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	152	15,28
Intercambiador IC-03	Lana de roca de 80 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	240	6,92
Columna de rectificación	Lana de roca de 80 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	250	78.43
Intercambiador de calor AKT	Lana de roca de 80 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	238	4,29

### 7.2.- Aislamiento de las conducciones

En este caso, se procede a aislar todas las tuberías así como los accesorios que forman parte de estas líneas como medida de precaución ante posibles goteos y derrames de las corrientes que estas contienen debido a la existencia o aparición de grietas o fisuras en la superficie de las tuberías.

El espesor apropiado de aislante se determina en base a la temperatura de trabajo y el diámetro de la conducción.

<b>AISLAMIENTO CONDUCCIONES</b>	
<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>LONGITUD (m)</b>
Lana de roca de 30 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	75,62
Lana de roca de 40 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	205,15
Lana de roca de 50 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	55,6
Lana de roca de 60 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	96,36
Lana de roca de 70 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	8,8
Lana de roca de 80 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	5,5

## **8.- Gastos de montaje e instalación de equipos**

Comprende los costes derivados del uso de materiales y máquinas así como la mano de obra del personal encargado de llevar a cabo la correcta instalación y montaje de los equipos y redes de conducciones que componen el proceso.

### **2.1.- Presupuestos parciales**

A continuación se indican los precios unitarios de cada uno de los elementos que componen el proceso.

Es importante destacar, llegados a este punto, que la línea diseñada se inserta dentro de la refinería Cepsa Gibraltar-San Roque, en la Bahía de Algeciras, por lo que los costes derivados de obra civil no se considerarán. Además, las condiciones climatológicas no son suficientemente hostiles como para disponer una nave que albergue la instalación, de manera que las unidades se disponen al aire libre.

### 1.- Unidades de proceso

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	PRECIO UNITARIO (€)	PRESUPUESTO PARCIAL (€)
Intercambiador de Calor IC-01	1	12.000	12.000
Intercambiador de Calor IC-02	1	41.562	41.562
Intercambiador de Calor IC-03	1	12.000	12.000
Reactor R-01	1	130.000	130.000
Reactor R-02	1	145.000	145.000
Separador gas-líquido S-01	1	60.000	60.000
Intercambiadores de calor de aire CD-01	3	110.000	110.000
Torre de rectificación de platos perforados	1	140.000	140.000
Condensador de carcasa y tubos CD-02	1	60.000	60.000
Intercambiador de calor AKT	1	10.000	10.000
Acumulador de reflujo	1	15.000	15.000
Intercambiadores de calor de aire CD-02	5	22.000	22.000
Depósitos de benceno	4	625.000	2.500.000
Depósitos de ciclohexano	5	800.000	3.200.000
<b>PRESUPUESTO PARTIDA UNIDADES DE PROCESO</b>			<b>6.457.562€</b>

### 2.- Equipos auxiliares

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	PRECIO UNITARIO (€)	PRESUPUESTO PARCIAL (€)
Botellón de reflujo de la bomba P1	1	40.000	40.000
<b>PRESUPUESTO PARTIDA EQUIPOS AUXILIARES</b>			<b>40.000€</b>

### 3.- Bombas y compresores

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	PRECIO UNITARIO (€)	PRESUPUESTO PARCIAL(€)
Bomba centrífuga CombiBlock 80-200	2	15.000	30.000
Bomba centrífuga CombiPro 100A-200	2	180.000	360.000
Bomba centrífuga CombiPro 80A-315	2	50.000	100.000
Bomba centrífuga MCV-10-16	2	10.000	20.000
Compresor centrífugo RC 47.5	3	585.340	1.756.020
<b>PRESUPUESTO PARTIDA BOMBAS Y COMPRESOR</b>			<b>2.266.020€</b>

#### 4.- Válvulas y accesorios

##### 4.1-Válvulas

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	PRECIO UNITARIO (€)	PRESUPUESTO PARCIAL (€)
Válvula de control de globo en acero inoxidable AISI 316, DN 6" y baja presión	8	1688	13504
Válvula de control de globo en acero inoxidable AISI 316, DN 6" y alta presión	4	2168	8672
Válvula de control de globo en acero inoxidable AISI 316, DN 8" y alta presión	1	5731	5731
Válvula de control de globo en acero inoxidable AISI 316, DN 10" y alta presión	1	9819	9819
Válvula de control de globo en acero inoxidable AISI 316, DN 1" alta presión	1	645	645
Válvula de compuerta en acero inoxidable AISI 316, DN 6"	2	145	290
Válvula de retención de acero inoxidable AISI 316, DN 6" y baja presión	2	79,29	158,58
Válvula de retención en acero inoxidable AISI 316, DN 6" y alta presión	6	1206	7236
Válvula de retención de acero inoxidable AISI 316, DN 1" y alta presión	2	107	214
Válvula antirretorno en acero inoxidable AISI 316, DN 6"	1	2523	2523
Válvula de seguridad en acero inoxidable AISI 316, DN 6"	1	4828	4828
Válvula de seguridad en acero inoxidable AISI 316, DN 10"	3	4928	14784
Válvula de reducción de presión en acero AISI 316, DN 6"	1	4588	4588
Válvula de reducción de presión en acero AISI 316, DN 10"	1	6500	6500
<b>COSTE TOTAL PARTIDA VÁLVULAS</b>			<b>79492,58 €</b>

**4.2.- Accesorios**

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	PRECIO UNITARIO (€)	PRESUPUESTO PARCIAL (€)
<b>CODOS</b>			
Codo largo de 90 ° en acero inoxidable AISI 316 , DN 6"	8	114,55	916,4
Codo largo de 90 ° en acero inoxidable AISI 316 , DN 2"	2	82,74	165,48
Codo largo de 90 ° en acero inoxidable AISI 316 , DN 12"	2	550,29	1100,58
Codo largo de 90° en acero inoxidable AISI 316, DN 14"	6	580,4	3482,4
Codo largo de 90 en acero inoxidable AISI 316,DN 16"	11	605,7	6662,7
Codo largo de 90° en acero inoxidable AISI 316, DN 20"	3	637,95	1913,85
Codo largo de 90 en acero al carbono SA-285,DN 20"	8	560,7	4485,6
Codo largo de 90° en acero al carbono SA-285,DN 6"	36	265,3	9550,8
Codo largo de 90° en acero al carbono SA-285,DN 8"	7	280,7	1964,9
Codo largo de 90 ° en acero SA-285,DN 1"	6	41,37	248,22
Codo largo de 90°en acero al carbono SA-285,DN3"	2	50,91	101,82
Codo largo de 90 ° en acero al carbonoSA-285,DN 10"	3	305,4	916,2
Codo largo de acero al carbono SA-285,DN18"	2	405,91	811,82
<b>TE</b>			
Te en acero inoxidable AISI 316 , DN 6"	4	146,38	585,52
Te en acero inoxidable AISI 316 , DN16"	2	956,98	1913,96
Te en acero inoxidable AISI 316, DN14"	1	920,8	920,8
Te en acero al carbono SA-285 , DN6"	2	117,3	234,6
Te en acero al carbono SA-285 , DN8"	2	185,02	370,04
Te en acero al carbono SA-285,DN"10	1	350,5	350,5
Te en acero al carbono SA-285 ,DN"20	1	466,7	466,7
<b>ENSANCHAMIENTOS/REDUCCIONES</b>			
Ensanchamiento en acero inoxidable AISI 316, 6"-12"	1	120,9	120,9
Ensanchamiento en acero inoxidable AISI 316, 2"-6"	1	86,9	87,9
Ensanchamiento en acero inoxidable AISI 316, 16"-20"	1	414,69	414,69
Ensanchamiento en acero al carbono SA-285,6"-10"	1	146,7	146,7
Ensanchamiento en acero al carbono SA-285, 8"-10"	1	166,5	166,5
Reducción en acero SA-285,10"-6"	1	146,38	146,38
Reducción en acero al carbono SA-285,10"-8"	1	166,5	166,5
<b>CRUCETA</b>			
Cruceta en acero sa-285,DN 8"	1	420,09	420,09
<b>COSTE TOTAL DE LA PARTIDA ACCESORIOS</b>		<b>38.832,55€</b>	



## 5.- Tuberías

DESCRIPCIÓN	UNIDADES (m)	PRECIO UNITARIO (€/m)	PRESUPUESTO PARCIAL (€)
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 2"	11	76,34	839,74
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 6"	55,13	229,2	12.635,80
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 12"	4,97	343,13	1.705,36
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 14"	9,77	392,84	3.838,05
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 16"	35,42	526,21	18.638,36
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 20"	8,5	723,38	6.148,73
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 1"	29,62	4,86	143,95
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 3"	33	14,28	471,24
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 6"	123,63	35,78	4.423,48
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 8"	48,29	61,36	2.963,07
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 10"	40,37	90,77	3.664,38
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 18"	15	256,93	3.853,95
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 20"	26,82	361,69	9.700,53
<b>PRESUPUESTO PARTIDA TUBERÍAS</b>			<b>69.026,61€</b>

## 6.- Control e instrumentación

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	PRECIO UNITARIO (€)	PRESUPUESTO PARCIAL (€)
Alarma de nivel modelo electrovin	6	380	2.280
Interruptor de nivel de la marca Kobold NV	8	560	4.480
Interruptor de nivel magnético de la marca Kobold NS	1	900	900
Medidor-Indicador de nivel de la marca Babbitt International MSL-3	3	850	2.550
Medidor-Dosificador de caudal de la marca Kobold DFB-P	4	843,7	3.374,8
Medidor-Interruptor de caudal de la marca Kobold SWK	3	860	2.580
Medidor de caudal de la marca Mabeconta VD-100	1	385	385
Detector de caudal de la marca Tecnofluid AD-15	2	910	1.820
Medidor de temperatura de la marca Kobold TMA	4	854	3.416
Controlador de procesos avanzados ABB-C355	4	460,36	1.841,44
Conmutador de presión de la marca Kobold SCH	2	472,22	944,44

<b>PRESUPUESTO PARTIDA CONTROL E INSTRUMENTACIÓN</b>	<b>24.571,68€</b>
--	-------------------

## 7.-Aislamiento

### 7.1.-Aislamiento de equipos

<b>AISLAMIENTO DE EQUIPOS</b>			
<b>EQUIPO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PRECIO UNITARIO (€/m)</b>	<b>PRESUPUESTO PARCIAL (€)</b>
Intercambiador IC-01	Lana de roca de 50 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	5,58	45,6444
Intercambiador IC-02	Lana de roca de 80 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	6,27	55,3014
Reactor R-01	Lana de roca de 80 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	6,27	85,4601
Reactor R-02	Lana de roca de 50 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	5,58	85,2624
Intercambiador IC-03	Lana de roca de 80 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	6,27	43,3884
Columna de destilación	Lana de roca de 80 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	6,27	491,7561
Intercambiador de calor AKT	Lana de roca de 80 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	6,27	26,8983
<b>COSTE TOTAL DE LA PARTIDA AISLAMIENTO DE EQUIPOS</b>			<b>833,71€</b>

### 7.2.-Aislamiento de Conducciones

<b>AISLAMIENTO CONDUCCIONES</b>		
<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PRECIO UNITARIO (€/m)</b>	<b>PRESUPUESTO PARCIAL (€)</b>
Lana de roca de 30 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	4,02	303,9924
Lana de roca de 40 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	4,68	960,102
Lana de roca de 50 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	5,58	310,248
Lana de roca de 60 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	5,8	558,888
Lana de roca de 70 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	6,05	53,24
Lana de roca de 80 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	6,27	34,485
<b>COSTE TOTAL PARTIDA AISLAMIENTO CONDUCCIONES</b>		<b>2.220,95€</b>

## 8.-Gastos de montaje e instalación de equipos

Esta partida supone un coste de 5.000.000 euros.

### 2.2.- Presupuesto de Ejecución Material (P.E.M.)

<b>PARTIDAS</b>	<b>COSTES (€)</b>
Unidades de proceso	6.457.562
Equipos auxiliares	40.000
Bombas y compresores	2.266.020
Válvulas y accesorios	118.325,13
Tuberías	69.026,61
Aislamiento	3.054,66
Control e instrumentación	24.571,68
Gastos de instalación	5.000.000
<b>P.E.M</b>	<b>13.978.560,1€</b>

El PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL del “Proceso para la obtención de ciclohexano” asciende a la cantidad de “TRECE MILLONES NOVECIENTOS SETENTA Y OCHO MIL QUINIENTOS SESENTA EUROS CON DIEZ CÉNTIMOS”

### **2.3.- Presupuesto de Ejecución por Contrata (P.E.C)**

<b>CONCEPTO</b>	<b>COSTE (€)</b>
P.E.M	13.978.560,1
Gastos generales (13%)	1.817.212,81
Beneficio industrial (6%)	838.713,60
I.V.A (16%)	2.236.569,61
<b>P.E.C</b>	<b>18.871.056,1€</b>

El PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA del “Proceso para la obtención de ciclohexano” asciende a la cantidad de “DIECIOCHO MILLONES OCHOCIENTOS SETENTA Y UN MIL CINCUENTA Y SEIS EUROS CON DIEZ CÉNTIMOS”

Puerto Real, Junio 2009

Fdo: M<sup>a</sup> Esther Camacho Monje

Fdo: Rocío Parrado Bolaños

## CAPÍTULO 3: COSTES GENERALES

La partida Costes Generales se determina como la aportación de los Costes de Fabricación y los Costes de Gestión de la línea de proceso obteniéndose así los Costes de Producción

Los Costes de Fabricación surgen de considerar los siguientes conceptos:

- Materias Primas.
- Mano de obra directa.
- Mano de obra indirecta.
- Honorarios de proyecto y dirección de montaje.
- Servicios generales.

En cuanto a los Costes de Gestión se consideran:

- Gastos Comerciales.
- Gerencia.

### 3.1.- Costes de Fabricación

#### 3.1.1.- Coste de la Materia Prima

La Materia Prima a considerar son las corrientes reactivas de hidrógeno (90% hidrógeno y 10% metano) y benceno. Los precios correspondientes de cada uno de estos compuestos, se corresponden con los datos de mercado del mes de Marzo de 2009 (precios suministrados por Cepsa Química).

Corriente	Consumo (kg/h)	Consumo anual (tm/año)	Coste Unitario (€/tm)	Coste anual (€/año)
<b>Benceno</b>	59.520	464.150,31	555	257.781.684,1
<b>Hidrógeno</b>	11.260	90.260.160	1.226	110.658.956,2
<b>COSTE TOTAL PARTIDA MATERIAS PRIMAS</b>				<b>368.440.640,3€</b>

El consumo anual de benceno se determina teniendo por medio de la expresión:

$$\text{Consumo} = \frac{\frac{tm \text{ ciclohexano}}{\text{año}}}{Pm_{\text{ciclohexano}}} \cdot \frac{1}{X} \cdot \frac{1}{S} \cdot Pm_{\text{benceno}} \quad (P.1)$$

Donde :

- $\frac{tm \text{ ciclohexano}}{\text{año}}$ : es la cantidad que se produce anualmente de ciclohexano en  $tm \cdot \text{año}^{-1}$ .
- $Pm_{\text{ciclohexano}}$ : se corresponde con el peso molecular de ciclohexano.
- X: es la conversión obtenida en el proceso en tanto por 1.
- S: es la selectividad de la reacción.
- $Pm_{\text{benceno}}$  es el peso molecular del benceno.

Sabiendo que la selectividad de la reacción es del 100% puesto que no se dan otras reacciones secundarias, el peso molecular del benceno y del ciclohexano es de 78 y 84 kgmol respectivamente, la conversión del proceso se sitúa en 0,996 y que se producen 500.000 toneladas al año de ciclohexano, se obtiene:

$$\text{Consumo} = \frac{500.000 \frac{tm}{\text{año}}}{84} \cdot \frac{1}{0,996} \cdot \frac{1}{1} \cdot 78 = 464.471,5 \text{ tm/año}$$

En el coste de la Materia Prima se ha tenido que considera el coste del catalizador empleado en la reacción. Este catalizador es el modelo HTC-400 suministrado por la empresa Johnson & Matthey Catalysts. Considerando que la vida útil del catalizador es de un año, el coste obtenido será un coste anual.

Unidad	Consumo (kg)	Coste Unitario (€/kg)	Coste anual (€/año)
<b>Reactor R-01</b>	4.508	20	90.160
<b>Reactor R-02</b>	2.213,24	20	44.264,8
<b>COSTE TOTAL PARTIDA CATALIZADOR</b>			<b>134.424,8€</b>

### 3.1.2.- Coste de Mano de obra directa

Se determina teniendo en cuenta que el personal que forma parte de la plantilla se compone de operarios, técnicos y otros profesionales.

A continuación se recoge una tabla resumen que permite apreciar la plantilla que compone una línea de proceso dentro de la Industria Química así como el salario correspondiente a cada uno de estos trabajadores.

Tabla P.1:  
Salarios asociados a la Mano de Obra Directa (MOD) (Davies, D.)

Puesto	N° Trabajadores	Grupo profesional	Salario bruto anual por persona (€/año)	Total (€/año)
Operarios	20	2	13947,60	278952
Electricista	5	3	15120,78	75603,9
Soldador	5	3	15120,78	75603,9
Fontanero	5	3	15120,78	75603,9
Técnico de control	5	3	15120,78	75603,9

Estos costes suponen 582.367,6 €·año<sup>-1</sup>.

### 3.1.3.- Costes de Mano de obra indirecta

Al igual que en el caso de la mano de obra directa, se presenta una tabla resumen que permite apreciar el coste derivado de esta partida.

Tabla P.2:  
Salarios asociados a la Mano de Obra Indirecta (MOI) (Davies, D.)

Puesto	N° Trabajadores	Grupo profesional	Salario bruto anual por persona (€/año)	Total (€/año)
Guardia de seguridad	5	3	15120,78	75603,9
Empleados de la limpieza	3	1	13035,15	39105,45
Capataces	5	4	16815,36	84076,8

Los costes de la Mano de Obra Indirecta ascienden a 198.786,15 €·año<sup>-1</sup>.

### 3.1.4.- Honorario de los proyectistas y la dirección de montaje

Esta partida se compone de los siguientes costes:

- Proyecto.
- Dirección de obra.
- Gestión de compra de equipos.

Esta partida se contabiliza como un 7% del Presupuesto de Ejecución por Contrata (P.E.C.)

Por tanto, este coste supone:

$$H_{proyecto} = 0,07 \cdot 18.871.056,1 = 1.320.973,93\text{€} \quad (P.2)$$

### 3.1.5.- Servicios generales

El consumo de servicios generales incluye el agua de refrigeración empleada tanto en los reactores como en el condensador de cabeza de columna, el vapor de alta suministrado por la refinería para su consumo en el calderín y la electricidad consumida por las unidades de compresión y bombeo.

- **Agua**

El precio del agua de servicio en el municipio de San Roque, donde estará instalada la línea de proceso, tiene un valor de 0,69 €/m<sup>3</sup>.

Unidad	Consumo (m <sup>3</sup> /h)	Consumo Anual (m <sup>3</sup> )	Coste Unitario (€/m <sup>3</sup> )	Coste Anual (€/año)
<b>Reactor R-01</b>	45,528	364.958,06	0,69	251.821,061
<b>Reactor R-02</b>	4,410	35.351,44	0,69	24.392,49
<b>Condensador C-01</b>	26,157	209.679,32	0,69	144.678,73
<b>COSTE TOTAL PARTIDA AGUA</b>				<b>420.892,3€</b>

- **Vapor**

Esta partida se determina por medio de la relación:

$$\text{Vapor de agua saturado } 260^{\circ}\text{C} = C \cdot PCI \cdot \text{Coste kWh} \quad (P.3)$$

Donde:

- C es el consumo de vapor de agua en el equipo expresado en kg·año<sup>-1</sup>.
- P.C.I es el poder calorífico inferior del vapor de agua en kcal·kg<sup>-1</sup>.



- Coste kWh es el coste del kWh de la electricidad consumida para producir el vapor de agua.

Por tanto, sabiendo que el poder calorífico del agua es de 411kcal·kg<sup>-1</sup> (Kern, D.Q., 1999), el consumo de vapor es de 7.502.297,6 kg·año<sup>-1</sup> (véase Anexo 7) y el precio del kWh de electricidad es de 0,11248 € se obtiene:

$$\text{Consumo} = 7.502.297,6 \frac{\text{kg}}{\text{año}} \cdot 411 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \cdot \frac{1 \text{ kWh}}{864 \text{ kcal}} \cdot 0,11248 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} = 401.455,06 \text{ €/año}$$

▪ **Electricidad**

El consumo de energía eléctrica que suponen las unidades de compresión y bombeo de la línea, así como la consumida por las unidades de ventilación de los aéreos, se muestra en la siguiente tabla:

UNIDAD	CONSUMO (kW)
Bomba centrífuga CombiBlock 80-20	4,50
Bomba centrífuga CombiPro 100A-160	62,77
Bomba centrífuga CombiPro 100A-160	21,31
Bomba centrífuga MCV-10-16	0,30
Compresores centrífugos	2.857,10
Ventiladores aéreos CD-01	49,55
Ventiladores aéreos CD-03	19,54
<b>CONSUMO TOTAL (kW)</b>	<b>3.014,86</b>

Sabiendo que estos equipos funcionarán 24 horas al día durante 334 días al año:

$$3.014,86 \text{ kW} \cdot 24 \frac{\text{h}}{\text{día}} = 72.356,64 \text{ kWh/día}$$

Siendo la tarifa industrial de 0,11248 €·kWh<sup>1</sup> y para un funcionamiento de la línea de proceso de 334 días al año, el consumo anual asciende a:

$$72.356,64 \frac{\text{kWh}}{\text{día}} \cdot 0,11248 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} \cdot 334 \frac{\text{días}}{\text{año}} = 2.718.317,4 \text{ €/año}$$

Los Costes de Fabricación suponen un total de 374.217.857,7€.

### 3.2.- Costes de Gestión

#### 3.2.1.- Gastos Comerciales

Los costes comerciales suponen un 4% de la partida de Costes de Fabricación, esto es:

$$374.217.857,7\text{€/año} \cdot 0,04 = 14.968.714,31 \text{ €/año}$$

#### 3.2.2.- Gerencia

La Gerencia comprende los costes de los salarios correspondientes al personal administrativo, así como los que se derivan del material de oficina.

A continuación se recoge una tabla resumen que permite conocer la cuantía de estos costes.

Tabla P.3:  
Costes de Gestión Administrativa (Davies, D)

Puesto	Nº Trabajadores	Grupo profesional	Saldo bruto anual por persona( €/año)	Total ( €/año)
Secretarios	5	2	13.947,60	69738
Contables	2	5	19.161,10	38322
Administrativos	3	4	16.815,36	50446,1

Los costes de gerencia hacen un total de 158.506,1 €/año.

### 3.3.- Coste neto Anual

El Coste Neto Anual se determina a partir de los Costes de Fabricación y de Gestión, lo cuales suponen los Costes de Producción.

$$\begin{aligned} \text{Costes de producción} &= 374.217.857,7 \frac{\text{€}}{\text{año}} + 14.968.714,31 \frac{\text{€}}{\text{año}} + 158.506,1 \frac{\text{€}}{\text{año}} \\ &= 389.345.078\text{€/año} \end{aligned}$$

A continuación se muestra un resumen de los costes globales que comprende las partidas consideradas en el presente presupuesto:

Tabla P.4:  
Resumen de Costes

<b>CONCEPTO</b>	<b>COSTE(€)</b>
<b>Inmovilizado</b>	
Unidades de proceso	6.457.562
Equipos auxiliares	40.000
Equipos de impulsión	2.266.020
Red de tuberías	69.026,61
Accesorios	38.832,55
Valvulería	79.492,58
Control e instrumentación	24.571,68
Aislamiento	3.054,66
Montaje	5.000.000
<b>Costes de Fabricación</b>	
Materia Prima	368.440.640,30
Catalizador	134.424,80
Mano de Obra Directa	582.367,60
Mano de Obra Indirecta	197.786,15
Proyectistas y dirección de montaje	1.320.973,93
Servicios generales	3.540.664,76
<b>Costes de Gestión</b>	
Gastos Comerciales	14.968.714
Gerencia	158.506,10

## CAPÍTULO 4: ESTUDIO ECONÓMICO

### 4.1.- Ingreso Anual Neto

Los beneficios que se obtendrán en la línea de proceso diseñada provendrán de la venta del ciclohexano generado y del vapor de agua producido en cada uno de los reactores.

La producción de ciclohexano proyectada asciende a 500.000 tm/año. El precio del ciclohexano en el mes de Marzo de 2009 es de 752 €/tm (Estudio de mercado de la refinería Cepsa), lo cual supone un beneficio anual de:

$$V = p \cdot q \quad (P.4)$$

Donde:

- $p$ : es el precio de venta del producto (€/tm).
- $q$ : es el volumen de producción (tm/año)

$$V = 500.000 \frac{tm}{año} \cdot 752 \frac{€}{año} = 376.000.000 €/año$$

Por otra parte, los ingresos derivados del vapor generado en los reactores se venderán a la propia Refinería. Los datos correspondientes a la producción en cada reactor serán en el reactor R-01 364.958.059 kg·año<sup>-1</sup> y de 35.351.441,8 kg·año<sup>-1</sup> en el reactor R-02.

Recurriendo a la **Ecuación P3** se obtiene:

$$Producción R - 01 = 364.958.059 \frac{kg}{año} \cdot 411 \frac{kcal}{kg} \cdot \frac{1 kWh}{864 kcal} \cdot 0,11248 \frac{€}{kWh} = 19.427.486,5 €/año$$

$$Producción R - 02 = 35.351.441,8 \frac{kg}{año} \cdot 411 \frac{kcal}{kg} \cdot \frac{1 kWh}{864 kcal} \cdot 0,11248 \frac{€}{kWh} = 1.891.518,19 €/año$$

$$Ingreso = (19.427.486,5 + 1.891.518,19) \frac{€}{año} = 21.419.004,06 €/año$$

Luego el ingreso anual neto que reportan las actividades productivas de la línea de proceso ascienden a:

<b>Sustancia</b>	<b>Ingreso anual Neto (€/año)</b>
Ciclohexano	376.000.000
Vapor de agua a baja presión	21.419.004,6
<b>TOTAL</b>	<b>397.419.005 €/año</b>

#### **4.2.- Beneficio Bruto Anual**

Conocidos el gasto anual neto y el ingreso anual neto, es posible hallar el beneficio bruto anual, mediante la expresión:

$$R = \text{Ingreso neto anual} - \text{Coste neto anual} \quad (P.5)$$

$$R = 397.419.005\text{€/año} - 389.345.078\text{€/año} = 8.073.926,56\text{€/año}$$

#### **4.3.- Beneficio Neto anual**

Este parámetro se determina a través del Beneficio Bruto Anual, R, después de deducir impuestos por medio de la expresión:

$$P = R - e \cdot I_f - (R - d \cdot I_f) \cdot t \quad (P.6)$$

Donde:

- $P$  es el Beneficio Neto Anual.
- $R$  es el Beneficio Bruto Anual.
- $e$  es el factor de amortización (calculado para recuperar la inversión en el inmovilizado) expresado en €/€ año.
- $I_f$  es el valor del capital inmovilizado.
- $d$  es el factor anual de pérdida del inmovilizado expresado en €/€ año.
- $t$  se corresponde con el término de impuestos en €/€cibo.

A continuación se determinan los parámetros no conocidos de la expresión anterior.

▪ Factor de amortización, e

Se considera una amortización no lineal considerada por medio de la expresión:

$$e = \frac{i}{\exp(i \cdot n) - 1} \quad (P.7)$$

Donde:

- i es la rentabilidad promedio, en este caso se considera 0,11 €·año<sup>-1</sup>[Rudd y Watson, 1976].
- n es la vida esperada para el proyecto desde el punto de vista de la amortización.

Para el caso que nos ocupa la vida esperada para el proyecto es de 5 años desde el punto de vista de la amortización, por tanto se obtiene:

$$e = \frac{0,11 \cdot \frac{\text{€}}{\text{año}}}{\exp\left(0,11 \cdot \frac{\text{€}}{\text{año}} \cdot 5\right) - 1} = 0,15\text{€}/\text{€año}$$

▪ Factor anual de pérdida de valor del inmovilizado, d

Este factor se estima en un 10% anual, es decir, 0,1 €/€año [Rudd y Watson, 1976].

▪ Impuestos, t

Se consideran un valor de los impuestos de 0,35 €/€ recibido.

▪ Valor del capital inmovilizado, I<sub>f</sub>

Se determino en el capítulo 2 del presente Presupuesto, se corresponde con el Presupuesto de ejecución por Contrata, y su valor asciende a 18.871.056,1€.

Conocidos todos estos datos, se sustituyen en la ecuación (P.6) y se tiene:

$$P = 8.073.926,56 \frac{\text{€}}{\text{año}} - 0,15 \frac{\text{€}}{\text{€año}} \cdot 18.871.056,1\text{€} - \left( 8.073.926,56\text{€} - 0,1 \frac{\text{€}}{\text{€ año}} \cdot 18.871.056,1\text{€} \right) \cdot 0,35 \frac{\text{€}}{\text{€ recibido}} = 3.077.880,81\text{€}/\text{año}$$

#### 4.4.- Rentabilidad

Para hallar la rentabilidad o tasa de retorno se recurre a la expresión:

$$i = \frac{\text{Beneficio Neto obtenido}}{\text{Capital fijo invertido promedio}} \cdot 100$$

$$i = \left( \frac{3.077.880,81 \cdot \frac{\text{€}}{\text{año}}}{18.871.056,1 \cdot \frac{\text{€}}{\text{año}}} \right) \cdot 100 = 16,31\%$$

#### 4.5.- Periodo de amortización

El periodo de amortización de la línea de producción se halla acudiendo a la expresión:

$$P_{amor} = \frac{\text{Capital fijo invertido}}{\text{Beneficio bruto anual}} \quad (P.8)$$

Por tanto, como todos los datos son conocidos sustituyendo en la **Ecuación P.8** se tiene:

$$P_{amor} = \frac{18.871.056,1 \cdot \text{€}}{3.077.880,81 \cdot \frac{\text{€}}{\text{año}}} = 6,13 \text{ años}$$

Este periodo es muy cercano al que se supuso para determinar el factor de amortización.

La rentabilidad que se ha obtenido corresponde con el periodo de amortización. Pasado este periodo, el beneficio obtenido en el proceso aumentará y con ello también la rentabilidad.

La rentabilidad mínima que se exige a cualquier planta industrial se sitúa en un 15%, por lo que, en base a los resultados, la línea de proceso proyectada se considera rentable.

Por tanto, mediante este estudio económico queda demostrada la viabilidad económica del proyecto abordado.

