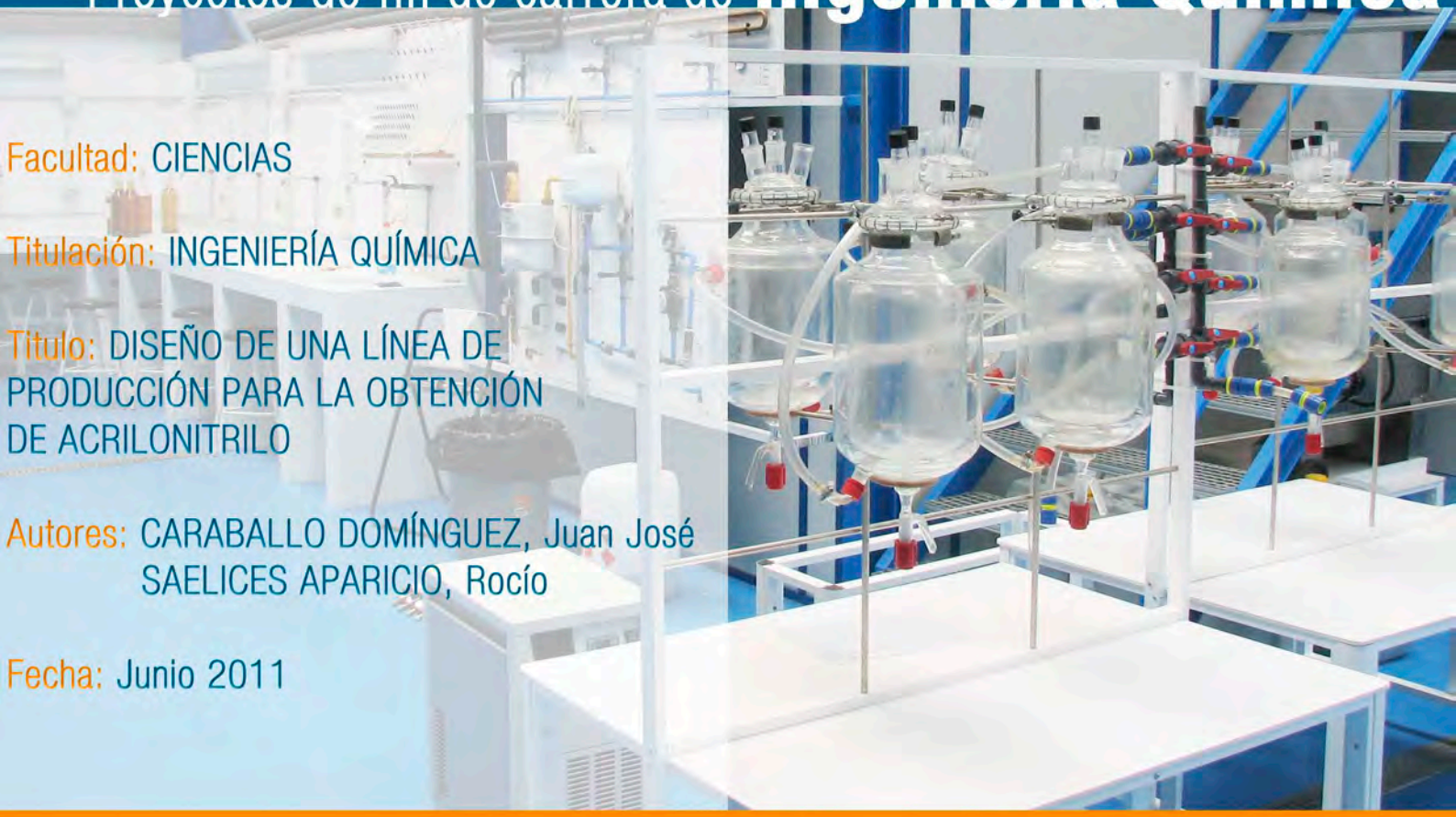
UCA Universidad de Cádiz

Universidad de **Cádiz**

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



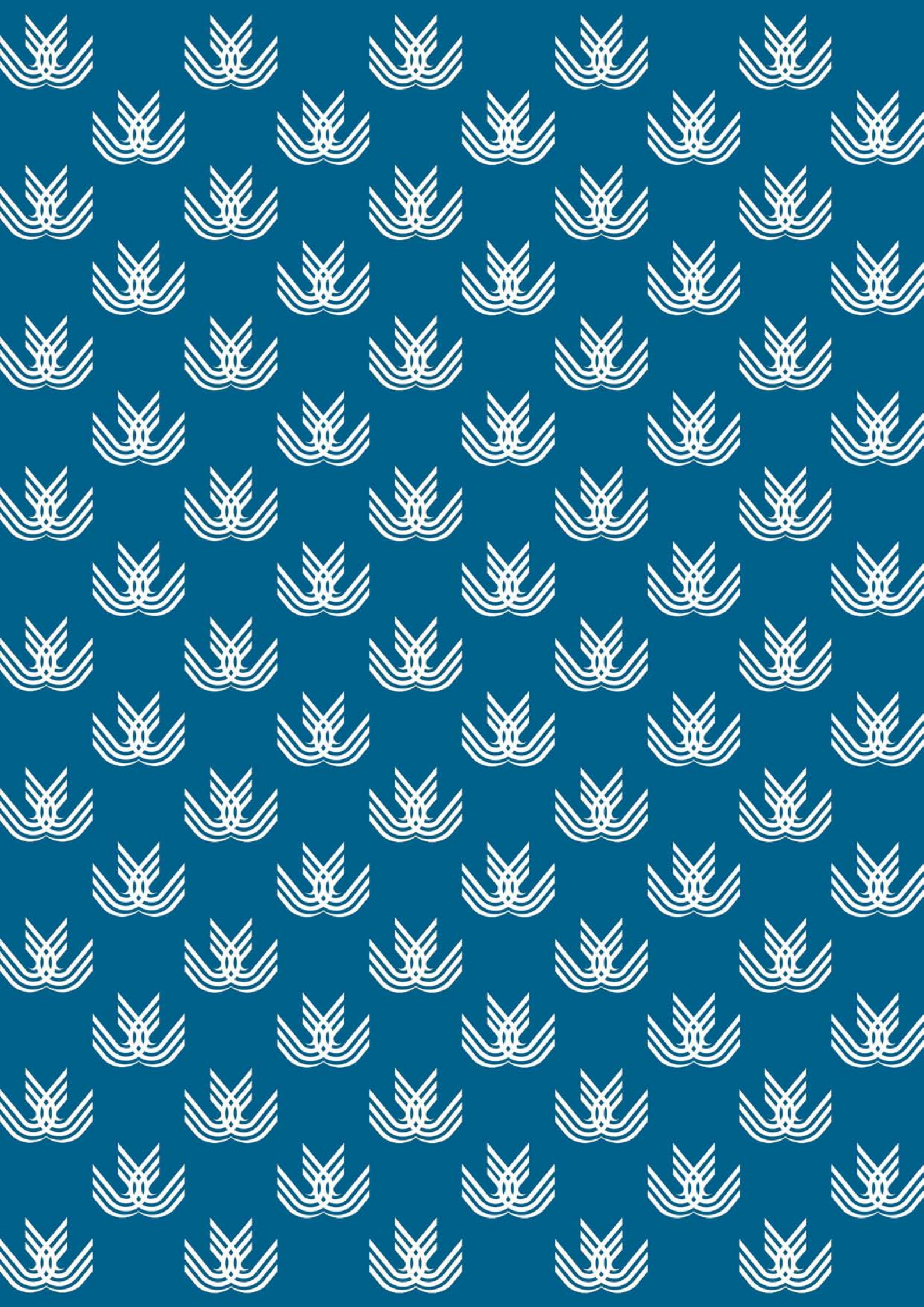
Facultad: CIENCIAS

Titulación: INGENIERÍA QUÍMICA

Título: DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Autores: CARABALLO DOMÍNGUEZ, Juan José
SAELICES APARICIO, Rocío

Fecha: Junio 2011



RESÚMEN

1.-Introducción

Con este proyecto de diseño se encontrará un proceso adecuado para la producción de acrilonitrilo con las especificaciones indicadas en el problema de diseño y posteriormente se desarrollará en detalle el diseño de todas las secciones de la planta. Esto incluye un balance completo de materia y de energía, el diseño detallado de un reactor catalítico de lecho fluidizado donde se producirá la reacción, dos columnas de absorción en las que se eliminará el amoniaco presente y los gases no deseados, y tres columnas de rectificación para una purificación final del acrilonitrilo, como elementos principales de la planta, tanto el diseño interno como el mecánico, materiales de construcción, aspectos económicos así como almacenamiento, seguridad y manejo de reactivos y productos.

El diseño preliminar comenzará con el análisis del acrilonitrilo como producto, describiendo sus usos y propiedades además de los distintos métodos de producirlo. El método usado en este diseño ha sido el proceso Sohio, que será introducido mediante una breve discusión.

2.- Objeto

El objeto del presente Proyecto Fin de Carrera es el diseño de una línea de proceso para la obtención de Acrilonitrilo a partir de propileno constituida por seis unidades principales: una primera de reacción, dos torres de absorción y por último tres columnas de rectificación. El Proyecto Fin de Carrera incluirá también el diseño de los equipos auxiliares necesarios.

A la hora de elegir la ubicación de esta planta de proceso, se deben tener en cuenta ciertas consideraciones básicas. Un lugar cercano al suministro de materias primas y de materiales esenciales será óptimo para operar a menor coste que si los materiales deben ser transportados desde

lejos. Los medios de transporte disponibles también será un factor a tener en cuenta, incluso la proximidad a un aeropuerto puede llegar a cobrar importancia. También deberá pensarse en la localización con relación a la disponibilidad de mano de obra cualificada, además pueden existir ventajas políticas en zonas de alto nivel de desempleo. Otro factor a tener en cuenta serían las condiciones de los alrededores de la localización, las condiciones climáticas demasiado extremas podrían no ser adecuadas para el proceso, lo que conllevaría a tener que tomar ciertas medidas de prevención.

Atendiendo a todos estos factores, se ha decidido que la planta de proceso será ubicada dentro de los límites de la Refinería CEPSA Gibraltar, en el término municipal de San Roque. Este emplazamiento, además de suponer una ampliación en las líneas de producción de la empresa, permite disponer de la materia prima, propileno, ya que se trata de la misma ubicación elegida en un proyecto de la Universidad de Cádiz aprobado en Junio de 2009, para la implantación de una instalación de separación con alto grado de pureza de propano-propileno.

3.- Proceso

A nivel industrial, el proceso de producción de acrilonitrilo se compone de tres etapas fundamentales:

- Etapa de reacción.
- Etapa de absorción para eliminación de productos no deseados.
- Etapa de purificación del producto final.

Así pues la línea de proceso que se va a diseñar se estructura en cinco partes fundamentales detalladas a continuación.

- Zona de almacenamiento de la materia prima. Sistema de tanques necesarios para depositar la materia prima para el proceso.

- Zona de reacción. Formada por los equipos propios para el pretratamiento de la materia prima reaccionante y el reactor.

- Zona de absorción. Formada por los equipos necesarios para pretratar la corriente antes de su entrada a los absorbedores y por dos columnas de absorción donde se eliminarán el amoniaco y los gases de reacción indeseados.

- Zona de purificación. El corazón de esta sección lo constituyen las tres columnas de destilación multicomponente, donde se procederá a la purificación final del acrilonitrilo.

- Zona de almacenamiento del producto.

El proceso proyectado presenta el diseño y/o dimensionamiento de las siguientes unidades:

- Tanques de almacenamiento.
- Equipos de impulsión.
- Intercambiadores de calor.
- Horno.
- Reactor.
- Columna de absorción con reacción química.
- Columna de absorción física.
- Columnas de destilación y equipos auxiliares.
- Sistemas de tuberías, válvulas y accesorios.

1.- Zona de almacenamiento e impulsión de la alimentación

Esta primera zona está formada por los depósitos de propileno y los de amoniaco, en sus correspondientes cubetos. Las conducciones por donde circularán estos reactivos desde los depósitos hasta el mezclador no

precisan de sistemas de impulsión ya que estos fluidos se encuentran a presión. Hasta llegar al mezclador pasará cada reactivo de manera independiente en su conducción, por una válvula de descompresión y un intercambiador de calor que utilizará como fluido calefactor la corriente de gases de salida del reactor, que se encuentra a alta temperatura. Tras el mezclado de las corrientes los reactivos pasarán por una nueva válvula de reducción de presión.

Todo este proceso tiene como objetivo llevar los reactivos a las condiciones óptimas de entrada en el reactor.

Los depósitos de propileno y amoniaco se diseñan de acuerdo con el código ASME, sección VIII, División 1 para depósitos esféricos a presión y están capacitados para almacenar dichos compuestos durante un total de tres días suponiendo un 80% de volumen útil. El material a emplear será acero al carbono, puesto que atendiendo a las propiedades de los fluidos es el material más económico.

2.- Zona de reacción

Constituye el motor del proceso productivo. Se compone de dos equipos, en primer lugar un horno que permite el calentamiento de la corriente de oxígeno hasta la temperatura óptima y en segundo lugar el reactor catalítico de lecho fluidizado donde se va a producir la reacción de amoxidación del propileno.

Debido a la naturaleza propia de la reacción, fuertemente exotérmica, será necesario dotar al reactor de un sistema de refrigeración en su interior formado por tubos por los que circula agua de la red de calderas de la Refinería, aprovechando el calor absorbido para producir vapor de alta presión.

3.- Zona de columnas de absorción

Los gases de salida del reactor, que se encuentran a 450ºC, se han utilizado como fluido calefactor en los intercambiadores de calor de acondicionamiento del propileno y el amoniaco, quedando a una temperatura final de 225ºC. La temperatura de entrada en el absorbedor será de 200ºC, por esta razón, se instala antes de la entrada en éste, un intercambiador de calor que lleve la corriente a dicha temperatura. Para este enfriamiento se utilizará agua de la red de calderas de la refinería.

La primera columna que se encuentra en esta zona de la planta es el scrubber de amoniaco. En ella, el amoniaco se elimina por absorción con reacción química con una solución de ácido sulfúrico muy diluida a contracorriente. Mediante este proceso, el amoniaco se convierte en sulfato de amonio que se enviará a la planta de recuperación de sulfato.

La corriente de productos pasa a una columna de absorción en contracorriente con agua, donde se eliminan los gases inertes que se envían a un incinerador y luego se ventean a la atmósfera.

4.- Zona de purificación del acrilonitrilo

El primer equipo de esta zona es una columna de rectificación de 63 platos perforados. Esta unidad permite eliminar por el fondo de la columna el 99,9% de acetonitrilo y la mayoría del agua presente, y por la zona superior de la columna se obtendrá la corriente del proceso. La columna que se diseña con tal fin, en acero inoxidable AISI 316L, presenta una altura de 39,6 metros y un diámetro de 3 metros.

La corriente de destilado de la columna anterior, sin ningún tipo de acondicionamiento, entra como alimentación de la segunda columna de rectificación. Ésta está formada por 50 platos perforados y permite eliminar por cabeza de columna casi la totalidad (el 99,99%) del ácido cianhídrico

presente en la alimentación. Esta columna se diseñará al igual que la anterior, en acero inoxidable AISI 316L, y presentará unas dimensiones de 31,75 m de altura y 1,25 m de diámetro.

La última de las columnas de rectificación tendrá como alimentación la corriente de colas de la columna anterior, previo mezclado con una corriente de n-hexano, y acondicionamiento de la temperatura mediante un intercambiador de calor, donde se usará como fluido calefactor la corriente de acetonitrilo que se separaba por colas de la primera columna, ya que se encuentra a más temperatura. El n-hexano que se añade a la corriente tiene como función modificar las volatilidades relativas de los compuestos, así como, romper el azeótropo del sistema acrilonitrilo-agua, para poder obtener una mayor pureza en el producto. En esta columna, formada por 54 platos perforados, se obtendrá por colas el 99% del acrilonitrilo. De este modo se tiene una corriente final de acrilonitrilo con el 99,9% de pureza. Esta columna al igual que las dos anteriores, se diseñará en acero inoxidable AISI 316L, y presentará unas dimensiones de 34,17 m de altura y 2,5 m de diámetro.

La construcción de estas columnas implica, a su vez, el diseño de una serie de unidades auxiliares para cumplir las expectativas de dicho proceso, éstas son el calderín en la parte inferior de cada columna, y el condensador en la parte superior.

5.- Zona de almacenamiento del producto

En esta zona se procede al almacenamiento del acrilonitrilo en tanques cilíndricos verticales, éstos 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.

DIAGRAMAS DE FLUJO

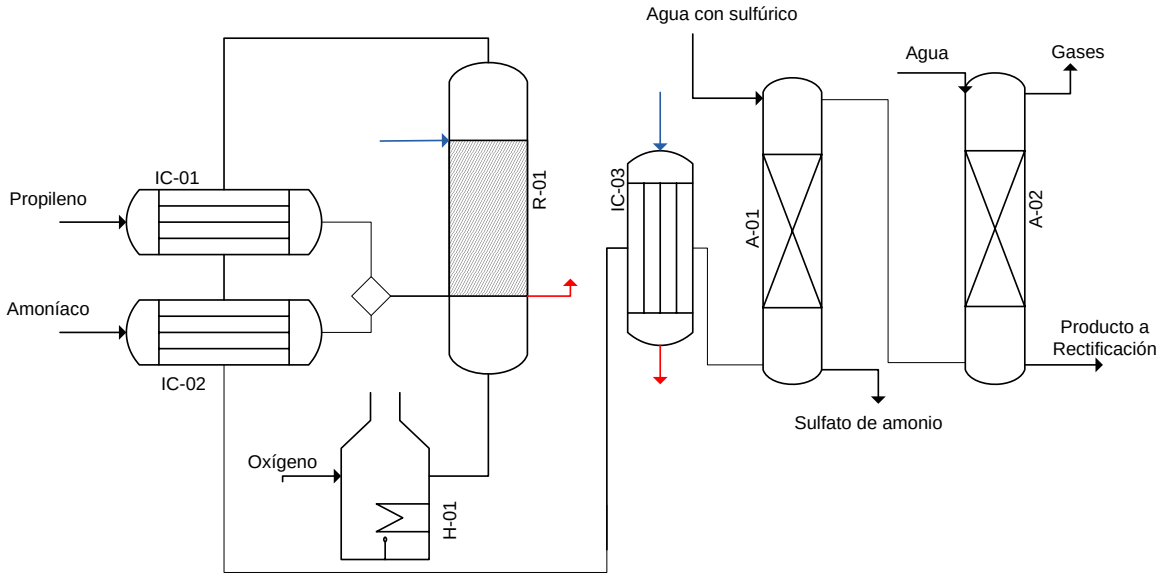


Figura 1. Esquema del proceso: Reacción y absorción.

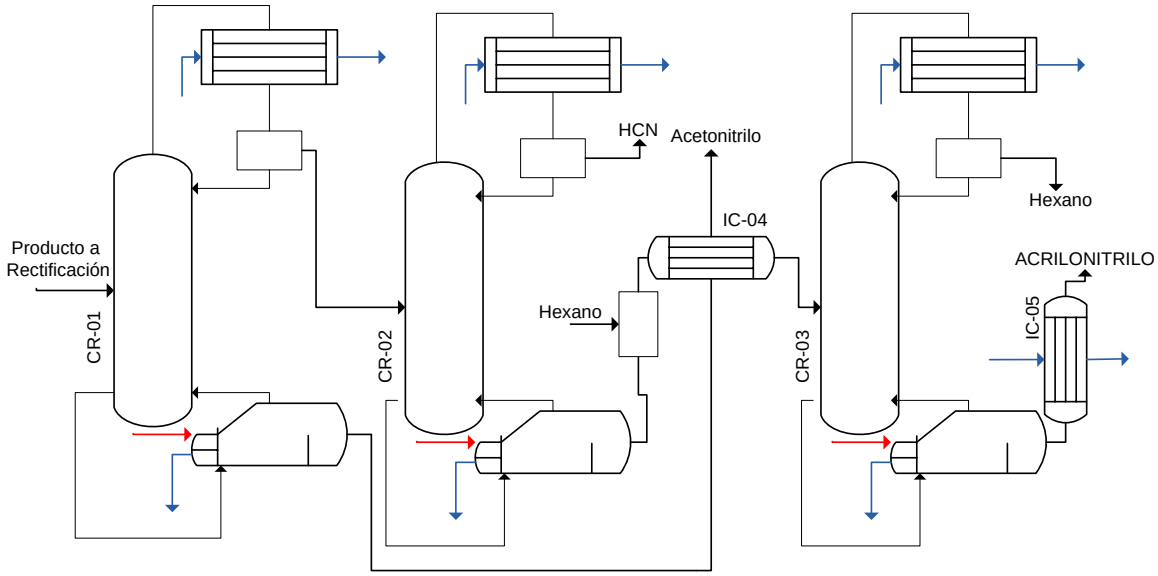


Figura 2. Esquema del proceso: Rectificación.

DOCUMENTOS DEL PROYECTO

DOCUMENTO A: Memoria

A.1. Memoria Descriptiva
A.2. Anexos a la Memoria

DOCUMENTO B: Planos

DOCUMENTO C: Pliego de Condiciones

DOCUMENTO D: Presupuesto

DOCUMENTO A:

MEMORIA

A.1. MEMORIA DESCRIPTIVA

ÍNDICE

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN…….. 7
1.1.- Función de la industria petroquímica……....8
1.2.- Materias Base……..8
1.3.- Productos Terminados…….....9
1.4.- El acrilonitrilo…… 11
1.4.1.- Fibras acrílicas……..... 11
1.4.2.- Resinas ABS (acrilonitrilo-butadieno-estireno)…….…..…...…12
1.4.3.- Adiponitrilo……...……...13
1.4.4.- Acrilamida……...……13
1.4.5.- Gomas de nitrilo……..…...……..13
1.4.6.- Fibra de carbono…….……..14
1.4.7.- Resinas SAN (estireno-acrilonitrilo)……..…..……15
1.4.8.- Otros……15
1.5.- Mercado del acrilonitrilo…….…...……16
1.6.- Justificación de la realización del proyecto…… 16

CAPÍTULO 2: OBJETO DEL PROYECTO…….17

CAPÍTULO 3: VIABILIDAD DEL PROYECTO…….18
3.1.- Viabilidad Técnica……..……18
3.1.1.-Métodos obtención de acrilonitrilo y selección de alternativas……18
3.1.2.- Conclusión……... 22
3.2.- Viabilidad legal……..….23
3.3.- Viabilidad económica…….…… 25

CAPÍTULO 4: UBICACIÓN Y DISTRIBUCIÓN EN PLANTA…….27
4.1.- Ubicación …..……27
4.1.1- Suministro de productos ……...……29
4.1.2- Condiciones climáticas de la zona ……...……30
4.1.2.1.- Precipitaciones……..……31
4.1.2.2.- Vientos……..……31
4.1.2.3.- Temperatura……..……32
4.1.3.- Suelo…….……32
4.1.4.- Comunicaciones……..…….33
4.1.5.- Gestión de residuos…….…..…33
4.2.- Distribución en planta…….……34

CAPÍTULO 5: MATERIAS PRIMAS Y PRODUCTOS…..…… 38
5.1.- Materias Primas……..…….38
5.1.1.- Propileno……..…… 38
5.1.2.- Amoniaco……...……..40
5.1.3.- Oxígeno…….....42
5.2.- Producto principal: Acrilonitrilo……43
5.3.- Catalizador……..…… 46
5.4.- Aislamiento……..…..49
5.5.- Servicios Auxiliares……..…..50
5.5.1.- Electricidad…….…. 50
5.5.2.- Agua de refrigeración ……...…51
5.5.3.- Agua de alta presión……51
5.5.4.- Agua de baja presión……...….51
5.5.5.- Vapor de media presión……... 51

CAPÍTULO 6: DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROCESO……52
6.1.- Esquema de la línea de producción……52
6.2.- Almacenamiento de la materia prima……...…..… 54
6.3.- Acondicionamiento de la materia prima……54
6.4.- Reacción……..55
6.5.- Enfriamiento……..……..56
6.6.- Purificación……57
6.6.1.- Absorción……57
6.6.2.- Rectificación……58
6.7.- Almacenamiento del producto final……59

CAPÍTULO 7: DEPÓSITOS DE ALMACENAMIENTO……60
7.1.- Introducción……..…….…… 60
7.2.- Código de diseño……...……..62
7.3.- Diseño de los depósitos de almacenamiento……...……63
7.3.1.- Depósitos de almacenamiento de propileno……64
7.3.1.1.- Diseño de los depósitos……..……...64
7.3.1.2.- Cubeto de retención…….…. 65
7.3.2.- Depósitos de almacenamiento de amoniaco……...…… 65
7.3.2.1.- Diseño de los depósitos……..…..…65
7.3.2.2.- Cubeto de retención……..…..….. 66
7.3.3.- Depósitos de almacenamiento de acrilonitrilo……...….. 66
7.3.3.1.- Diseño de los depósitos……...……..67
7.3.3.2.- Cubeto de retención……..…..….. 67

CAPÍTULO 8: INTERCAMBIADORES DE CALOR…… 68
8.1.- Introducción……..…….. 68

8.1.1. -Elección del tipo de intercambiador……71
8.1.2.- Normativa y código de diseño del intercambiador de calor de carcasa y tubos……..72
8.1.3.- Selección de la trayectoria del flujo……..74
8.2.- Diseño de los intercambiadores de calor del proceso……74
8.2.1.- Intercambiador de calor IC-01……..75
8.2.1.1- Tipo de intercambiador……..75
8.2.1.2.- Trayectoria del flujo……..75
8.2.1.3.- Principales elementos del intercambiador……76
8.2.1.4.- Material de aislamiento……..80
8.2.1.5.- Datos de diseño del intercambiador de calor……..81
8.2.2.- Intercambiador de calor IC-02……..81
8.2.2.1- Tipo de intercambiador……..82
8.2.2.2.- Trayectoria del flujo……..82
8.2.2.3.- Principales elementos del intercambiador……82
8.2.2.4.- Material de aislamiento……84
8.2.2.5.- Datos de diseño del intercambiador de calor……84
8.2.3.- Intercambiador de calor IC-03……85
8.2.3.1- Tipo de intercambiador……85
8.2.3.2.- Trayectoria del flujo……85
8.2.3.3.- Principales elementos del intercambiador……..86
8.2.3.4.- Material de aislamiento……87
8.2.3.5.- Datos de diseño del intercambiador de calor……87
8.2.4.- Intercambiador de calor IC-04……..88
8.2.4.1- Tipo de intercambiador……89
8.2.4.2.- Trayectoria del flujo……89
8.2.4.3.- Principales elementos del intercambiador……89
8.2.4.4.- Material de aislamiento……91
8.2.4.5.- Datos de diseño del intercambiador de calor……91
8.2.5.- Intercambiador de calor IC-05……..92
8.2.5.1- Tipo de intercambiador……92
8.2.5.2.- Trayectoria del flujo……92
8.2.5.3.- Principales elementos del intercambiador……92
8.2.5.4.- Material de aislamiento……..94
8.2.5.5.- Datos de diseño del intercambiador de calor……94

CAPÍTULO 9: HORNO……96
9.1.- Introducción……96
9.2.- Clasificación de hornos……97
9.2.1.- Hornos de caja o cabina……97
9.2.2.- Hornos de cilindro vertical……98
9.3.- Variables del horno……98

9.4.- Operación del horno……..……100
9.5.- Diseño del horno H-01……...……..101
9.5.1.- Características generales……..……..101
9.5.2.- Datos de diseño del horno……..……101

CAPÍTULO 10: REACTOR……. 103
10.1.- Introducción…… 103
10.2.- Selección de la unidad de reacción…… 103
10.3.- Cinética de la reacción……..….. 105
10.4.- Selección de las condiciones de operación……...….. 107
10.5.- Generalidades de diseño de reactores de lecho fluidizado……..107
10.6.- Diseño del reactor …….. 109
10.6.1.- Principales elementos del reactor……110
10.6.2.- Parámetros característicos……...….112

CAPÍTULO 11: COLUMNAS DE ABSORCIÓN……... 114
11.1.- Introducción…… 114
11.2.- Aplicaciones de la absorción……..….116
11.3.- Consideraciones de diseño……..116
11.4.-Tipos de columnas de absorción ……117
11.4.1.- Columnas de Spray…….…. 119
11.4.2.- Columnas de Relleno……... 120
11.4.3.- Columnas de platos…… 121
11.5.- Elección del absorbente…….…… 123
11.6.- Tipos de relleno en caso de columnas empaquetadas……125
11.6.1.- Soporte del relleno……..…. 129
11.7.- Efecto de la reacción química en la absorción……...….130
11.8.- Especificaciones de diseño del absorbedor A-01……....131
11.8.1.- Selección del tipo de contacto……..132
11.8.2.- Elección del absorbente……... 134
11.8.3.- Elección del tipo de relleno…….….135
11.8.4.- Diámetro de la columna……..….136
11.8.5.- Altura de la columna…… 136
11.9.- Especificaciones de diseño del absorbedor A-02…….....138
11.9.1.- Selección del tipo de contacto……..138
11.9.2.- Elección del absorbente…….…….. 138
11.9.3.- Elección del tipo de relleno……..……139
11.9.4.- Diámetro de la columna……... 139
11.9.5.- Altura de la columna…… 139

CAPÍTULO 12: COLUMNAS DE RECTIFICACIÓN……...141
12.1.- Introducción…… 141

12.2.- Principios de destilación…….. 142
12.2.1.- Características de la destilación…….. 142
12.2.2.- Equipos auxiliares…….. 147
12.3.- Diseño de la columna de rectificación CR-01…….. 152
12.3.1- Corrientes de la columna…….. 152
12.3.1.1.- Alimentación…… 152
12.3.1.2.- Corriente de destilado…….. 153
12.3.1.3.- Corriente de colas…… 154
12.3.2- Número de etapas de equilibrio…….. 154
12.3.3.- Diseño hidráulico de la columna…….. 154
12.3.4.- Diseño mecánico de la columna…….. 158
12.3.5.- Características de la columna…….. 162
12.3.5.1.- Características del plato…….. 162
12.3.5.2.- Pérdidas de carga…….. 163
12.3.6.- Equipos auxiliares…….. 163
12.3.6.1.- Condensador…….. 164
12.3.6.2.- Reboiler…… 167
12.4.- Diseño de la columna de rectificación CR-02…… 171
12.4.1- Corrientes de la columna…….. 172
12.4.1.1.- Alimentación…… 172
12.4.1.2.- Corriente de destilado…….. 172
12.4.1.3.- Corriente de colas…… 173
12.4.2- Número de etapas de equilibrio…….. 173
12.4.3.- Diseño hidráulico de la columna…….. 173
12.4.4.- Diseño mecánico de la columna…….. 175
12.4.5.- Características de la columna…….. 178
12.4.5.1.- Características del plato…….. 178
12.4.5.2.- Pérdidas de carga…….. 179
12.4.6.- Equipos auxiliares…… 179
12.4.6.1.- Condensador…… 180
12.4.6.2.- Reboiler…… 183
12.5.- Diseño de la columna de rectificación CR-03…… 186
12.5.1- Corrientes de la columna…….. 188
12.5.1.1.- Alimentación…… 188
12.5.1.2.- Corriente de destilado…….. 188
12.5.1.3.- Corriente de colas…….. 189
12.5.2- Número de etapas de equilibrio…….. 189
12.5.3.- Diseño hidráulico de la columna…….. 189
12.5.4.- Diseño mecánico de la columna…….. 192
12.5.5.- Características de la columna…….. 194
12.5.5.1.- Características del plato…… 194
12.5.5.2.- Pérdidas de carga…….. 195

12.5.6.- Equipos auxiliares……..……..195
12.5.6.1.- Condensador……...……. 196
12.5.6.2.- Reboiler……..…….……..199

CAPÍTULO 13: TUBERIAS Y ACCESORIOS…….……..203
13.1.- Introducción…… 203
13.2.- Diseño de tuberías……..……203
13.3.- Material de construcción de las tuberías……206
13.4.- Aislamiento……207
13.5.- Accesorios……...207

CAPÍTULO 14: SISTEMA DE IMPULSIÓN……..211
14.1.- Diseño de bombas…….…..211

CAPÍTULO 15: MEDIO AMBIENTE Y SEGURIDAD……215
15.1.- Seguridad del proceso…….…215
15.1.1.- Legislación en materia de Seguridad……...…. 235
15.1.2.- Legislación en materia de Higiene en el trabajo……..…. 237
15.2.- Medio Ambiente…… 238
15.2.1.- Emisiones atmosféricas……...….238
15.2.2.- Gestión de residuos…….. 238

CAPÍTULO 16: MANTENIMIENTO……. 242
16.1.- Funciones del mantenimiento…….…… 243
16.2.- Tipos de mantenimiento……..244
16.3.- Política de mantenimiento……..….248
16.4.- Costes de mantenimiento…… 249
16.5.- Plan de mantenimiento……249
16.6.- Plan de mantenimiento del proceso…… 250
16.6.1.- Priorización de equipos……251
16.6.2.- Mantenimiento de los equipos…… 252

BIBLIOGRAFÍA…… 253

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

La industria petroquímica es la encargada de producir, a partir del petróleo, una gran cantidad de compuestos base para muchas cadenas productivas que concluyen en la comercialización de numerosos productos usados posteriormente en industrias como la farmacéutica, química, textil, plásticos, fertilizantes, alimentos, entre otras.

La conversión de hidrocarburos en productos químicos da origen a la 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 los derivados del petróleo en materias primas, las cuales representan la base de diversas cadenas productivas. Las principales cadenas petroquímicas son:

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

La industria petroquímica es una plataforma fundamental para el crecimiento y desarrollo de importantes cadenas industriales como son la textil, 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 amoniaco, 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 amoniaco, 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.

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. El sector que más destaca en el ámbito nacional es el de la producción de fibras sintéticas.

El proceso de polimerización, aplicado a determinadas materias primas, permite la obtención de fibras sintéticas. Los polímeros son moléculas orgánicas complejas, formadas como resultado de la unión de varias moléculas orgánicas simples, los monómeros. Al constituirse un polímero, los monómeros forman entre sí una larga cadena lineal, con extraordinarias condiciones de ligereza, elasticidad y resistencia. Dichas propiedades son fundamentales para la fabricación de todo tipo de fibras.

En este sentido, los polímeros se emplean, además de para fabricar tejidos, en la elaboración de plásticos, productos estructurales diseñados para resistir esfuerzos como parachoques de automóviles, tuberías,

aislantes, filtros, cosméticos, etc. así como en la industria eléctrica, electromecánica, del mueble o de la construcción. Las fibras sintéticas se pueden clasificar en: poliamidas, poliésteres, poliacrílicas, polivinilos y polipropilénicas.

Un producto importante de la industria petroquímica es el propileno, obtenido como subproducto en la obtención de etileno, o por otras operaciones de refinería. A partir del propileno se obtienen otros muchos derivados como son el polipropileno, el acrilonitrilo y el oxido de propileno entre otros. Siendo el acrilonitrilo uno de los más importantes precursores de las fibras sintéticas.

1.4.- El acrilonitrilo

El acrilonitrilo es susceptible de sufrir un amplio rango de reacciones debido a sus dos partes químicamente activas, el grupo nitrilo y el doble enlace carbono-carbono. Esto significa que puede sufrir polimerización o copolimerización con otros monómeros, lo que constituye su principal uso, la producción de fibras acrílicas o modacrílicas. A continuación se exponen los principales procesos y aplicaciones a los que se ve sometido el acrilonitrilo.

1.4.1.- Fibras acrílicas

Aproximadamente el 65% del acrilonitrilo producido en el mundo se usa en la producción de fibras acrílicas. Las fibras sintéticas basadas en acrilonitrilo aparecieron en Estados Unidos en los años 40. Las fibras modacrílicas, con un menor contenido en acrilonitrilo fueron introducidas posteriormente. Las modacrílicas tienen un punto de fusión más bajo y son menos resistentes a los efectos del calor que las acrílicas pero son relativamente más resistentes al fuego.

Las fibras acrílicas y modacrílicas son producidas en todo el mundo y ocupan el tercer lugar en volumen de producción de fibras sintéticas. Las fibras acrílicas normales son generalmente copolímeros con un menor contenido en uno o más comonómeros para permitir el tinte.

Las fibras acrílicas son estiradas para desarrollar una adecuada orientación y resistencia de las fibras. Tienen buena tenacidad, son estables a la radiación solar, aceptan bien el tinte y tienen una agradable textura similar a la de la lana. Además tienen buena resistencia a la abrasión, no tan buena como el nylon o el poliéster pero superior a la de la lana.

Las fibras acrílicas se usan para tejidos que pueden ser tanto de interior como de exterior e incluyen toldos, cortinas, mantas, jerséis y alfombras. Las modacrílicas tienen muy diversos usos como pueden ser tejidos de imitación de piel y prendas de protección. También se pueden usar en la fabricación de pelo para pelucas y muñecos debido a que son auto-extinguibles o resistentes al fuego.

1.4.2.- Resinas ABS (acrilonitrilo-butadieno-estireno)

El siguiente consumidor de acrilonitrilo es el mercado de producción de resinas ABS. Las resinas ABS contienen normalmente alrededor del 25% de acrilonitrilo. Estas resinas se caracterizan por su resistencia química, resistencia mecánica y por su facilidad en la producción. Éstas son vendidas como polvos, pellets sin pigmentación o como pellets precoloreados.

El consumo de ABS se incrementó significativamente en los años 80 debido a su especial aplicación en la construcción, automoción, maquinaria y otros aparatos.

1.4.3.- Adiponitrilo

En los últimos años el mayor incremento en el uso de acrilonitrilo ha sido para la producción de adiponitrilo, que representa hoy en día la tercera mayor salida del acrilonitrilo.

El adiponitrilo es el precursor para la hexametilendiamina (HDMA) que se usa exclusivamente para la fabricación de nylon-6,6. El crecimiento se ha debido básicamente a la sustitución de ácido adípico por acrilonitrilo en la producción de HDMA. El uso de acrilonitrilo para la producción de HDMA se espera que deba seguir creciendo más rápidamente que otras aplicaciones del acrilonitrilo, pero aun así, nunca podrá aproximarse al tamaño del mercado de las fibras de acrilonitrilo.

1.4.4.- Acrilamida

La acrilamida se produce comercialmente mediante la hidratación heterogénea de acrilonitrilo utilizando cobre como catalizador. Se usa principalmente en forma de polímero, la poliacrilamida. Se utiliza en las industrias de pasta y papel, así como en la fabricación de pegamentos y absorbentes. También se usa como floculante en la separación de sólidos para la industria de aguas residuales y para mejorar la recuperación de aceites.

1.4.5.- Gomas de nitrilo

Las gomas de nitrilo consisten en copolímeros de butadieno-acrilonitrilo con un contenido en acrilonitrilo que va desde el 15 al 45%. Se clasifican como elastómeros de carácter especial más que de carácter general.

Sus propiedades incluyen la resistencia a agentes químicos, aceites, calor, envejecimiento, abrasión y a la penetración de gas. La resistencia a la penetración de gas se incrementa con el contenido en nitrilo, sin embargo, la resistencia a bajas temperaturas se mejora con un descenso en este contenido.

Debido a sus propiedades poseen un amplio rango de aplicación que incluye el uso marítimo en el que otros elastómeros se hinchan y se degradan.

Otro uso que se le ha encontrado es la mezcla de gomas de nitrilo con policloruro de vinilo (PVC) para producir un compuesto que tiene la estabilidad y resistencia al ozono del PVC además de las especiales características de las gomas de nitrilo. Además, este producto puede usarse en aplicaciones de exterior como en zapatos, cinturones y abrigos.

1.4.6.- Fibra de carbono

El acrilonitrilo se utiliza principalmente como monómero en la fabricación de poliacrilonitrilo sintético, que es el precursor de la conocida fibra de carbono.

Las fibras de carbono son producidas mediante pirolisis de fibras orientadas de poliacrilonitrilo. Se usan para reforzar composites donde se requiere bajo peso y una elevada resistencia. La mayoría se utiliza en el desarrollo de aplicaciones de tecnología punta como en las industrias de aviación, defensa y aeroespacial.

Ejemplos en los que se usa la fibra de carbono son: boquillas de motores de cohetes, componentes estructurales de aviones y vehículos orbitales.

1.4.7.- Resinas SAN (estireno-acrilonitrilo)

Estas resinas contienen entre el 25 y el 30% de acrilonitrilo. Debido a su elevada transparencia, se usan principalmente como sustituto del cristal en vasos, paneles instrumentales de automóviles y lentes.

Las resinas ABS y SAN son responsables del 20% de la utilización del acrilonitrilo para uso doméstico.

1.4.8.- Otros

Otras aplicaciones para el acrilonitrilo incluyen empaquetado de comida y la producción de compuestos químicos para la agricultura, pigmentos y colorantes, cauchos nitrílicos y productos farmacéuticos entre otros. También se pueden encontrar otros usos menores del acrilonitrilo como la producción de aminas grasas, resinas de intercambio iónico y amino amidas grasas, que se usan en cosméticos, pegamentos, inhibidores de la corrosión y resinas para el tratamiento de aguas.

En la siguiente figura se reflejan los diferentes usos en el consumo mundial de acrilonitrilo en 2009.

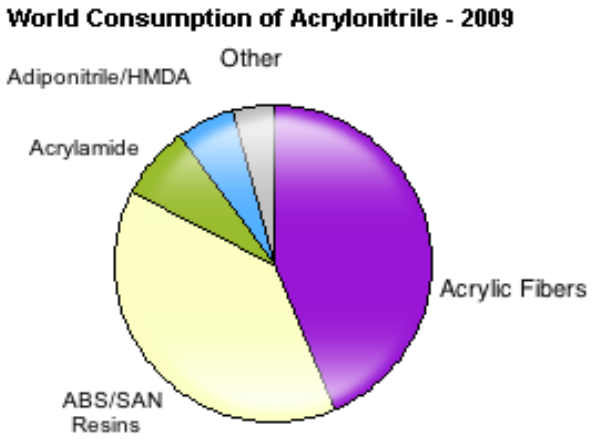


Figura 1.1. Uso mundial de acrilonitrilo, 2009.

1.5.- Mercado del acrilonitrilo

El acrilonitrilo es un producto que se produce en gran cantidad en las industrias petroquímicas de países como México y China. La producción mundial y el consumo de acrilonitrilo en 2009 fueron casi 4,7 millones de toneladas métricas. El consumo de acrilonitrilo mundial se estima que permaneció constante en 2009, sin embargo, se espera un crecimiento promedio de 4.7% por año del 2009 hasta el 2014.

España es en la actualidad un país importador de esta sustancia, de hecho, según los datos del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, desde 1995 la importación total de acrilonitrilo ha sido de más 214.591,11 euros.

Actualmente en España existen tres empresas que comercializan acrilonitrilo: Repsol-YPF Química, S.A, Unión de Disolventes, S.A. y la empresa Interlube, S.L. De estas empresas tan sólo una de ellas se dedica a su producción, y se trata de Repsol-YPF, que cuenta con una planta en Tarragona cuya capacidad es de 125 kt/año.

1.6.- Justificación de la realización del proyecto

De acuerdo con toda la información expuesta en el presente capítulo, y dado que España es un país importador de acrilonitrilo, queda totalmente justificada la realización del presente Proyecto Fin de Carrera, cuyo objetivo final es la producción y comercialización de acrilonitrilo.

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 acrilonitrilo 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 75.000 toneladas de acrilonitrilo anuales con una pureza del 99,9% a través del proceso de amoxidación de propileno 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 tres puntos de vista diferentes:

- Viabilidad técnica.
- Viabilidad económica.
- Viabilidad legal.

3.1.- Viabilidad Técnica

3.1.1.- Métodos de obtención de acrilonitrilo y selección de alternativas

Los procesos existentes para la obtención de acrilonitrilo comprenden todos aquellos desarrollados a nivel industrial para suplir las demandas del mercado. Así pues, a continuación, se destacan los procesos principales para la obtención de acrilonitrilo a escala industrial.

A. – Proceso acetileno.

Este proceso se basa en la combinación catalítica de ácido cianhídrico y acetileno en fase líquida.

$$CH \equiv CH \ + \ HCN \xrightarrow[CuCl\,(aq)]{} CH_2 = CH - CN$$

En este proceso, el ácido cianhídrico y un exceso de acetileno se hacen pasar por una corriente de ácido hidroclorhídrico a 80ºC con cloruro de cobre (u otra sal de cobre) actuando como catalizador. Esta ruta produce impurezas como subproducto del acetileno (por ejemplo cianobutadieno y

divinilacetato) que son bastante difíciles de separar y además sus concentraciones deben reducirse a ppm si se quieren eliminar los problemas en la posterior polimerización. Estas impurezas son el principal inconveniente cuando se considera este método para la producción de acrilonitrilo. Después del reactor, los subproductos e impurezas deben ser eliminados, primero mediante la absorción de acrilonitrilo con agua y luego se realiza un stripping con vapor. El ácido cianhídrico no reaccionado debe separarse y reciclarse.

Con el Proceso del Acetileno se puede conseguir un buen rendimiento, sin embargo, el hecho de que el catalizador se ensucie puede reducir de manera significativa esta producción, así el coste de mantenimiento del catalizador debe ser considerado. Este proceso fue la ruta líder en producción de acrilonitrilo hasta comienzo de los 60.

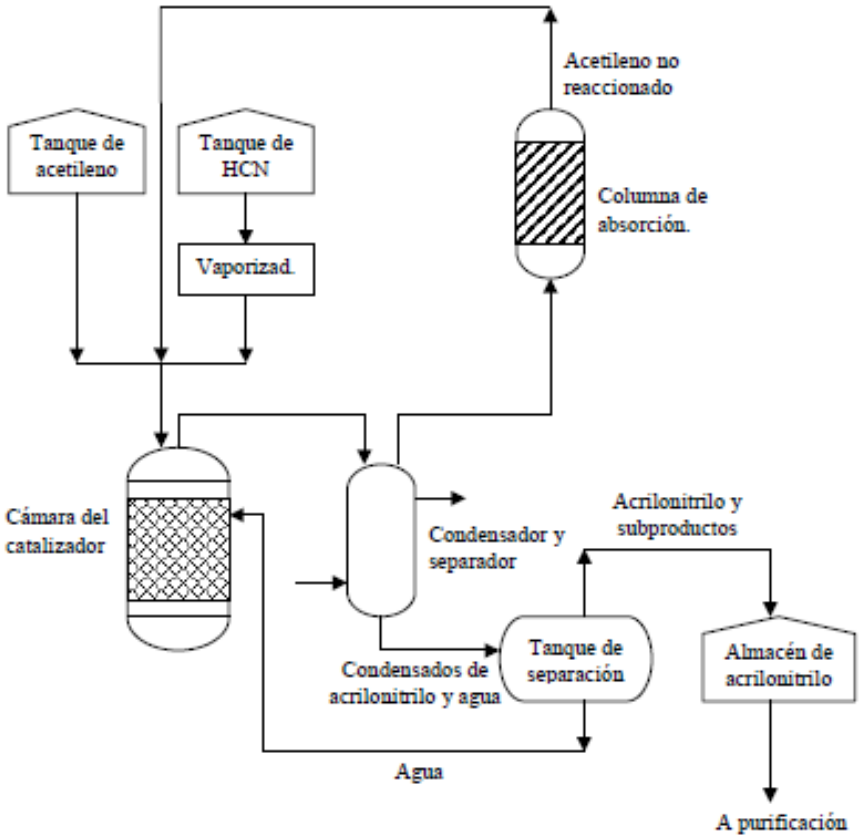


Figura 3.1. Esquema del proceso acetileno para la producción de acrilonitrilo.

B. – Proceso del óxido de etileno.

En este proceso, el óxido de etileno, C_2H_4O reacciona con el ácido cianhídrico para formar cianohidrín (HOC_2H_4CN) como compuesto intermedio. La reacción tiene lugar en medio básico a unos 60ºC.

Para este proceso, puede considerarse la dietilamina como una base catalítica adecuada. Además, como esta reacción es altamente exotérmica, puede usarse agua para controlar la temperatura.

Este compuesto intermedio es entonces deshidratado para formar el acrilonitrilo producto. La deshidratación de la fase líquida puede desarrollarse a una temperatura de 250ºC usando alúmina como catalizador.

Mediante este proceso se alcanzan buenos rendimientos aunque el producto final debe separarse de una mezcla que contiene principalmente acrilonitrilo y agua. Además hay muy pocas impurezas presentes ya que la reacción ocurre de manera limpia en las dos etapas.

C. – Proceso SOHIO.

Se trata de la amoxidación catalítica en fase vapor del propileno y amoniaco en un reactor de lecho fluidizado, para producir acrilonitrilo y fue descubierta a finales de los años 50 por Sohio. Así se consigue un producto con un alto nivel de pureza (~99%), alto rendimiento y buena selectividad, y además, los subproductos que se forman pueden ser comercialmente recuperados y vendidos.

Reacción Principal:

$$C_3H_6 + {}^3/_2\, O_2 + NH_3 \rightarrow CH_2 = CHCN + 3H_2O$$

El acrilonitrilo producido tiene una gran importancia como disolvente, y el ácido cianhídrico que se forma como producto secundario, puede venderse o usarse en la producción de metil metacrilato.

Los pasos de recuperación y purificación son relativamente simples, debido a la simpleza de la mezcla obtenida por la reacción, por lo que básicamente se utilizan técnicas convencionales de destilación para la separación del acrilonitrilo.

Las ventajas del proceso Sohio sobre otras rutas son que no se produce ninguno de los problemáticos derivados del acetileno y que los niveles de carbonilos insaturados e impurezas de nitrilo son extremadamente bajos. Además, todas las materias primas son de bajo coste, universalmente más abundantes y utilizadas más eficientemente que las de los procesos previos (ácido cianhídrico, óxido de etileno y acetileno). De hecho, con el proceso Sohio no solamente se sustituye el ácido cianhídrico por amoniaco, que es más barato, sino que además se produce este ácido comercialmente utilizable como subproducto.

Otras ventajas del proceso Sohio son un vapor autosuficiente y que no se producen efluentes de agua demasiado contaminados. Las materias primas usadas se transportan fácilmente, lo que significa que el tamaño de la planta no es restrictivo respecto de localizaciones específicas. Una vez que la planta está bajo condiciones de operación, el coste de operación total es menor que el de otros procesos.

Debido a las razones expresadas anteriormente, el proceso Sohio será elegido como ruta óptima para producir acrilonitrilo. Este proceso es obviamente el más ampliamente usado en todo el mundo con aproximadamente el 85% de la producción mundial.

D. – Proceso acroleína.

En este proceso, el propileno reacciona con oxígeno para formar un compuesto intermedio de agua y acroleína, (CH_2CHCHO). La acroleína reacciona con el amoniaco y después con el oxígeno para formar el acrilonitrilo producto y agua.

$$CH_2 = CH - CH_3 + O_2 \rightarrow CH_2 = CH - CHO + H_2O$$
$$CH_2 = CH - CHO + NH_3 + {}^{1}/_{2}\, O_2 \rightarrow CH_2 = CH - CN + 2H$$

La acroleína intermedia es peligrosa y como las materias primas son las mismas que en el proceso Sohio, este proceso no será considerado como alternativa viable.

E. – Otros procesos.

También se han desarrollado otros procesos, como por ejemplo los procesos en los que reacciona acetaldehído, CH_3CHO con ácido cianhídrico para producir lactonitrilo intermedio que luego es deshidratado para formar acrilonitrilo. Otros ejemplos usan la deshidrogenación del ácido nítrico o la producción de acrilonitrilo a partir de glicerol, pero en ningún caso se obtienen conversiones tan elevadas como en los procesos antes descritos.

3.1.2.- Conclusión.

En vista de las diferentes alternativas existentes a la hora de producir acrilonitrilo, se va a optar para la planta en diseño del presente Proyecto Fin de Carrera, el proceso Sohio, ya que se trata del proceso con el que se obtienen mayores conversiones, los reactivos son más económicos y no es necesario instalar sistemas de recirculación de ninguno de los componentes.

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 del acrilonitrilo.

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).

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.

A continuación 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.

3.3.- Viabilidad económica

La línea de producción de acrilonitrilo 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 D: Presupuesto, la rentabilidad alcanzada en la línea de producción es superior a la rentabilidad mínima de una planta química, por lo que la viabilidad económica está completamente justificada.

Para realizar un análisis correcto de los costes, se deben tener en cuenta los costes de fabricación (materias primas, servicios auxiliares, etc.), los de gestión, así como los de tecnología aplicada.

En cuanto a los beneficios generados por la línea de producción de acrilonitrilo, se pueden resumir exponiendo que éstos proceden de la comercialización de dicho producto, además del ácido cianhídrico

producido, que también se comercializará, así como de la incorporación de vapor de alta 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 D: Presupuesto, la línea de producción presenta una rentabilidad del 53,11%, superior a la mínima aceptable por lo que la viabilidad económica está completamente justificada.

CAPÍTULO 4: UBICACIÓN Y DISTRIBUCIÓN EN PLANTA

4.1.- Ubicación

Para elegir el emplazamiento de la línea de proceso se ha tenido en cuenta una serie de condiciones que deberá cumplir la zona geográfica para asegurar un correcto funcionamiento de la planta y poder suplir sus necesidades, algunas de estas condiciones son el suministro de materia prima, eléctrico y de combustible, las comunicaciones de la zona, el clima, el suelo, etc.

Por ser el propileno una de las materias primas fundamentales de la planta, la línea de proceso debería estar 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.

Este emplazamiento, además de suponer una ampliación en las líneas de producción de la empresa, permite disponer de la materia prima antes citada, el propileno, ya que se trata de la misma ubicación elegida en un proyecto de la Universidad de Cádiz aprobado en Junio de 2009, para la implantación de una instalación de separación con alto grado de pureza de propano-propileno, por lo que la línea de obtención de acrilonitrilo se situará en dicha Refinería en el campo de Gibraltar.

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 exacto donde está ubicada esta refinería.

Figura 4.1. Localización de la Refinería Cepsa Gibraltar-San Roque

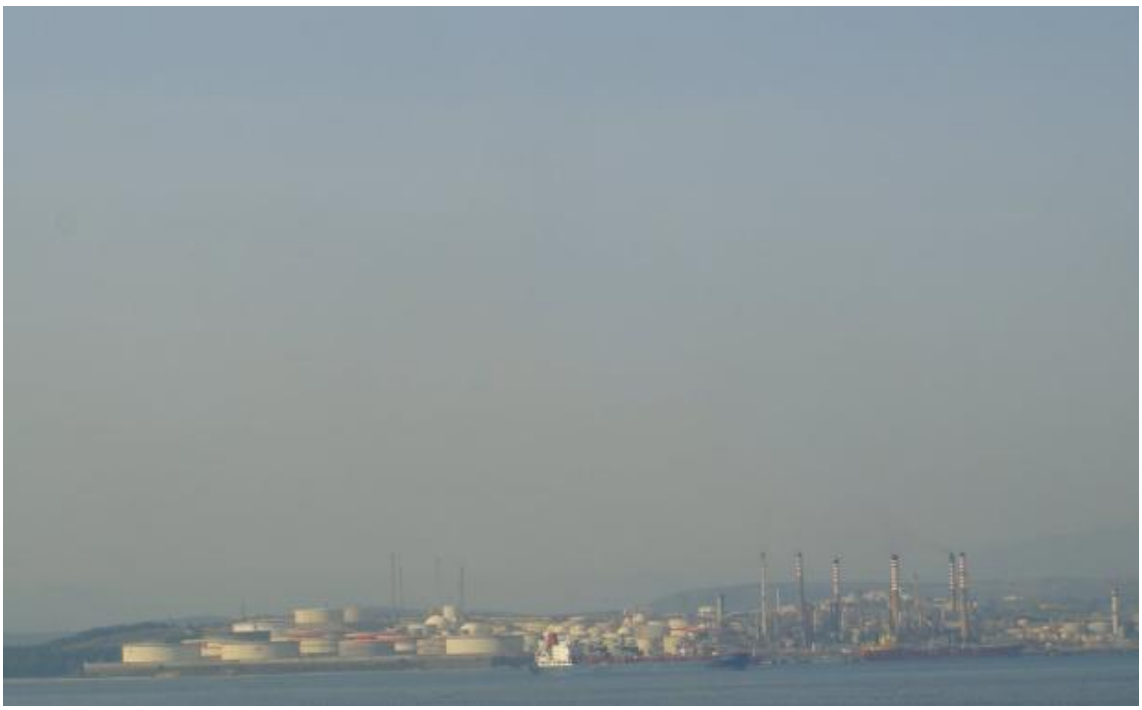


Figura 4.2. Vistas desde el mar de la Refinería Cepsa Gibraltar-San Roque

4.1.1- Suministro de productos

Además de las materias primas, otro factor importante es el suministro de aquellos productos auxiliares que son necesarios en el proceso, como es el gas natural, la electricidad, etc. A continuación se expone el modo en que pueden ser suministrados estos productos.

En cuanto al gas natural, necesario en la línea de producción para el calentamiento del oxígeno en el horno, se puede decir que es una fuente de energía fiable tanto en el almacenamiento como en el transporte ya que tan sólo se pierde un 10% del gas transportado antes de llegar al lugar donde va a ser consumido. El precio del gas natural es función de la presión de suministro. En la siguiente figura se muestra la distribución de la Red Nacional de gaseoductos en España.

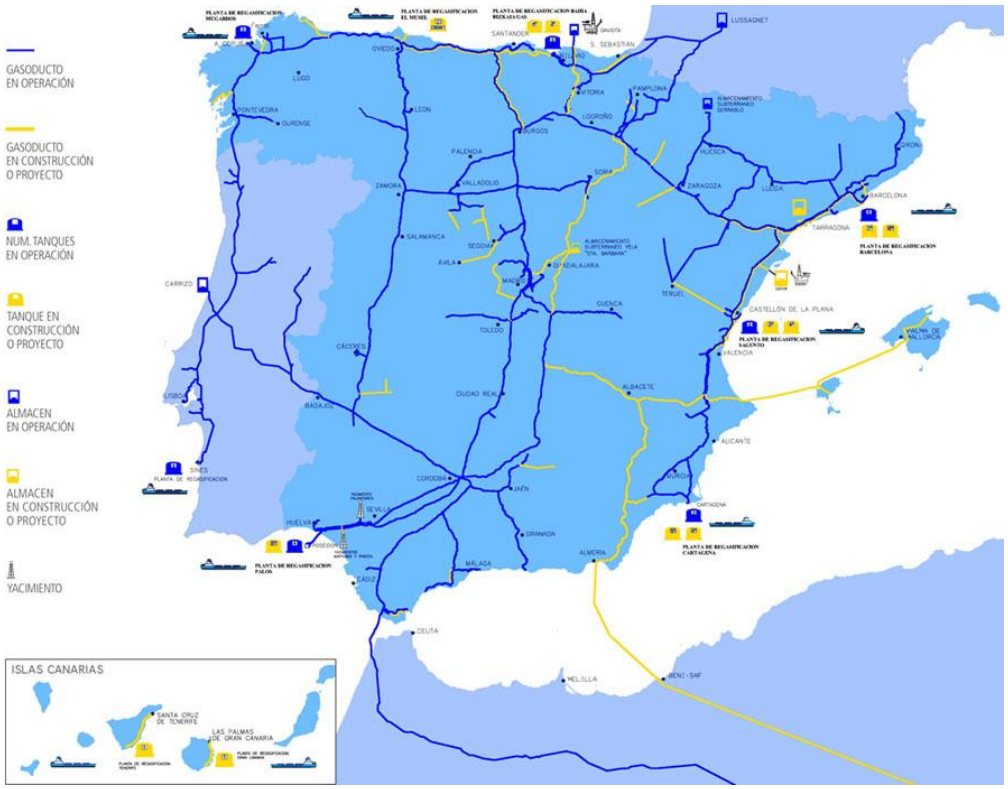


Figura 4.3. Red Nacional de Gaseoductos

Otro de los suministros esenciales es el de electricidad, en el emplazamiento elegido el suministro de energía eléctrica está garantizado debido a que la Refinería está dotada de plantas de cogeneración para producir de manera simultánea electricidad y vapor de agua, logrando así optimizar energéticamente todas sus instalaciones.

NGS (Nueva Generadora del Sur) es la sociedad creada por CEPSA y Gas Natural Fenosa (50/50%) para gestionar la central eléctrica de ciclo combinado a gas de 780MW, situada en los terrenos de esta Refinería de CEPSA. Esta central suministra vapor de agua a la refinería "Gibraltar-San Roque", contribuyendo a reducir de forma significativa las emisiones de NO_x y SO_2 de CEPSA.

Otro producto auxiliar necesario para el proceso va a ser el agua, pero debido a los usos de ésta en la línea de producción no se va a requerir especificaciones importantes en cuanto a su calidad.

4.1.2- Condiciones climáticas de la zona

Una vez comentados las características de la ubicación de la planta en cuanto a suministro de productos, se va a analizar la climatología de la zona donde va a ser implantada la línea de proceso ya que como se ha dicho con anterioridad es otro punto condicionante del emplazamiento de la planta.

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.

4.1.2.1.- Precipitaciones

En la zona elegida para la construcción de la línea de proceso de producción, los datos de precipitaciones totales son 759,9 mm [Instituto Nacional de Estadística].

4.1.2.2.- 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. A continuación se muestra un atlas eólico de los alrededores de la zona, donde se refleja la velocidad media anual del viento a 80 metros de altura.

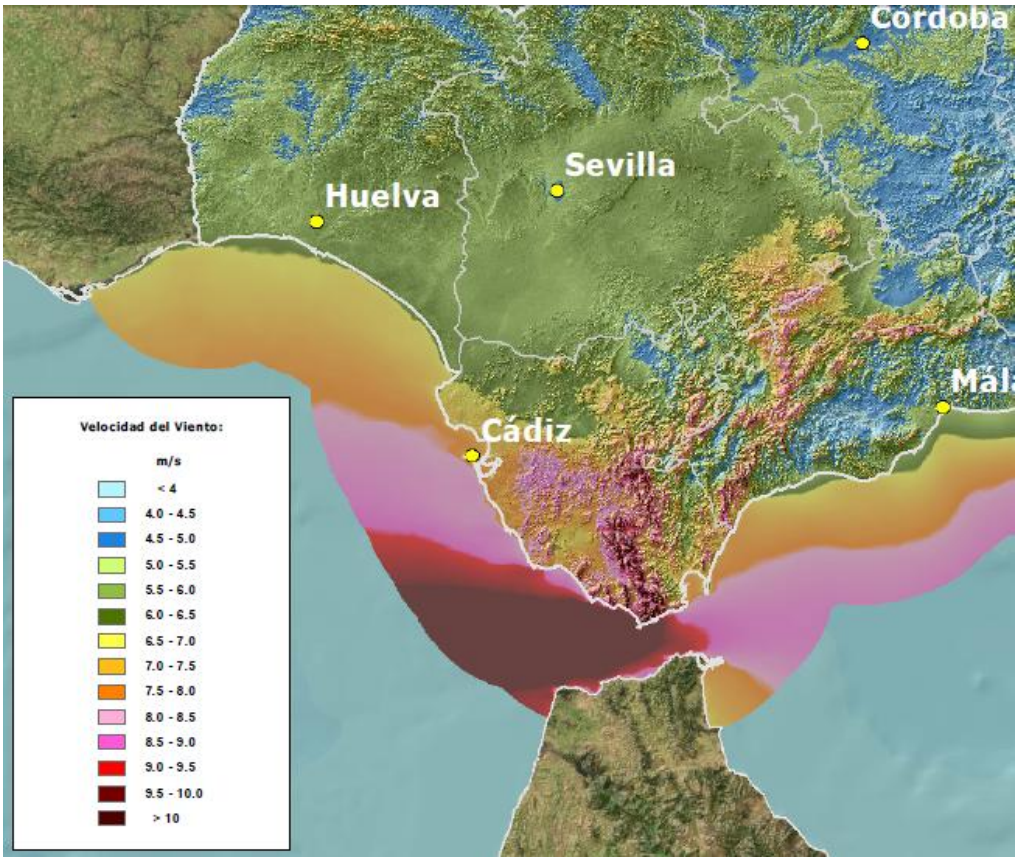


Figura 4.4. Mapa eólico de Cádiz

En el estrecho de Gibraltar, el viento que ejerce mayor influencia 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.

4.1.2.3.- Temperatura

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 (18,2ºC), 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.

4.1.3.- Suelo

Dentro de la provincia de Cádiz se pueden distinguir varias regiones muy diferenciadas en cuanto a clima, geología, topografía y suelos, aunque no están delimitadas por ningún accidente geográfico.

San Roque pertenece a la región de Sierras y Colinas del Campo de Gibraltar, donde se tienen varios tipos de suelo: regosoles, fluvisoles, cambisoles y lluvisoles.

Lo más frecuente en esta región es encontrar suelos que presenten una textura arcillo-limosa y formados sobre arcillas y margas ricas en elementos finos. Suelen ser 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.

También existen en la zona algunos suelos de textura menos pesada, formados sobre sedimentos limosos. En éstos suelen aparecer margas con areniscas muy finas, poco cohesivas, que mejoran la textura del suelo, suelen tener escasa permeabilidad y mal drenaje. El suelo es profundo y se dedica preferentemente a cereales.

4.1.4.- Comunicaciones

Otro de los factores que han condicionado la elección de la ubicación de la planta se trata de las conexiones que tiene la zona con el resto del mundo para la distribución de los productos. La Bahía de Cádiz se encuentra muy bien comunicada, tanto por tierra, como por mar, ya que se encuentra muy cerca del puerto de Algeciras.

La mayoría de los productos que llegan a la Refinería lo hacen por vía submarina que parte de una monoboya situada en la Bahía de Algeciras en la que pueden amarrar petroleros de hasta 350.000 toneladas.

Además existe un puerto dotado con ocho puntos de atraque para la carga y la descarga de productos, y otro terminal dedicado exclusivamente a la actividad de las barcazas que dan suministro de combustible a los buques que cruzan el Estrecho.

4.1.5.- Gestión de residuos

Todos los residuos generados en la refinería “Gibraltar-San Roque” son segregados desde el mismo momento en que se generan.

El tipo de segregación se realiza en función de la peligrosidad del residuo, recibiendo una gestión distinta según se trate de un residuo peligroso, industrial no peligroso o asimilable a urbano.

La gestión que se le realiza, tanto a estos residuos como al resto, es llevada a cabo por un gestor autorizado por la Consejería de Medio Ambiente. El tratamiento suele ser el de un físico-químico previo a un depósito final, una reutilización o incluso una valorización.

La refinería "Gibraltar-San Roque" posee una red de control de las aguas subterráneas y otra de gases en suelo. En la actualidad, se controlan un total de 117 piezómetros, de los cuales 80 se encuentran ubicados en el Área de la Refinería, 15 en el entorno de la Central de Ciclo Combinado "NGS", uno en la zona costera próxima a la desembocadura del arroyo Los Patos y los 21 restantes en el recinto de Petroquímica.

4.2.- Distribución en planta

En este apartado se va a proceder a mostrar una relación de los equipos que forman parte de la línea de producción de acrilonitrilo. Así como aquellas unidades no principales necesarias en el proceso.

- Unidades principales:

- Reactor catalítico de lecho fluidizado R-01.
- Columna de absorción A-01.
- Columna de absorción A-02.
- Columna de rectificación CR-01.
- Columna de rectificación CR-02.
- Columna de rectificación CR-03.

- Unidades secundarias:

- Depósitos de almacenamiento de propileno D-01.
- Depósitos de almacenamiento de amoniaco D-02.
- Horno calefactor H-01.
- Intercambiador de calor IC-01.
- Intercambiador de calor IC-02.
- Intercambiador de calor IC-03.
- Intercambiador de calor IC-04.
- Intercambiador de calor IC-05.
- Condensador CD-01.
- Reboiler RE-01.
- Condensador CD-02.
- Reboiler RE-02.
- Condensador CD-03.
- Reboiler RE-03.
- Bombas.
- Depósitos acumuladores (AC-01, AC-02, AC-03 y AC-04).
- Depósitos de almacenamiento de acrilonitrilo D-03.

Para la disposición de los equipos en la línea de proceso se tendrá en cuenta la separación mínima entre los equipos de acuerdo con las especificaciones de la Refinería Cepsa ESP-0200-1.

A continuación se muestra una tabla con las distancias requeridas de separación, estas distancias 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 4.1
Separación entre equipos. Especificaciones CEPSA.

DISTANCIA (m)	**Compresor**	**Reactor y/ó Recipiente**	**Intercambiador de calor**	**Aerorefrigerante**	**Bomba**
Compresor	3				
Reactor y/ó Recipiente	9	*			
Intercambiador de calor	9	*	1,5		
Aerorefrigerante	9	6	4,5	NM	
Bomba	9	3	3	3	2

Las distancias donde aparece NM no tienen especificadas ningún valor mínimo. Aquellas donde aparece un asterisco (*) se tomará el valor en función al diámetro del equipo. Si éste es inferior a 3 metros, estará a una distancia como mínimo de 2,5 metros de cualquier otro equipo, si el diámetro se encuentra entre 3 y 5 metros, la separación mínima será de 3 metros, y para diámetros superiores a 5 metros se encontraran a una distancia de cualquier otro equipo de 4 metros como mínimo.

Los tanques de almacenamiento se situaran con una distancia entre ellos de cómo mínimo, el valor del diámetro del más grande de los tanques, y la distancia entre un tanque y cualquier otro equipo del proceso será como mínimo de 9 metros. Por último, indicar que la distancia entre el tanque y el muro del cubeto donde esté ubicado será como mínimo la mitad del diámetro del tanque.

Se considerará una buena distribución que asegure una operación conveniente y un adecuado mantenimiento. El equipo que requiera regular atención del operador deberá colocarse cerca del puesto de mantenimiento. Se dejará suficiente espacio para trabajar, permitiendo un fácil acceso a todos los equipos. El equipo que requiera mantenimiento se posicionará convenientemente según el tipo de mantenimiento necesario. Para el reactor que se usa en este diseño, la sustitución del catalizador se realizará fácilmente si se posiciona el reactor en el exterior.

Para otros equipos que necesiten ser desmontados, como bombas, se recomienda sin embargo una posición interior. Además, los intercambiadores de calor deben colocarse en un lugar que permita retirar fácilmente la carcasa para la limpieza.

La seguridad es posiblemente el aspecto más importante a la hora de decidir la distribución en planta. Cuando un elevado número de personas va a trabajar de manera conjunta, deberán en todo caso mantenerse alejados de cualquier proceso peligroso. Aunque los puestos de control están a menudo cerca del equipo de proceso, se puede hacer una excepción cuando se trate de procesos peligrosos que deben mantenerse convenientemente aislados.
Cualquier tanque de almacenamiento peligroso deberá mantenerse al menos a 70 metros de los límites exteriores de la planta. Se requiere la utilización de paredes de seguridad alrededor de todos los equipos potencialmente explosivos. Además, se recomiendan al menos dos rutas de escape para todos los operadores desde cada nivel o cada edificio de proceso.

Para la planta que está siendo diseñada, el acrilonitrilo y el ácido cianhídrico se consideran sustancias potencialmente peligrosas. Deberá tomarse serio cuidado en aspectos tales como paredes de seguridad, distancias adecuadas así como mantener al personal suficientemente alejado de zonas peligrosas.

CAPÍTULO 5: MATERIAS PRIMAS Y PRODUCTOS

En este apartado se van a exponer las características principales de las materias primas que forman parte de la línea de proceso de producción y a la descripción del producto principal producido, el acrilonitrilo.

Además se exponen las las propiedades del material utilizado como aislante térmico de los equipos y tuberías que conforman la línea de proceso. También se va a proceder a caracterizar las líneas de servicios auxiliares principales, como son el agua de refrigeración, el vapor de media presión, agua de baja y de alta presión y el suministro eléctrico.

5.1.- Materias Primas

Las materias primas necesarias para la línea de producción de acrilonitrilo diseñada son el propileno, el oxígeno y el amoniaco. A continuación se va a resumir las características principales de estos compuestos que forman parte de la línea de producción.

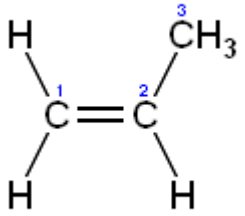
5.1.1.- Propileno

El propileno, también llamado propeno ($H_2C=CH–CH_3$) es un hidrocarburo incoloro e inodoro que pertenece a la familia de los alquenos. Es un homólogo del etileno. Como todos los alquenos presenta el doble enlace como grupo funcional.

Constituye una de las principales olefinas ligeras y se trata de un gas muy volátil que se suele almacenar como un líquido a presión. Es uno de los productos de la termólisis del petróleo, y se separa de los demás

compuestos por operaciones de destilación a baja temperatura. Se recogen en la siguiente tabla sus principales características:

Tabla 5.1
Propiedades del propileno

PROPIEDAD	**VALOR**
Fórmula molecular	C_3H_6
Estructura química	
Estado de agregación	Gaseoso
Densidad (15ºC, 1.013 bar)	1,81 kg/m^3
Masa molecular	42,08 g/mol
Punto de fusión	-185,3 °C
Punto de ebullición	-47,7 °C
Temperatura crítica	91ºC
Presión crítica	46,1 bar
Temperatura de auto ignición	455 °C
Apariencia	Gas incoloro
Olor	Algo dulce

En cuanto a los usos del propileno destacar que la distribución aproximada de su consumo en la industria química es la siguiente:

- 60% Polipropileno. El es derivado que ha experimentado un mayor crecimiento en los últimos años.

- 9% Acrilonitrilo, utilizado como fibra sintética y para la obtención de resinas termoplásticas (ABS, SAN, ASA), cauchos especiales (NBR) y otros derivados.
- 7% Óxido de propileno, intermedio para la obtención del propilenglicol, polipropoxidados y otros productos.
- 7% Derivados oxo, butiraldehído y n-butanol.
- 6% Cumeno, intermedio para la obtención de fenol y acetona.
- 2% Alcohol isopropílico, disolvente intermedio para la obtención de acetona.
- 9% Otras aplicaciones (epiclorhidrina, cloruro de alilo, etc.).

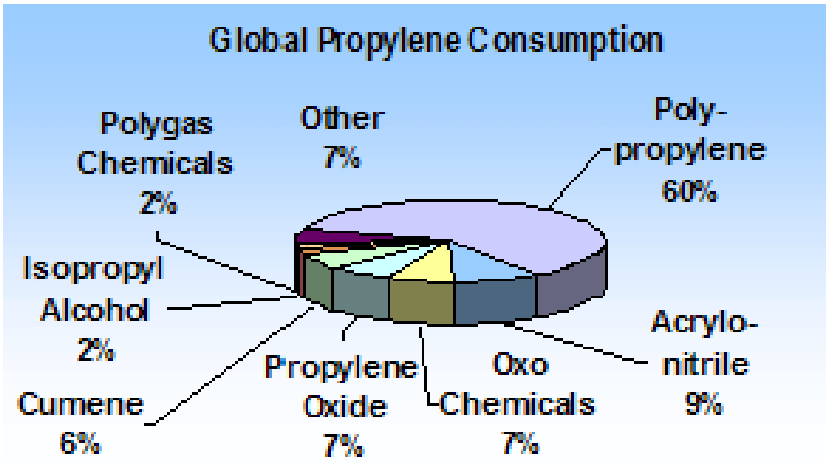


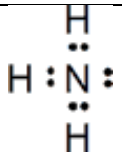
Figura 5.1. Consumo global de propileno en la industria

5.1.2.- Amoniaco

El amoniaco es un compuesto químico cuya molécula consiste en un átomo de nitrógeno (N) y tres átomos de hidrógeno (H). El amoníaco, a temperatura ambiente, es un gas incoloro de olor muy penetrante y nauseabundo. Se disuelve fácilmente en el agua y se evapora rápidamente. Generalmente se vende en forma líquida.

Se produce naturalmente por descomposición de la materia orgánica pero también se fabrica industrialmente por el método denominado proceso Haber-Bosch (Fritz Haber y Carl Bosch recibieron el Premio Nobel de química en los años 1918 y 1931). El proceso consiste en la reacción directa entre el nitrógeno y el hidrógeno gaseosos. Se recogen en la siguiente tabla sus principales características:

Tabla 5.2
Propiedades del amoniaco

PROPIEDAD	**VALOR**
Fórmula molecular	NH_3
Estructura química	
Estado de agregación	Gaseoso
Densidad (15ºC, 1.013 bar)	0,73 kg/m^3
Masa molecular	17,03 g/mol
Punto de fusión	-77,73 °C
Punto de ebullición	-33,34 °C
Temperatura crítica	132,4ºC
Presión crítica	112,8 bar
Temperatura de auto ignición	630 °C
Apariencia	Gas incoloro
Olor	Penetrante y desagradable

El amoníaco se usa como materia prima para un número elevado de aplicaciones. Este producto es utilizado en la fabricación de fertilizantes agrícolas, fibras y plásticos, de productos de limpieza, de explosivos, entre otros. De entre todas sus aplicaciones se pueden destacar:

- Fertilizantes: sulfato de amonio, fosfato de amonio, nitrato de amonio y urea.

- Productos químicos: ácido nítrico (sobretodo utilizado en la preparación de explosivos).
- Fibras y plásticos: nylon y otras poliamidas.
- Productos de limpieza: detergentes y suavizantes de ropa.

5.1.3.- Oxígeno

El oxígeno es un elemento químico de número atómico 8 y símbolo O. En su forma molecular más frecuente, la diatómica, O_2, es un gas a temperatura ambiente.

Se recogen en la siguiente tabla sus principales características:

Tabla 5.3
Propiedades del oxígeno

PROPIEDAD	**VALOR**
Fórmula molecular	O_2
Estructura química	O=O
Estado de agregación	Gaseoso
Densidad (15ºC, 1.013 bar)	1,35 kg/m^3
Masa molecular	32 g/mol
Punto de fusión	-222,8 °C
Punto de ebullición	-182,97 °C
Temperatura crítica	-118,6ºC
Presión crítica	50,43 bar
Apariencia	Gas incoloro
Olor	Inodoro

Representa aproximadamente el 20,9% en volumen de la composición de la atmósfera terrestre. Es uno de los elementos más importantes de la química orgánica y participa de forma muy importante en

el ciclo energético de los seres vivos, esencial en la respiración celular de los organismos aeróbicos.

Es un gas incoloro, inodoro (sin olor) e insípido y reacciona con la práctica totalidad de los metales (exceptuando los metales nobles) provocando la corrosión.

En cuanto a aplicaciones del oxígeno se puede señalar que se usan grandes cantidades en los sopletes para soldar a altas temperaturas, en los cuales, la mezcla de oxigeno y otro gas produce una llama con una temperatura muy superior a la que se obtiene quemando gases en aire.

El aire enriquecido con oxigeno se usa para fabricar acero en los hornos de hogar abierto. El oxigeno de gran pureza se utiliza en la industria de fabricación de metal y de algunos productos químicos en los que se requiera alto grado de pureza.

Es muy importante como líquido propulsor en los mísiles teledirigidos y en los cohetes.

La medicina también hace uso del oxígeno suministrándolo como suplemento a pacientes con dificultades respiratorias; y se emplean botellas de oxígeno en diversas prácticas deportivas como el submarinismo o laborales, en el caso de acceder a lugares cerrados, o escasamente ventilados, con atmósferas contaminadas (limpieza interior de depósitos, trabajo en salas de pintura, etc.).

5.2.- Producto principal: Acrilonitrilo

El acrilonitrilo, cianuro de vinilo o cianoetileno es un líquido volátil, claro, transparente y ligeramente amarillo bajo condiciones normales de presión y temperatura. Además tiene un leve olor característico como a cebolla o ajo. Se trata de una molécula insaturada que tiene un doble enlace carbono-carbono conjugado con un grupo nitrilo.

El acrilonitrilo es miscible con numerosos solventes orgánicos como la acetona, benceno, éter dietílico, acetato etílico, tolueno y metanol. Su solubilidad en agua varía entre 71.5 g/L a 0°C y 111 g/L a 80°C.

El acrilonitrilo forma azeótropos con el agua y con un gran número de solventes orgánicos. Se trata de un compuesto explosivo y altamente inflamable. Los productos de su combustión incluyen dióxido de carbono, vapor de agua, óxidos de nitrógeno y monóxido de carbono. Si se realiza la combustión con poco oxígeno se puede formar ácido cianhídrico y los polímeros podrían liberar monómeros de acrilonitrilo. El acrilonitrilo es un compuesto muy reactivo debido a la activación de su doble enlace y la conjugación con el grupo polar nitrilo. Sufre polimerización espontánea y exotérmica y por tanto debe ser inhibida durante el transporte y almacenamiento con etilhidroquinona. Es altamente reactivo con sustancias oxidantes, álcalis y ácidos.

La homo-polimerización y co-polimerización del acrilonitrilo tiene lugar rápidamente en presencia de iniciadores aniónicos o productores de radical libre como peróxidos o también en exposiciones a la luz visible.

Otras reacciones del doble enlace incluyen la hidrogenación, cianoetilación, hidromerización e hidroformilación. Las reacciones más importantes del grupo nitrilo son la hidrólisis y la alcohólisis.

Los productos de la hidrólisis son la acrilamida en la primera etapa y el ácido acrílico en la etapa final. Los ésteres del ácido acrílico se forman durante la alcohólisis catalizada del acrilonitrilo con alcoholes primarios. Otras reacciones sulfúricas catalizadas del acrilonitrilo incluyen aquellas con olefinas o alcoholes terciarios para obtener acrilamidas N-sustituidas o con formaldehído para formar N,N-metilenbisacrilamida o 1,3,5-triacrilhexahidro-s-triazina.

A continuación en las siguientes tablas se recogen en más detalles sus características:

Tabla 5.4
Propiedades del acrilonitrilo

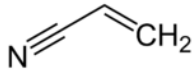
PROPIEDAD	**VALOR**
Fórmula molecular	C_5H_3N
Estructura química	
Estado de agregación	Líquido
Densidad (20ºC, 1.013 bar)	812,59 kg/m^3
Masa molecular	53,1 g/mol
Punto de fusión	-83,55 °C
Punto de ebullición	77,3 °C
Temperatura crítica	246ºC
Presión crítica	35,4 bar
Temperatura de auto ignición	482ºC
Apariencia	Líquido amarillento
Olor	Desagradable
Punto de congelación	-88,55ºC
Presión de vapor (20ºC)	0,12 bar
Solubilidad en agua (20ºC)	73 g/l
Tensión superficial (25ºC)	26,63 mN/m

Tabla 5.5
Solubilidades del acrilonitrilo en agua (Patrick W. Langvardt)

Temperatura (ºC)	**Fracciones molares (%)**	
	Acrilonitrilo en agua	**Agua en acrilonitrilo**
0	7.15	2.10
10	7.17	2.55
20	7.30	3.08
30	7.51	3.82
40	7.90	4.85
50	8.41	6.15
60	9.10	7.65
70	9.90	9.21
80	11.10	10.95

Tabla 5.6
Azeótropos del acrilonitrilo (Patrick W. Langvardt)

Azeótropo	**Punto ebullición (ºC)**	**Concentración acrilonitrilo (% peso)**
Benceno	73.3	47
Alcohol isopropil	71.7	56
Metanol	61.4	39
Tetracloruro de carbono	66.2	21
Agua	71	88
Tetraclorosilano	51.2	89

Tabla 5.7
Datos termodinámicos del acrilonitrilo
("Encyclopedia of Chemical Technology", 4th Edition, Vol. 1)

Propiedad	**Valor**
Flash point	0ºC
Energía libre de formación (25ºC)	195 kJ/mol
Entalpía de formación (25ºC) Gas	185 kJ/mol
Entalpía de formación (25ºC) Líquido	150 kJ/mol
Calor de combustión (25ºC) Líquido	1761,5 kJ/mol
Calor de vaporización (25ºC)	32,65 kJ/mol
Calor de polimerización	72,4±2,1 kJ/mol
Capacidad calorífica molar, líquido	2,09 kJ/(kg·K)
Calor molar de fusión	6,61 kJ/mol
Entropía	274,06 kJ/(mol·K)

5.3.- 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.

El proceso Sohio utiliza generalmente una serie de complejos catalizadores. Éstos suelen ser catalizadores de óxido de metal ó

combinaciones de compuestos que contienen al menos dos metales diferentes donde el segundo metal es casi siempre un metal de transición. Algunos de los catalizadores más conocidos para la amoxidación son Bi_2O_3+MoO_3 y UO_3+Sb_2O_4. El óxido de bismuto Bi_2O_3 tiene una actividad baja y causa la oxidación completa mientras que el de molibdeno, MoO_3 tiene buena selectividad pero menor actividad que el Bi_2O_3.

El primero de los catalizadores comerciales empleados en la amoxidación fue de bismuto fosfomolibdato ($Bi_9PMo_{12}O_{52}$). En 1972, Sohio anunció un catalizador para la amoxidación con propiedades superiores (mayor selectividad), este catalizador tiene la siguiente forma: $M_8^{+2}Fe_3^{+3}Bi^{+3}$ + $(MoO_4)_{12}O_2^{2-}$, donde M^{2+} puede ser níquel, cobalto o magnesio. El catalizador que hoy en día es aplicado para el proceso Sohio es un catalizador formado por óxido de bismuto.

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 51 μm, aconsejadas para trabajar en el caso de que el sistema de reacción se comporte como un lecho fluidizado. Además 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.

Según todo lo anterior, y en base a su actividad y estabilidad bajo las condiciones de reacción se elegirá como catalizador un compuesto formado por óxido de molibdeno y bismuto, $Bi_2Mo_3O_{12}$ soportado en óxido se silicio SiO_2.

El catalizador de óxido de metal utilizado en el proceso se prepara generalmente por la precipitación de una solución. En este proceso, una solución acuosa de sales metálicas, compuesta por nitrato de bismuto y molibdato de amonio, se mezcla rápidamente para la precipitación de estos productos.

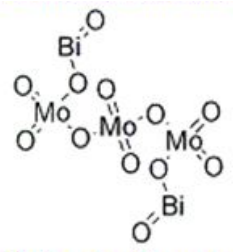
Dependiendo de la relación Bi/Mo, el pH y el tiempo de interacción, estos precipitados se filtran, lavan, secan, y se calientan a temperaturas de 500ºC-800ºC para formar el catalizador final. El catalizador se envía a un molino para obtener partículas del tamaño deseado, en este caso se usarán de 51μm.

El fallo en el catalizador se produce por la deposición de material carbonáceo procedente de los reactivos. La actividad del catalizador también puede verse reducida durante el proceso de reacción debido a pérdidas de oxígeno de la molécula de bismuto. Para remediar esto, lo ideal sería conseguir una regeneración in-situ. La reoxidación del catalizador ocurre por adsorción y disociación de oxígeno en vacantes aniónicas asociadas al molibdeno. Las vacantes aniónicas en el bismuto son reoxidadas mediante transferencia del oxígeno que proviene del molibdeno oxidado.

La vida útil del catalizador en un reactor de lecho fluidificado es aproximadamente de un año.

Se recoge en la siguiente tabla las principales características del catalizador empleado.

Tabla 5.8
Propiedades del catalizador
(Advanced Technology Industrial)

Propiedad	**Valor**
Fórmula química	$Bi_2Mo_3O_{12}$
Estructura química	
Peso molecular	897,77 g/mol
Forma de partículas	Esferas
Diámetro de partículas	51µm
Densidad	2,5 g/cm^3

5.4.- Aislamiento

Para el aislamiento de los equipos que operan a temperatura elevada y tuberías que transportan fluidos a temperatura excesivas (mayor a 65 ºC) 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 también 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.

5.5.- Servicios Auxiliares

Además de la materia prima requerida para llevar a cabo el proceso de amoxidación del propileno, así como la presencia de catalizador en la unidad 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.

5.5.1.- Electricidad

Se necesita energía eléctrica para el funcionamiento de todos los equipos del proceso, así como sistemas de alumbrado, impulsión,

ventilación, etc. La Refinería suministra a la línea de producción toda la electricidad requerida.

5.5.2.- Agua de refrigeración

En los condensadores de las tres columnas de rectificación del proceso se utilizará agua de refrigeración de la Refinería, que se encuentra a presión atmosférica.

5.5.3.- Agua de alta presión

Para la refrigeración del reactor, debido a su fuerte carácter exotérmico, se utilizará agua a 46,09 bar y a temperatura de saturación. La finalidad de este tipo de refrigeración es producir a su vez, vapor de alta presión, rentabilizando así el proceso.

5.5.4.- Agua de baja presión

El uso de ésta se requiere en el intercambiador de calor IC-03, donde se refrigera la corriente de gases de salida del reactor hasta la temperatura óptima para la entrada en el primer absorbedor. Se produce a su vez la evaporación del agua hasta vapor de baja presión a 1,013 bar.

5.5.5.- Vapor de media presión

El uso del vapor de media presión se requiere en los calderines que forman parte de los equipos auxiliares de las tres columnas de rectificación. En estos procesos, se produce la evaporación de parte del líquido procedente de colas de la columna, para su recirculación a ésta, mientras que el vapor de agua a 10,3 bar se condensa obteniéndose agua de media presión.

CAPÍTULO 6: DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROCESO

6.1.- Esquema de la línea de producción

Los equipos principales diseñados en la línea de proceso de producción de acrilonitrilo se listan a continuación:

- Un reactor catalítico de lecho fluidizado.
- Dos columnas de absorción.
- Tres columnas de rectificación dotadas con sus equipos auxiliares.
- Un horno de calentamiento de gases.
- Cinco intercambiadores de calor.
- Cuatro acumuladores de reflujo.
- Tanques de almacenamiento.

La línea de proceso del presente Proyecto Fin de Carrera se diseña para una producción de 75.000 t/año de acrilonitrilo a partir de la amoxidación de propileno.

Se decide esta cantidad concreta de acrilonitrilo a producir, en función de la disponibilidad de propileno como materia prima, que como ya se ha indicado anteriormente, procede de una planta de separación propano-propileno instalada en la misma refinería, y objeto de diseño de un Proyecto Fin de Carrera de la Universidad de Cádiz del año 2009.

En las **Figuras 6.1** y **6.2** se presenta un esquema simplificado del proceso. En la primera de ellas (**Figura 6.1**) se muestra la zona de reacción y de absorción, y en la segunda (**Figura 6.2**) se puede observar la zona de purificación mediante columnas de rectificación.

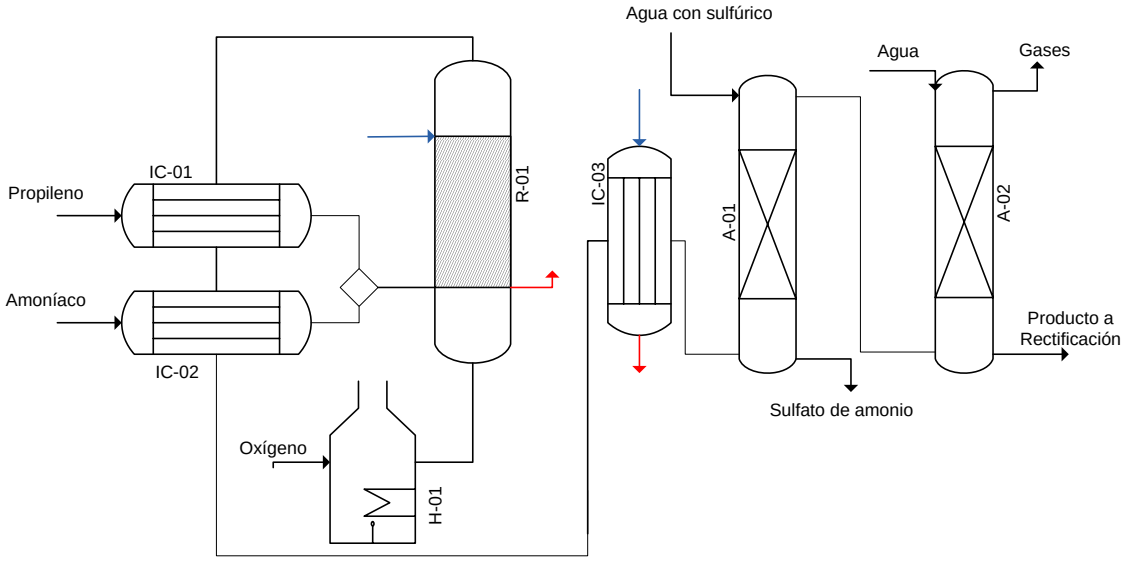


Figura 6.1. Esquema del proceso: Reacción y absorción.

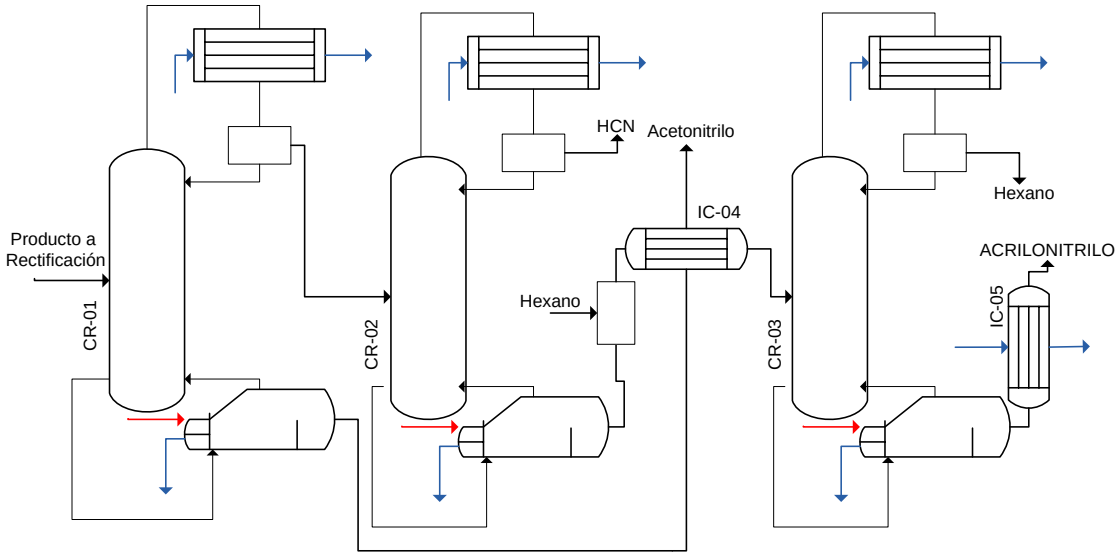


Figura 6.2. Esquema del proceso: Rectificación.

6.2.- Almacenamiento de la materia prima

Para el almacenamiento de cada materia prima (amoniaco y propileno), se instalan 4 depósitos esféricos de almacenamiento construidos en acero al carbono SA-285.

El transporte de estos productos hasta la zona de acondicionamiento de las materias primas, se lleva a cabo por medio de una conducción en la que no es necesario instalar ningún sistema de impulsión ya que los fluidos se encuentran almacenados a alta presión.

6.3.- Acondicionamiento de la materia prima

El amoniaco se encuentra almacenado a temperatura ambiente (20ºC) a una presión de 14,52 atm, esta corriente se hace pasar por una válvula de reducción de presión hasta llevarla a 8,45 atm (presión de saturación) y a continuación por un intercambiador de calor, IC-02, donde se evapora y alcanza una temperatura de 75ºC. A su vez, el propileno, que se encuentra almacenado a la misma presión y temperatura (15 kg/cm^2, 20ºC), se descomprime hasta 10,1 atm (presión de saturación) y se evapora en un intercambiador de calor, IC-01, donde se eleva su temperatura hasta los 75ºC.

A continuación la corriente de propileno y la de amoniaco se unen antes de la entrada del reactor y esta nueva corriente se descomprime hasta las condiciones de operación, 2 atm. Esta descompresión produce un enfriamiento de la corriente de 10ºC. Con estas condiciones, se introduce la corriente de amoniaco y propileno en el reactor, por la parte superior de la placa distribuidora de gases.

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

calefactor para ambos equipos será la corriente de gases procedente de la unidad de reacción, que contiene ácido cianhídrico.

Por otro lado, el oxígeno que llega a 1,5ºC y 3 atm, se hace pasar por un horno para su calentamiento, H-01. Este horno utiliza como combustible gas natural, y el oxígeno alcanzará una temperatura de 450ºC.

La corriente de oxígeno proveniente del horno, a 450ºC y 2.5 atm, se introduce en el reactor por la parte inferior de la placa distribuidora.

6.4.- Reacción

La reacción de amoxidación de propileno se llevara a cabo en un reactor catalítico de lecho fluidizado.

Amoniaco, propileno y oxígeno se mezclan íntimamente a medida que ascienden por el lecho fluido catalítico donde se convierten directamente por contacto con el sólido catalítico y mediante una única etapa en acrilonitrilo y sus subproductos asociados. La reacción exotérmica para dar acrilonitrilo tiene un tiempo de residencia de unos cinco segundos y el calor de reacción resultante se utiliza para producir vapor de alta presión.

Los reactivos se añaden de forma separada a la cámara del reactor para evitar la reacción antes de la llegada al reactor.

La conversión del propileno para formar acrilonitrilo que se alcanza en el reactor, haciendo uso del catalizador elegido, $Bi_2Mo_3O_{12,}$ llega hasta un 76%.

La refrigeración del reactor se lleva a cabo por medio de agua de alta presión de la Refinería a 258.8ºC y 46.09 bar, y es introducida en el reactor

a través de un sistema de tubos, en los cuales sucede la evaporación de ésta, produciéndose vapor de alta presión.

El reactor cuenta además con una válvula de desahogo y alivio de presión en la tubería de salida del producto como una medida de seguridad.

Para la construcción del reactor, así como de los tubos de refrigeración, se utilizará acero inoxidable AISI 316L.

6.5.- Enfriamiento

Tras abandonar el reactor, la corriente de producto se debe enfriar para facilitar el proceso de separación posterior. Para ello, se emplea una batería de tres intercambiadores de calor instalados en serie.

Los dos primeros intercambiadores por los que pasa la corriente de producto, son IC-01 y IC-02, en los cuales, se enfriará esta corriente a la vez que las corrientes de propileno y amoniaco, respectivamente, se calientan, como ya se explicó en el **Apartado 6.2**. del presente capítulo.

Esta corriente, tras abandonar el segundo intercambiador, IC-02, se encuentra a una temperatura de 225,2ºC por lo que es necesario un tercer intercambiador de calor con el objetivo de reducir esta temperatura hasta 200ºC. Este intercambiador, IC-03, utiliza como fluido refrigerante agua de baja presión, que tras abandonar el intercambiador se habrá evaporado, obteniéndose vapor saturado de baja presión.

Al igual que los dos intercambiadores anteriores, por existir la presencia de un componente corrosivo (HCN), se construirá tanto la carcasa como los tubos, en acero inoxidable AISI 316L.

6.6.- Purificación

La purificación del producto puede dividirse en dos etapas; una primera etapa de absorción para la eliminación del amoniaco y los gases no deseados por medio de dos columnas de absorción y una segunda etapa formada por tres columnas de rectificación donde se procederá a la purificación final del acrilonitrilo.

6.6.1.- Absorción

Una vez enfriada la corriente gaseosa del reactor, ya es posible introducirla en la siguiente unidad sin ningún tipo de sistema de impulsión debido a que la corriente de salida del reactor se encuentra aproximadamente a 2 atm, con lo cual la corriente llega a sobrepresión al absorbedor.

Se introduce en una columna de absorción con reacción química, A-01. En esta columna, el amoniaco se elimina por absorción con una solución de ácido sulfúrico muy diluida (1% en peso), así el amoniaco se convierte en sulfato de amonio que se enviará a la planta de recuperación de sulfato. La reacción que se da es la siguiente:

$$2NH_3 + H_2SO_4 \rightarrow (NH_4)_2SO_4$$

La corriente gaseosa de producto de salida del absorbedor, que se encuentra a una temperatura de 92ºC se introduce en la segunda columna de absorción, A-02, donde se pondrá en contacto a contracorriente con un flujo de agua que absorberá el acrilonitrilo, acompañado de otros compuestos solubles, y se eliminarán los gases inertes, dióxido de carbono, monóxido de carbono, oxígeno y propileno. Esto gases se envían posteriormente a un incinerador y luego se ventean a la atmósfera.

Ambas columnas de absorción serán fabricadas con acero inoxidable AISI 316L, debido, al igual que en los equipos anteriores, a la presencia de ácido cianhídrico.

6.6.2.- Rectificación

La última etapa de purificación consiste en someter a la corriente de producto a tres rectificaciones consecutivas.

La corriente líquida procedente de la segunda columna de absorción, está formada por acrilonitrilo, ácido cianhídrico, y acetonitrilo disueltos en agua. Esta corriente, que se encuentra a 82ºC, es impulsada a través de una bomba hasta la primera de las columnas de rectificación, CR-01.

En esta columna se procede a la separación del acetonitrilo y de la mayor parte del agua de la corriente como productos de cola de columna. Los componentes de la corriente de producto son ácido cianhídrico, acrilonitrilo, y algo de agua debido a que ésta forma un azeótropo con el acrilonitrilo, y se obtienen como destilado por la parte superior de la torre a una temperatura de 63ºC. Esta corriente es impulsada a través de una segunda bomba hasta la siguiente columna.

La segunda columna de rectificación, CR-02, tiene como objetivo la eliminación como destilado del ácido cianhídrico presente, el cual es conducido hasta su tanque de almacenamiento para su posterior venta. Como producto de colas se obtiene el compuesto de interés, el acrilonitrilo, con una pequeña cantidad de agua, que como se ha mencionado antes, no ha sido posible separar hasta ahora debido a la existencia de un azeótropo. Esta corriente se encuentra a 71ºC y antes de la entrada en la última de las columnas se procede a su mezclado con una corriente de n-hexano, cuya misión es romper el azeótropo acrilonitrilo-agua, tras mezclar ambas corrientes, pasarán por un intercambiador de calor, IC-04, para llevarla

hasta la temperatura óptima de la alimentación de la última columna, 69,4ºC. En este intercambiador de calor se utiliza como fluido calefactor la corriente de acetonitrilo y agua obtenida por colas de la primera columna de rectificación ya que se encuentra a elevada temperatura.

La corriente es impulsada por una bomba para introducirse en la tercera columna de rectificación, CR-03, donde se obtendrá el acrilonitrilo como producto de cola de columna, con una pureza del 99,8% molar. Esta corriente se encuentra a 77ºC, por lo que antes de ser almacenada pasará por un intercambiador de calor, IC-05, para llevarla hasta 30ºC, temperatura a la que se almacenará en el tanque. Esto se consigue utilizando como fluido refrigerante agua de la Refinería a 7ºC.

Por las mismas razones que el resto de los equipos, las tres columnas de rectificación así como sus elementos auxiliares: condensador y calderín, y los intercambiadores de calor IC-04 y IC-05 serán construidos con acero inoxidable AISI 316L, excepto la carcasa del IC-05 que se fabricará en acero al carbono SA-285, ya que por ella circulará agua.

6.7.- Almacenamiento del producto final

La corriente de acrilonitrilo final, será almacenada en cuatro tanques de almacenamiento de forma cilíndrica a una temperatura de 30ºC, construidos con acero al carbono SA-285.

CAPÍTULO 7: DEPÓSITOS DE ALMACENAMIENTO

7.1.- Introducción.

Los tanques de almacenamiento se pueden clasifican en tres tipos:

- Cilíndricos Horizontales
- Cilíndricos Verticales de Fondo Plano
- Esferas a presión

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 coste bajo, con la limitación de que sólo se pueden usar a presión atmosférica o presiones internas relativamente pequeñas.

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 estos tipos de techos.

- 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.

- 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.

- 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.

El tercer tipo de depósito de almacenamiento son las esferas a presión. Si se dispusiera almacenar algunos gases licuados a presión atmosférica, se requerirían tanques que mantuvieran una temperatura de bastantes grados bajo cero, con toda la complejidad que ello implica. Por esto, se utilizan recipientes a presión con forma esférica que trabajan generalmente a una presión interior de 15 kg/cm^2 y a temperatura ambiente.

Estos recipientes se diseñan de acuerdo a normas API, que consideran el diseño del recipiente a presión como lo hace el Código ASME sección VIII. Comparados con un tanque cilíndrico, la ventaja fundamental que presentan estos equipos es que cuando se los saca de servicio se los puede inspeccionar visualmente a ambos lados de la chapa

en su totalidad. La línea de llenado ingresa al recipiente por la parte superior, y la de aspiración toma el producto por la parte inferior. Por norma de seguridad, deben contar con válvulas de bloqueo de accionamiento remoto para el caso de siniestros que pudieran ocurrir.

Como todo recipiente crítico a presión, las esferas de almacenamiento deben contar con doble válvula de seguridad independientes, doble sistema para la lectura de nivel independientes y dos medios independientes para la lectura de presión. Cuentan también con su instalación contra incendios, comprendida por rociadores, monitores, instalaciones de espuma, etc.

Estos recipientes no utilizan ningún sistema para el vaciado o el llenado. Esto se debe a que se trabaja con el equilibrio líquido –vapor del gas que hay en su interior. Al bajar la presión (vaciado), más producto pasa a la fase vapor. Durante el llenado, el aumento de presión hace que el producto vuelva a la fase líquida. La presión es aproximadamente constante. De todas formas, las válvulas de seguridad ventean a la línea de antorchas ante cualquier aumento de presión.

Las esferas se construyen en gajos utilizando chapas de acero y se sostienen mediante columnas que soporten el peso de la esfera completa durante la prueba hidráulica. La esfera contará con una escalera para acceder a la parte superior y poder mantener así las válvulas de seguridad, aparatos de telemedición, etc.

7.2.- 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 kg/cm^2. El estándar A.P.I. 650 sólo cubre aquellos tanques en los cuales se almacenan fluidos líquidos y están construidos 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.

Por otra parte, las esferas a presión se diseñan 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.

7.3.- Diseño de los depósitos de almacenamiento

Para la línea de producción de acrilonitrilo del presente Proyecto Fin de Carrera, se necesitan tanques de almacenamiento para las materias primas: amoniaco y propileno, y para el producto final, acrilonitrilo.

Se han elegido esferas a presión para el almacenamiento de las materias primas, debido a que estos compuestos a temperatura ambiente son gaseosos y se quiere evitar la necesidad de llevarlos a muy baja temperatura para que se encuentren en estado líquido. Se tendrán por tanto, para el amoniaco y el propileno, tanques esféricos sometidos a una presión de 15 kg/cm^2 y a temperatura ambiente.

En el caso del almacenamiento del producto final, acrilonitrilo, debido a su estado de agregación, líquido a temperatura ambiente, se almacenará en tanques cilíndricos 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

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. Se eligen techos flotantes cubiertos, para asegurar una menor pérdida de producto almacenado en forma de vapor, puesto que se protege el tanque de la radiación solar.

7.3.1.- Depósitos de almacenamiento de propileno

Los tanques de almacenamiento de propileno se usan como depósitos para contener una reserva suficiente de este producto para su posterior uso en la línea de proceso. Como se ha justificado en el apartado anterior se diseñarán tanques esféricos sometidos a 15 kg/cm^2 de presión y a temperatura ambiente.

7.3.1.1.- Diseño de los depósitos

En primer lugar se han calculado los volúmenes de las esferas, suponiendo un 80 % de volumen útil. Teniendo en cuenta que el tiempo de almacenamiento se fija para 3 días, será necesario almacenar 1.572,4 m^3 de propileno, por lo que se diseñan dos depósitos de almacenamiento con una capacidad de 1.022,7 m^3 cada uno, que corresponde a esferas de 12,5 m de diámetro.

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 propileno.

El material a emplear será acero al carbono SA-285, puesto que atendiendo a las propiedades del propileno es el material más económico.

7.3.1.2.- Cubeto de retención

Los depósitos de almacenamiento de propileno 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 CEPSA 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, y se fija en 12,5metros. En cuanto a la capacidad del cubeto, será como mínimo la capacidad útil del recipiente mayor, sobredimensionándolo un 10%, dado que todas las esferas son iguales, se toma como capacidad del cubeto 1.200 m^3.

7.3.2.- Depósitos de almacenamiento de amoniaco

Los tanques de almacenamiento de amoniaco se usan como depósitos para contener una reserva suficiente de este producto para su posterior uso en la línea de proceso. Como ya se ha justificado se diseñarán tanques esféricos sometidos a 15 kg/cm^2 de presión y a temperatura ambiente.

7.3.2.1.- Diseño de los depósitos

En primer lugar se han calculado los volúmenes de las esferas, suponiendo un 80 % de volumen útil. Teniendo en cuenta que el tiempo de

almacenamiento se fija para 3 días, será necesario almacenar 535,71 m^3 de amoniaco, por lo que se diseñan dos depósitos de almacenamiento con una capacidad de 381,7 m^3 cada uno, que corresponde a esferas de 9 m de diámetro.

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 amoniaco.

El material a emplear será acero al carbono SA-285, puesto que atendiendo a las propiedades del amoniaco es el material más económico.

7.3.2.2.- Cubeto de retención

Los depósitos de almacenamiento de amoniaco 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 CEPSA 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, y se fija en 9 metros. En cuanto a la capacidad del cubeto, será como mínimo la capacidad útil del recipiente mayor, dado que todas las esferas son iguales, se toma como capacidad del cubeto 450 m^3.

7.3.3.- Depósitos de almacenamiento de acrilonitrilo

Los tanques de almacenamiento del producto final se usan como depósitos para contener la reserva de este producto para su posterior uso o venta. 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 7.3** del presente capítulo.

7.3.3.1.- Diseño de los depósitos

En primer lugar se han calculado los volúmenes de los tanques, suponiendo un llenado del 50%. Si se considera la norma API 650 y teniendo en cuenta que el tiempo de almacenamiento se fija para 3 días, será necesario almacenar 900,72 m^3 de acrilonitrilo, por lo que se diseñan dos depósitos de almacenamiento con una capacidad de 957,84 m^3 cada uno, que corresponde a tanques de 9,33 m de diámetro y 14 m de altura.

Como en los casos anteriores, 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 acrilonitrilo de idénticas dimensiones.

El material a emplear será acero al carbono SA-285, puesto que atendiendo a las propiedades del acrilonitrilo es el material más económico.

7.3.3.2.- Cubeto de retención

Los depósitos de almacenamiento de acrilonitrilo también 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 CEPSA 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, y se fija en 14 metros. En cuanto a la capacidad del cubeto, será como mínimo la capacidad útil del recipiente mayor, dado que todos los tanques son iguales, se toma como capacidad del cubeto 1.100 m^3.

CAPÍTULO 8: INTERCAMBIADORES DE CALOR

8.1.- Introducción

Los equipos de transmisión 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.
- 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 que se exponen a continuación.

- Intercambiadores de calor de doble tubo:

Estos intercambiadores tienen como ventaja su facilidad de desmontar y la obtención de altos rendimientos al operar en contracorriente. Entre sus inconvenientes se puede destacar la posibilidad de riesgos de fugas en los empalmes, la flexión del tubo interior si es demasiado largo y las 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.

- 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 ºC.
- El intervalo de presión en los conductos o aberturas de las placas, limitan el caudal que fluye a través de ellas.
- Son muy caros.

8.1.1. -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 450 ºC) es superior al de operación de este intercambiador (25-150 ºC), además produce elevadas pérdidas de carga y tiene un elevado precio.

En cuanto al intercambiador de doble tubo tampoco es aconsejable ya que las superficies de transferencia de calor muy pequeñas y el riesgo de fugas que implican, no son adecuados para esta instalación. Por todo esto, en el presente Proyecto se diseñan intercambiadores de calor de contracorriente del tipo carcasa y tubos, dado su elevada superficie de transferencia, así como por su facilidad de limpieza y mantenimiento. Esta elección está basada, además, en las condiciones y propiedades físicas del proceso, puesto que las corrientes a enfriar y calentar presentan un caudal 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.

En la siguiente figura se muestra un esquema simplificado del funcionamiento de un intercambiador de calor de este tipo.

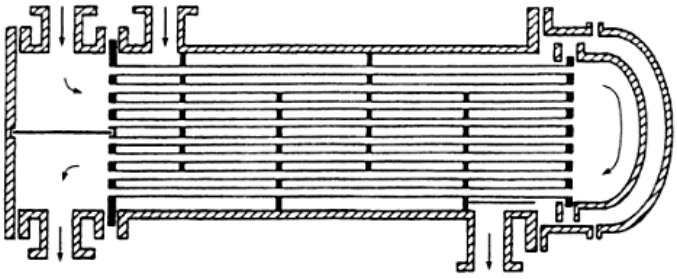


Figura 8.1. Intercambiador de calor de carcasa y tubos

8.1.2.- Normativa y código de diseño del intercambiador de calor de carcasa y tubos

El código seguido en este Proyecto para el diseño de los intercambiadores de calor es el Código 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 carcasa 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.

En la siguiente figura se muestran las diferentes designaciones para cada tipo de intercambiador de carcasa y tubos, según las normas TEMA.

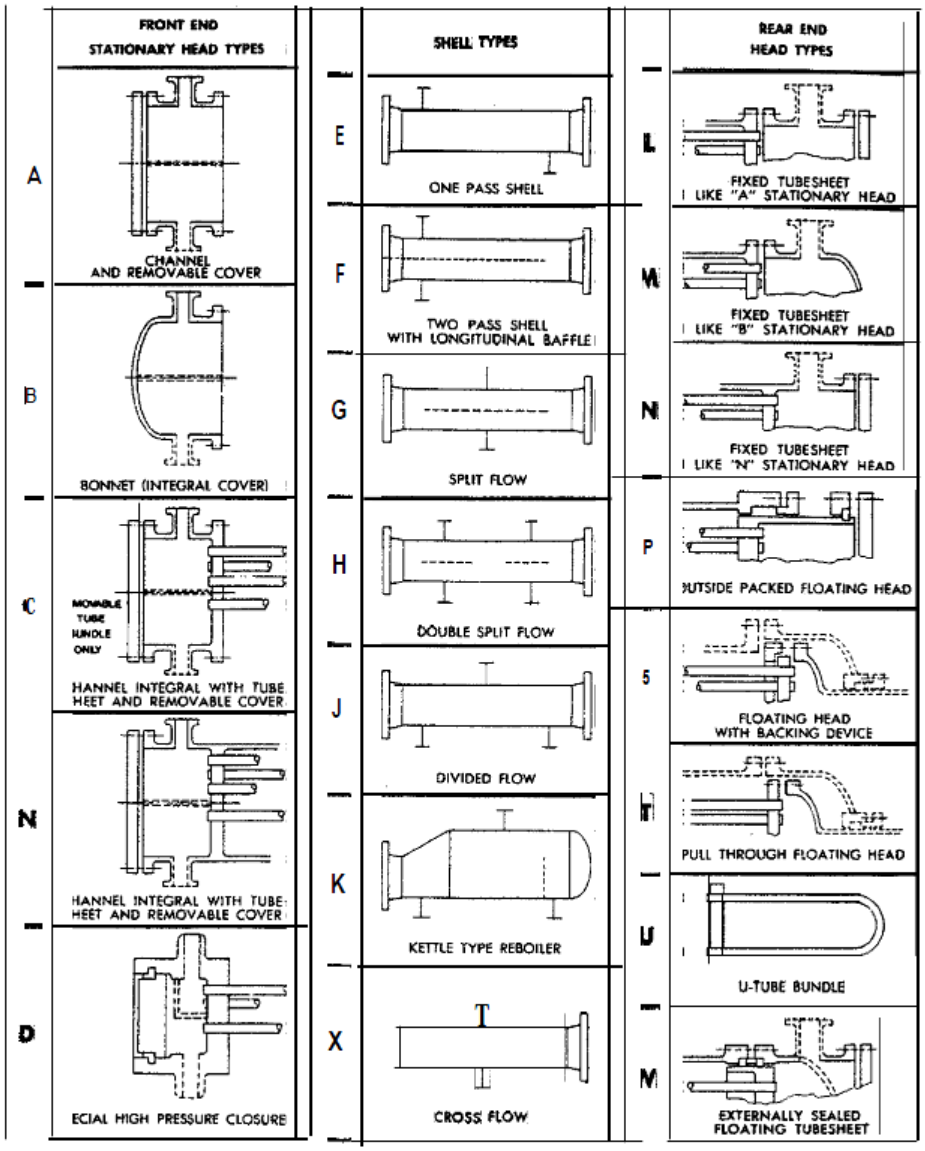


Figura 8.2. Designación para intercambiadores de calor de carcasa y tubos.

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

8.1.3.- 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:

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

8.2.- Diseño de los intercambiadores de calor del proceso

En la línea de producción se tienen cinco intercambiadores de calor situados en los siguientes emplazamientos.

- IC-01: Acondicionamiento del propileno para la alimentación del reactor.
- IC-02: Acondicionamiento del amoniaco para la alimentación del reactor.
- IC-03: Enfriamiento de la corriente de gases producto del reactor para su entrada en la columna de absorción A-01.
- IC-04: Aumento de la temperatura de la corriente de mezcla de acrilonitrilo, agua y n-hexano antes de la entrada en la última columna de rectificación CR-03.
- IC-05: Enfriamiento del producto final, acrilonitrilo, para su almacenamiento.

8.2.1.- Intercambiador de calor IC-01

Se diseña el intercambiador IC-01 para evaporar y elevar la temperatura de la corriente de materia prima propileno antes de su mezclado con el amoníaco. Para ello se utiliza como agente calefactor la corriente de salida del reactor, que se encuentra a elevada temperatura (450ºC) y ha de enfriarse, de este modo se aprovecha la energía que lleva la corriente.

8.2.1.1- Tipo de intercambiador

Como se ha justificado en el **Apartado 8.1.1.1** del presente capítulo, se diseñará un intercambiador de calor en contracorriente de carcasa y tubos.

8.2.1.2.- Trayectoria del flujo

Según los criterios que se establecieron para la selección de la trayectoria de flujo en el **Apartado 8.1.1.3** del presente capítulo, se ha asignado para este intercambiador que el fluido frio, es decir, la corriente

de propileno, circule por los tubos y la corriente caliente, los gases del reactor, circularan por la carcasa. El principal motivo de esta elección es el hecho de que la corriente de propileno se encuentra a mayor presión.

8.2.1.3.- Principales elementos del intercambiador

Una vez calculado el intercambio de calor necesario, se procede en función de éste, al dimensionado de los elementos del intercambiador. Los más importantes se describen a continuación:

- ***Carcasa***

Se elegirá un diámetro de carcasa de los localizados en la **Tabla A.21.1** del Anexo 21, y a partir de él, queda definido el número de tubos del intercambiador, en función de la disposición y el diámetro exterior de los tubos, el pitch y el número de pasos.

El intercambiador IC-01 tiene un diámetro de carcasa de 10,02 pulgadas y su espesor queda determinado según las fórmulas del código ASME. El material de construcción será acero inoxidable, dada las condiciones de operación, donde la presión y la temperatura son elevadas y por la presencia de ácido cianhídrico por el lado de la carcasa, el cual es corrosivo. Concretamente, siguiendo las normas AISI (American Iron and Steel Instituye) se elige un acero inoxidable AISI 316L, de composición de 18% de cromo, 12% de níquel y 2-4% de molibdeno.

La carcasa va provista de unas placas deflectoras cuya misión es provocar la agitación del fluido que circula por el exterior de los tubos, mejorando así la transferencia de calor. Estas placas 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.

Existen unos valores máximos y mínimos de espaciamiento entre placas deflectoras, fijados por las normas TEMA. Estos valores serán función del diámetro exterior de los tubos y el diámetro interior de la carcasa. Se tomará como espaciamiento el valor medio entre el calculado como máximo y como mínimo. Para el intercambiador IC-01, se determina un espaciamiento de 0,79 metros entre las placas deflectoras. Teniendo en cuenta la longitud del cambiador, se determinan 6 placas deflectoras.

- ***Tubos***

Los tubos se encuentran situados en el interior de la carcasa y de manera paralela a ellas. Los diámetros comerciales utilizados están comprendidos entre 5/8 a 2 pulgadas.

Los diámetros más pequeños 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.

Se determina el espesor de los tubos teniendo en cuenta la presión interna y el sobreespesor por corrosión. Este espesor 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 comerciales generales para los tubos de intercambiadores son 6 ft, 8 ft, 12 ft, 14ft, 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 tubos de 0,75 pulgadas, calibre BWG 13 y una longitud de tubos de 14 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.

Para el intercambiador de calor IC-01, 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, el procedimiento de cálculo comenzará suponiendo un diámetro de carcasa, tras ello se localizará en la tabla correspondiente el número de tubos, a continuación se calculará el área de intercambio de calor, considerando el diámetro exterior de los tubos, el pitch y el número de pasos. Posteriormente se calculará el número de tubos necesarios para estas condiciones y se comprobará este número de tubos es semejante al supuesto en un principio, de no ser así se intentará suponiendo al principio este último valor calculado de número de tubos.

En este caso, el intercambiador diseñado tiene 50 tubos en disposición triangular.

- ***Pitch***

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. Este 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. En el diseño del intercambiador el pitch adquiere un valor de 1 pulgada.

- ***Cabezales de distribución y de retorno***

El cabezal de distribución se trata de un 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.

El 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.

Existen tres tipos de cabezales de retorno: 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.

- ***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. Por ser el número de pasos por la carcasa único, el tipo de envolvente utilizado será del tipo E.

8.2.1.4.- Material de aislamiento

Como material de aislamiento para la carcasa del intercambiador se recurrirá a la lana de roca. Para la temperatura de operación de este equipo (mayor a 450ºC), se requiere un espesor de este material de 150 milímetros (véase **Tabla A.21.11** del Anexo 21).

8.2.1.5.- 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 8.1
Resumen características IC-01

Tipo Intercambiador	Carcasa y tubos
Denominación	Tipo AES
Material tubos	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior tubos	0,019 m
Espesor tubos	0,0024 m
Longitud tubos	4,27 m
Numero de tubos	50
Pasos por tubo	2
Área transferencia calor	11,31 m^2
Material carcasa	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior carcasa	0,25 m
Espesor carcasa	0,0048 m
Pasos por carcasa	1
Número deflectores	6
Espaciamiento entre deflectores	0,8 m
Espesor deflectores	0,0048 m
Material aislamiento	Lana de roca
Espesor aislamiento	0,15 m

8.2.2.- Intercambiador de calor IC-02

Se diseña el intercambiador IC-02 para evaporar y elevar la temperatura de la corriente de materia prima amoniaco, antes de su mezclado con el propileno para ser introducidas al reactor. Para ello se

utiliza como agente calefactor la corriente de salida del reactor, tras pasar por el intercambiador IC-01, que se encuentra aun a elevada temperatura (351ºC) y ha de enfriarse, de este modo se aprovecha la energía que lleva la corriente.

8.2.2.1- Tipo de intercambiador

Al igual que en el intercambiador anterior, y como se ha justificado en el **Apartado 8.1.1.1** del presente capítulo, se diseñará un intercambiador en contracorriente de carcasa y tubos.

8.2.2.2.- Trayectoria del flujo

Según los criterios que se establecieron para la selección de la trayectoria de flujo en el **Apartado 8.1.1.3** del presente capítulo, se ha asignado para este intercambiador que el fluido frio, es decir, la corriente de amoniaco, circule por los tubos y la corriente caliente, los gases del reactor, circularan por la carcasa. El motivo de esta elección, es similar al del intercambiador IC-01, y es el hecho de que la corriente de amoniaco se encuentra a mayor presión.

8.2.2.3.- Principales elementos del intercambiador

Al igual que en el caso anterior, una vez calculado el intercambio de calor necesario, se procede en función de éste, al dimensionado de los elementos del intercambiador. Los más importantes se describen a continuación:

- ***Carcasa***

Se elegirá un diámetro de carcasa de los localizados en la **Tabla A.21.1** del Anexo 21, y a partir de él, quedará definido el número de tubos

del intercambiador, en función de la disposición y el diámetro exterior de los tubos, el pitch y el número de pasos. El intercambiador IC-02 tiene un diámetro de carcasa de 15,25 pulgadas y su espesor queda determinado según las fórmulas del código ASME. El material de construcción será también en este caso, acero inoxidable, dada las condiciones de operación, donde la presión y la temperatura son elevadas y por la presencia de ácido cianhídrico por el lado de la carcasa, el cual es corrosivo. Concretamente, siguiendo las normas AISI (American Iron and Steel Instituye) se elige un acero inoxidable AISI 316L.

La carcasa igualmente irá provista de unas placas deflectoras para mejorar de la transmisión de calor. Para el intercambiador IC-02, se determina un espaciamiento de 0,8 metros entre las placas deflectoras y teniendo en cuenta la longitud del cambiador, se determinan 6 placas.

- ***Tubos***

El intercambiador de calor IC-02 presenta un diámetro nominal de tubos de 0,75 pulgadas, calibre BWG 13 y una longitud de tubos de 14 pies. Se emplearán tubos de acero inoxidable AISI 316L, por los mismos motivos expuestos para la carcasa. En este caso, el intercambiador diseñado tiene 141 tubos en disposición triangular.

- ***Pitch***

Se elige pitch triangular para el intercambiador de calor en estudio, y éste adquiere un valor de 1 pulgada.

- ***Cabezales de distribución y de retorno***

El cabezal de distribución se elige, como para el intercambiador anterior, tipo “A” (canal y carcasa desmontable).

Se dispondrá un cabezal de retorno flotante tipo "S", según las normas TEMA.

- ***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 número de pasos por la carcasa único, el tipo de envolvente utilizado será del tipo E.

8.2.2.4.- Material de aislamiento

Como material de aislamiento para la carcasa del intercambiador se recurrirá a la lana de roca. Para la temperatura de operación de este equipo (mayor a 351ºC), se requiere un espesor de este material de 120 milímetros (véase **Tabla A.21.11** del Anexo 21).

8.2.2.5.- 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-02.

Tabla 8.2
Resumen características IC-02

Tipo Intercambiador	Carcasa y tubos
Denominación	Tipo AES
Material tubos	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior tubos	0,019 m
Espesor tubos	0,0024 m
Longitud tubos	4,27 m
Numero de tubos	141
Pasos por tubo	2

Área transferencia calor	32,36 m^2
Material carcasa	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior carcasa	0,387 m
Espesor carcasa	0,0048 m
Pasos por carcasa	1
Número deflectores	6
Espaciamiento entre deflectores	0,8 m
Espesor deflectores	0,0064 m
Material aislamiento	Lana de roca
Espesor aislamiento	0,12 m

8.2.3.- Intercambiador de calor IC-03

Se diseña el intercambiador IC-03 para disminuir la temperatura de la corriente de gases de salida del reactor, tras pasar por los intercambiadores IC-01 e IC-02, antes de entrada en el absorbedor. Para ello se utiliza como fluido refrigerante una corriente de agua a la temperatura de saturación a baja presión (1 atm) la cual se vaporizará durante el intercambio de energía, produciendo así vapor de baja presión.

8.2.3.1- Tipo de intercambiador

Al igual que en el intercambiador anterior, y como se ha justificado en el **Apartado 8.1.1.1** del presente capítulo, se diseñará un intercambiador en contracorriente de carcasa y tubos.

8.2.3.2.- Trayectoria del flujo

Según los criterios que se establecieron para la selección de la trayectoria de flujo en el **Apartado 8.1.1.3** del presente capítulo, se ha asignado para este intercambiador que el fluido caliente, los gases del

reactor, circulen por la carcasa, mientras que el fluido refrigerante, el agua saturada circulará por los tubos, ya que se produce un cambio de fase.

8.2.3.3.- Principales elementos del intercambiador

Los elementos más importantes del intercambiador se describen a continuación:

- ***Carcasa***

Se elegirá un diámetro de carcasa de los localizados en la **Tabla A.21.1** del Anexo 21, y a partir de él, quedará definido el número de tubos del intercambiador, en función de la disposición y el diámetro exterior de los tubos, el pitch y el número de pasos.

El intercambiador IC-03 tiene un diámetro de carcasa de 8,07 pulgadas y su espesor queda determinado según las fórmulas del código ASME. El material de construcción será también en este caso, acero inoxidable, por la presencia de ácido cianhídrico por el lado de la carcasa, el cual es corrosivo. Concretamente, siguiendo las normas AISI (American Iron and Steel Instituye) se elige un acero inoxidable AISI 316L.

La carcasa igualmente irá provista de unas placas deflectoras para mejorar de la transmisión de calor. Para el intercambiador IC-03, se determina un espaciamiento de 0,8 metros entre las placas deflectoras y teniendo en cuenta la longitud del cambiador, se determinan 6 placas.

- ***Tubos***

El intercambiador de calor IC-03 presenta un diámetro nominal de tubos de 0,75 pulgadas, calibre BWG 13 y una longitud de tubos de 14 pies. Se emplearán tubos de acero inoxidable AISI 316L, por los mismos

motivos expuestos para la carcasa. En este caso, el intercambiador diseñado tiene 29 tubos en disposición triangular.

- ***Pitch***

Se elige pitch triangular para el intercambiador de calor en estudio, y éste adquiere un valor de 1 pulgada.

- ***Cabezales de distribución y de retorno***

El cabezal de distribución se elige, como para el intercambiador anterior, tipo "A" (canal y carcasa desmontable). Se dispondrá un cabezal de retorno flotante tipo "S", según las normas TEMA.

- ***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 número de pasos por la carcasa único, el tipo de envolvente utilizado será del tipo E.

8.2.3.4.- Material de aislamiento

Como material de aislamiento para la carcasa del intercambiador se recurrirá a la lana de roca. Para la temperatura de operación de este equipo (225ºC), se requiere un espesor de este material de 80 milímetros (véase **Tabla A.21.11** del Anexo 21).

8.2.3.5.- 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-03.

Tabla 8.3
Resumen características IC-03

Tipo Intercambiador	Carcasa y tubos
Denominación	Tipo AES
Material tubos	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior tubos	0,019 m
Espesor tubos	0,0024 m
Longitud tubos	4,27 m
Numero de tubos	29
Pasos por tubo	2
Área transferencia calor	7,13 m^2
Material carcasa	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior carcasa	0,205 m
Espesor carcasa	0,0048 m
Pasos por carcasa	1
Número deflectores	6
Espaciamiento entre deflectores	0,8 m
Espesor deflectores	0,0048 m
Material aislamiento	Lana de roca
Espesor aislamiento	0,08 m

8.2.4.- Intercambiador de calor IC-04

Se diseña el intercambiador IC-04 para aumentar la temperatura de la corriente de productos, una vez añadido el n-hexano, antes de entrada en la última de las columnas de rectificación, CR-03, para llevarla a las condiciones óptimas de alimentación de la torre. Para ello se utiliza como fluido calefactor la corriente de agua y acetonitrilo obtenida por colas de la columna de rectificación CR-01, ya que se encuentra a elevada temperatura, aprovechando así la energía de la corriente.

8.2.4.1- Tipo de intercambiador

Al igual que en el intercambiador anterior, y como se ha justificado en el **Apartado 8.1.1.1** del presente capítulo, se diseñará un intercambiador en contracorriente de carcasa y tubos.

8.2.4.2.- Trayectoria del flujo

Se ha asignado para este intercambiador que el fluido caliente, la corriente de acetonitrilo y agua procedente de colas de la columna de rectificación CR-01, circule por la carcasa, mientras que el fluido frío, la alimentación de la columna CR-03 circulará por los tubos.

8.2.4.3.- Principales elementos del intercambiador

Una vez calculado el calor necesario a intercambiar entre los fluidos, se dimensionarán los elementos más importantes que forman parte del intercambiador, los cuales se describen a continuación:

- ***Carcasa***

Se elegirá un diámetro de carcasa de los localizados en la **Tabla A.21.1** del Anexo 21, y a partir de él, quedará definido el número de tubos del intercambiador, en función de la disposición y el diámetro exterior de los tubos, el pitch y el número de pasos.

El intercambiador IC-04 tiene un diámetro de carcasa de 8,07 pulgadas y su espesor queda determinado según las fórmulas del código ASME. El material de construcción en este caso será acero al carbono SA-285, por la ausencia de algún tipo de sustancia corrosiva.

La carcasa igualmente irá provista de unas placas deflectoras para mejorar de la transmisión de calor. Para el intercambiador IC-04, se determina un espaciamiento de 0,8 metros entre las placas deflectoras y teniendo en cuenta la longitud del cambiador, se determinan 4 placas.

- ***Tubos***

El intercambiador de calor IC-04 presenta un diámetro nominal de tubos de 0,75 pulgadas, calibre BWG 13 y una longitud de tubos de 10 pies. Se emplearán tubos de acero inoxidable AISI 316L, por los mismos motivos expuestos para la carcasa. En este caso, el intercambiador diseñado tiene 29 tubos en disposición triangular.

- ***Pitch***

Se elige pitch triangular para el intercambiador de calor en estudio, y éste adquiere un valor de 1 pulgada.

- ***Cabezales de distribución y de retorno***

El cabezal de distribución se elige, como para el intercambiador anterior, tipo "A" (canal y carcasa desmontable).

Se dispondrá un cabezal de retorno flotante tipo "S", según las normas TEMA.

- ***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 número de pasos por la carcasa único, el tipo de envolvente utilizado será del tipo E.

8.2.4.4.- Material de aislamiento

Como material de aislamiento para la carcasa del intercambiador se recurrirá a la lana de roca. Para la temperatura de operación de este equipo (máxima 99ºC), se requiere un espesor de este material de 50 milímetros (véase **Tabla A.21.11** del Anexo 21).

8.2.4.5.- 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-04.

Tabla 8.4
Resumen características IC-04

Tipo Intercambiador	Carcasa y tubos
Denominación	Tipo AES
Material tubos	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior tubos	0,019 m
Espesor tubos	0,0024 m
Longitud tubos	3,05 m
Numero de tubos	29
Pasos por tubo	2
Área transferencia calor	2,33 m^2
Material carcasa	Acero al carbono SA-285
Diámetro interior carcasa	0,205 m
Espesor carcasa	0,0079 m
Pasos por carcasa	1
Número deflectores	4
Espaciamiento entre deflectores	0,79 m
Espesor deflectores	0,0048 m
Material aislamiento	Lana de roca
Espesor aislamiento	0,05 m

8.2.5.- Intercambiador de calor IC-05

El último de los intercambiadores e calor se diseña para disminuir la temperatura de la corriente de producto final, el acrilonitrilo, hasta una temperatura adecuada para su almacenamiento. Para ello se utiliza agua de refrigeración de baja temperatura.

8.2.5.1- Tipo de intercambiador

Al igual que en el resto de intercambiadores, y como se ha justificado en el **Apartado 8.1.1.1** del presente capítulo, se diseñará un intercambiador en contracorriente de carcasa y tubos.

8.2.5.2.- Trayectoria del flujo

Según los criterios que se establecieron para la selección de la trayectoria de flujo en el **Apartado 8.1.1.3** del presente capítulo, se ha asignado para este intercambiador que el fluido caliente, el acrilonitrilo, circule por los tubos, mientras que el fluido refrigerante lo hará por la carcasa. Ha sido elegido de esta manera debido a que la corriente de acrilonitrilo puede contener, aunque en muy pequeña cantidad, algo de ácido cianhídrico, que se trata de un componente corrosivo.

8.2.5.3.- Principales elementos del intercambiador

Los elementos más importantes del intercambiador se describen a continuación:

- ***Carcasa***

Se elegirá un diámetro de carcasa de los localizados en la **Tabla A.21.1** del Anexo 21, y a partir de él, quedará definido el número de tubos

del intercambiador, en función de la disposición y el diámetro exterior de los tubos, el pitch y el número de pasos.

El intercambiador IC-05 tiene un diámetro de carcasa de 10,02 pulgadas y su espesor queda determinado según las fórmulas del código ASME. El material de construcción será en este caso, acero al carbono SA-285 puesto que este material estará en contacto tan sólo con el agua de refrigeración, fluido no corrosivo, y que por tanto, no requiere el empleo de aceros inoxidables.

La carcasa igualmente irá provista de unas placas deflectoras para mejorar de la transmisión de calor. Para el intercambiador IC-05, se determina un espaciamiento de 0,8 metros entre las placas deflectoras y teniendo en cuenta la longitud del cambiador, se determinan 7 placas.

- ***Tubos***

El intercambiador de calor IC-05 presenta un diámetro nominal de tubos de 0,75 pulgadas, calibre BWG 13 y una longitud de tubos de 18 pies.

Se emplearán tubos de acero inoxidable AISI 316L, debido a que por el interior de los tubos circulará la corriente de producto final, que puede tener, aunque en muy pequeñas cantidades, algo de ácido cianhídrico, que es corrosivo. En este caso, el intercambiador diseñado tiene 50 tubos en disposición triangular.

- ***Pitch***

Se elige pitch triangular para el intercambiador de calor en estudio, y éste adquiere un valor de 1 pulgada.

- ***Cabezales de distribución y de retorno***

El cabezal de distribución se elige, como para el intercambiador anterior, tipo "A" (canal y carcasa desmontable).

Se dispondrá un cabezal de retorno flotante tipo "S", según las normas TEMA.

- ***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 número de pasos por la carcasa único, el tipo de envolvente utilizado será del tipo E.

8.2.5.4.- Material de aislamiento

Como material de aislamiento para la carcasa del intercambiador se recurrirá a la lana de roca.

Para la temperatura mayor de operación de este equipo (77ºC), se requiere un espesor de este material de 50 milímetros (véase **Tabla A.21.11** del Anexo 21).

8.2.5.5.- 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-05.

Tabla 8.5
Resumen características IC-05

Tipo Intercambiador	Carcasa y tubos
Denominación	Tipo AES
Material tubos	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior tubos	0,019 m
Espesor tubos	0,0024 m
Longitud tubos	5,49 m
Numero de tubos	50
Pasos por tubo	2
Área transferencia calor	15,85 m^2
Material carcasa	Acero al carbono SA-285
Diámetro interior carcasa	0,25 m
Espesor carcasa	0,0079 m
Pasos por carcasa	1
Número deflectores	7
Espaciamiento entre deflectores	0,79 m
Espesor deflectores	0,0048 m
Material aislamiento	Lana de roca
Espesor aislamiento	0,05 m

CAPÍTULO 9: HORNO

9.1.- Introducción

Un calentador por combustión u horno, es un intercambiador de calor en el que el fluido de proceso fluye dentro de tubos y se calienta por radiación procedente de una llama de combustión y por convección desde los gases calientes de esta. Normalmente los hornos se dividen en tres partes fundamentales:

- Sección RADIANTE:

  Donde los tubos están en presencia de la llama. En esta parte la transmisión de calor es por radiación en un 80 % aproximadamente y un 20 % por convección de la circulación de gases calientes alrededor de los tubos.

- Sección de CONVECCION:

  Los tubos están fuera del alcance de la llama. Los gases caliente se direccionan a través del paquete de tubos. El calor transmitido es por radiación del CO_2 y H_2O en los gases calientes además del calor por convección. Los tubos están equipados con aletas para mejorar las condiciones de transmisión de calor.

- Sección de BLINDAJE:

  Las primeras filas de tubos del área de convección son la zona de choque, en ella los tubos no tienen aletas, reciben la misma cantidad de calor por ambos mecanismos.

9.2.- Clasificación de hornos

Los hornos se pueden clasificar en:

- TIPO DE CAJA O CABINA:
    - Tubos horizontales. Calentamiento simple.
    - Tubos horizontales. Calentamiento doble.
    - Tubos Verticales. Calentamiento doble.
- TIPO CILINDRO VERTICAL.

9.2.1.- Hornos de caja o cabina

Consisten en un conjunto de cuatro paredes, un suelo y un techo generalmente de acero, con aislamiento interior de ladrillos refractarios.

La sección de convección se sitúa en la parte superior y seguidamente se monta la chimenea. Los tubos de la sección de radiación se montan a lo largo de las paredes y la llama se genera a través de unos quemadores (“burners”).

- *Tubos horizontales. Calentamiento simple.*

Los tubos están montados horizontalmente en la pared lateral más larga en una capa simple.

Se pueden montar varias series de tubos en paralelo en función del caudal. Se colocan a una distancia de la pared de 1,5 veces el diámetro de tubería.

La sección de convección se monta directamente sobre la zona de radiación y consiste en un banco de tubos con distribución triangular equilátera y una separación de dos veces el diámetro de tubería.

Los quemadores pueden ser de varios tipos inferiores (“botton”), laterales (“side”) y finales (“end”).

- *Tubos horizontales. Calentamiento doble.*

En este caso los tubos se encuentran montados en el centro colgados sobre soportes.

- *Tubos verticales. Calentamiento doble.*

En este tipo de horno, los tubos se colocan verticalmente en el centro del horno, calentándose lateralmente.

9.2.2.- Hornos de cilindro vertical

Consisten en un casco cilíndrico aislado colocado verticalmente con piso aislante y techo generalmente plano. Los quemadores se sitúan en el suelo. Los tubos se sitúan verticalmente con flujo ascendente-descendente.

La sección de convección es similar a la de los de tipo caja o cabina.

9.3.- Variables del horno

Existen una serie de variables para el diseño de los hornos que deben ser fijadas y dependen de las preferencias del diseñador, de las condiciones del diseño o de la política de la empresa.

Como regla general son las que se muestran a continuación.

a) **Tipo de unidad**:

A mayor transferencia de calor mayor tendencia a utilizar hornos tipo caja. El uso de calentamiento doble o simple depende del grado de control necesario.

b) **Tipo de Combustible:**

Depende de la disponibilidad y coste de éste.

c) **Porcentaje de exceso de aire:**

Depende del tipo de combustible y del diseño del quemador. A menor porcentaje de exceso mejor eficiencia del horno. Valores de referencia son de 25 a 30% de exceso de aire.

d) **Flujo de energía radiante:**

Se define como la relación entre el calor generado y el área de los tubos radiantes por unidad de tiempo. A mayor flujo mayor es la diferencia de temperaturas entre el fluido y la superficie del tubo.Si el coeficiente de transmisión de calor dentro de tubo es bueno mayor puede ser el flujo de energía radiante. Valores típicos de flujos de energía radiante se muestran a continuación en la siguiente tabla.

Tabla 9.1
Valores típicos de flujo de Energía radiante

Servicio	**Flujo de Energía radiante Btu/(h·ft^2)**
Destilación de crudo	10.000-12.000
Destilación a vacío	8.000-10.000
Calentamiento de hidrocarburos ligeros	10.000-12.000

e) **Número de filas de tubos de choque:**

Los tubos de choque se utilizan para reducir el flujo de calor en las capas inferiores de la sección de convección. Son tubos sin aletas y suele ser una o dos capas.

f) **Uso de Economizadores:**

Se decide previamente la utilización o no de economizadores, cuya misión no es otra que la de precalentar la corriente gaseosa para reducir la energía necesaria en el horno.

9.4.- Operación del horno

Un horno no opera siempre en las condiciones de diseño, podemos encontrarnos con cambios en el caudal de combustible o fluido a calentar, cambios en el porcentaje de exceso de aire, pérdidas de conductividad calorífica por suciedad, etc. El efecto de estas variaciones es el siguiente:

- Si aumenta la carga (cantidad de combustible), aumenta la temperatura de salida de gases y disminuye la eficiencia del horno. Aumentan los flujos de energía radiante en los tubos de choque y en zona de convección. Aumenta la temperatura en las aletas, el porcentaje de energía transmitido en la sección radiante disminuye y aumenta el transmitido en la sección de convección.

- Si se aumenta el exceso de aire en el horno, implica una mayor carga a calentar con una disminución rápida de la eficiencia del horno. La temperatura de los gases a la salida aumenta, la temperatura en área de radiación disminuye y por lo tanto disminuye la transmisión de calor en radiación.

9.5.- Diseño del horno H-01

El horno H-01 es el equipo encargado de elevar la temperatura de la corriente de oxígeno que se introduce en el reactor hasta la temperatura de reacción.

9.5.1.- Características generales

Se ha diseñado un horno cilíndrico vertical, y su principal ventaja radica en que no requiere un gran espacio para su instalación debido a su posición vertical.

El tipo de combustible utilizado ha sido gas natural, compuesto mayoritariamente por metano, por lo que el diseño se realiza en función de este compuesto.

El porcentaje de aire en exceso que se ha utilizado es de un 10%. Se ha considerado un flujo radiante de 10.000 Btu/(h·ft^2). Además se ha tenido en cuenta una única fila de tubos en la sección de choque.

9.5.2.- Datos de diseño del horno

En cuanto a los materiales de construcción del horno, se elegirá para los tubos acero inoxidable AISI 316L, debido a las altas temperaturas de operación y las paredes estarán constituidas a base de ladrillos refractarios.

Según la norma ANSI se han utilizado tuberías con un diámetro nominal de 6 in por las que circulara la corriente de oxígeno.

El calor total liberado en el horno es de $1{,}83 \cdot 10^6$ J/s y el calor necesario para que la corriente de oxígeno alcance la temperatura deseada es $1{,}6 \cdot 10^6$ J/s. El horno presentará una eficiencia del 85%.

Se distinguen, como ya se ha citado anteriormente, 3 zonas a lo largo del equipo que son: zona de radiación, zona de convección y chimenea.

- Zona de radiación:

Esta zona presenta una altura de 30 ft y un diámetro de 15 ft. Se han determinado 7 tubos en la zona de radiación.

- Zona de convección:

El diámetro en la zona de convección será de 12 ft y la altura de ésta será de 4 ft. La zona de convección cuenta con 12 tubos en la sección de choque y 4 tubos en la sección de tubos con aletas. En esta parte de la sección se colocarán 3 aletas por cada pulgada de tubo y éstas tendrán una longitud 0,75 in y un espesor de 0,105 in.

Se cumple en todos los casos que la distancia de centro a centro de cada uno de los tubos es de dos veces el diámetro nominal de los tubos.

- Chimenea:

La chimenea cuenta con una altura de 100 ft y un diámetro de 5 ft. Se supone una velocidad lineal de los gases en la chimenea de 30 ft/s.

CAPÍTULO 10: REACTOR

10.1.- Introducción

En el presente Proyecto Fin de Carrera es necesario el diseño de un reactor donde se produzca la reacción de amoxidación de propileno para obtener acrilonitrilo. En los siguientes apartados se discutirán los aspectos clave a la hora de elegir el tipo de reactor y diseñarlo.

10.2.- Selección de la unidad de reacción

El diseño del sistema de reacción requerido para abordar la reacción de amoxidación de propileno está basado en la selección del procedimiento más adecuado para disipar el calor generado durante la reacción.

Se pueden clasificar en tres las configuraciones posibles para abordar el control de la temperatura en procesos en los cuales se llevan a cabo reacciones exotérmicas, éstas son:

- *Baterías de reactores de lecho fijo adiabáticos provistos de intercambiadores de calor intermedios.*

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.*

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.

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 fluidizado. La razón principal por la que utilizar un reactor de lecho fluidizado es que la temperatura puede ser controlada de manera mucho más efectiva; incluso en un sistema como el de nuestro objeto caso en el que están ocurriendo reacciones altamente exotérmicas.

La elevada velocidad de circulación de sólidos con un calor específico relativamente alto distribuye el calor rápidamente y ayuda a eliminar posibles puntos calientes. Debido a esto, se alcanzan condiciones casi isotérmicas.

Un control efectivo de la temperatura es mucho más difícil de alcanzar en otro tipo de reactores. En reactores de lecho fijo, se requieren grandes superficies de intercambio de calor y la dilución de los reactivos para controlar la temperatura del lecho. Esto se debe a las malas condiciones para la transferencia de calor de los gases y a su baja capacidad calorífica comparada con sus calores de reacción.

Otras ventajas de los reactores de lecho fluido son:

- Altas velocidades de transferencia de calor.
- Los sólidos pueden añadirse o eliminarse del sistema con mucha facilidad.
- Se puede operar de manera efectiva en un amplio rango de velocidades del gas.
- Es posible conseguir una adecuada operación para un amplio rango de tamaños de la columna, desde 0,05 m hasta 30 m de diámetro.

10.3.- Cinética de la reacción

Como ya se ha visto anteriormente la producción de acrilonitrilo puede llevarse a cabo mediante diferentes reacciones químicas, según los reactivos que se utilice para ello. La reacción para producirlo que se llevará a cabo en este Proyecto Fin de Carrera, será la de amoxidación catalítica del propileno.

Reacción principal:

$$C_3H_6 + NH_3 + \frac{3}{2}O_2 \longrightarrow CH_2 = CHCN + 3H_2O$$

El catalizador que se emplea en esta reacción es un compuesto formado por óxido de molibdeno y bismuto, de un tamaño uniforme de partícula de 51μm. Además de acrilonitrilo, debido a las reacciones secundarias que se dan, se obtiene, en pequeñas cantidades, acetonitrilo, ácido cianhídrico, monóxido de carbono, dióxido de carbono, además de propileno, amoniaco y oxígeno sin reaccionar.

La reacción de amoxidación de propileno se lleva a cabo a una temperatura entre 400 y 450ºC y a una presión comprendida entre 2 y 3 atmósferas.

El primer paso de la reacción es una absorción disociativa con la extracción de un átomo de hidrógeno que proviene de la molécula de propileno, formando así un radical C_3H_5. Este es el paso que controla la velocidad de reacción.

Se asume la formación de una superficie intermedia que en ausencia de amoniaco se desorbe como acroleína (C_3H_4O), pero que con la presencia de amoniaco se convierte en acrilonitrilo. De manera alternativa, esta u otras superficies intermedias se convierten en óxidos de carbono.

Se cree que la selectividad del acrilonitrilo es muy dependiente del destino de un intermediario absorbido que posee una estructura íntimamente relacionada con la acroleína. Si el oxígeno es demasiado móvil o accesible, el intermediario se convierte en monóxido de carbono o en dióxido de carbono en lugar de convertirse en acrilonitrilo. Además se piensa que la selectividad podría verse reducida por la formación de una catálisis heterogénea.

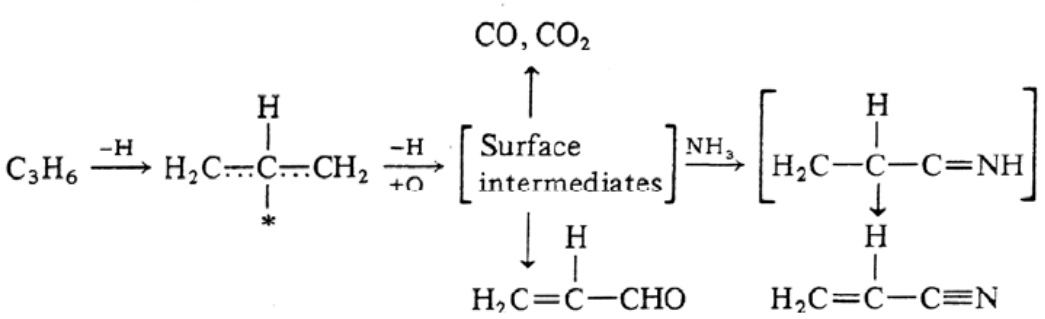


Figura 10.1. Mecanismo de reacción de la amoxidación del propileno.

10.4.- 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.

La temperatura para la que se diseñará la amoxidación será de unos 400ºC y la presión estará comprendida entre 2 y 3 atm.

10.5.- Generalidades de diseño de reactores de lecho fluidizado

Para diseñar un reactor de este tipo, es muy importante la elección del modelo que va a seguirse a la hora de los cálculos. La situación física en un reactor de lecho fluido es muy compleja y por ello se han desarrollado multitud de modelos para predecir su funcionamiento. Debe asegurarse que el modelo elegido se ajusta bien al sistema que se está diseñando. Se requieren diferentes modelos debido a las formas diferentes de fluidificación encontradas que varían con el flujo de gas y con las propiedades de las partículas. El tamaño de lecho que se use también afectará a su operación.

El parámetro más importante a determinar por el modelo es el nivel de contacto entre los reactivos y el catalizador a medida que el gas va fluyendo por el lecho. El gas que fluye en la emulsión contacta íntimamente con las partículas de catalizador y así la reacción entre ellos

puede proceder de manera eficiente. En las burbujas sin embargo, prácticamente no hay partículas y el gas interior sólo puede reaccionar en las paredes de la burbuja y en la capa que la rodea.

El proceso se complica aún más por la existencia de intercambio de gas entre la emulsión y la fase burbuja. De ese modo las burbujas actúan como distribuidores secundarios de reactivo fresco a medida que se va avanzando por el lecho.

Para determinar el rendimiento de un lecho fluido se debe además considerar los dos factores químicos, el cinético y el estequiométrico, además de factores hidrodinámicos tales como la distribución del gas, el tamaño de burbuja, el tiempo de residencia y la velocidad de intercambio en la interfase. La manera precisa en la que esta combinación se describe cuantitativamente constituye el modelo del reactor.

El modelo que se utiliza para el diseño del reactor será el "modelo de lecho de burbuja" propuesto por Kunii y Levenspiel. Este modelo ha sido probado con bastante exactitud para nuestro proceso. Ikeda aplicó de manera satisfactoria el modelo de lecho de burbuja para escalar directamente el sistema de reacción del proceso Sohio desde el laboratorio hasta la escala comercial.

El modelo de Kunii y Levenspiel hace las siguientes suposiciones:

1. El gas de alimentación, que contiene uno o más de los reactivos, reacciona de acuerdo a una reacción de primer orden en contacto con el catalizador.
2. El lecho consta de tres regiones: burbuja, nube y emulsión.

3. Todo el gas de alimentación pasa por el lecho en forma de burbujas.

4. Se supone que la velocidad del gas es suficientemente grande ($u>>u_{mf}$), por lo que la velocidad del flujo a través de la emulsión se considera despreciable.

5. El gas se transfiere entre la burbuja y la nube, y entre la nube y la emulsión.

La aportación fundamental de este modelo consiste en relacionar el coeficiente de intercambio entre la burbuja y la emulsión con un parámetro observable, e incluso predecible, como es el diámetro de burbuja.

10.6.- Diseño del reactor

La unidad de reacción de la línea de producción recibe dos corrientes de alimentación. Una de estas corrientes es la de oxígeno proveniente del horno, que se introduce por la parte inferior de la placa distribuidora del reactor, y se encuentra a una temperatura de 450ºC. La otra corriente de alimentación se introduce por la parte superior de la placa distribuidora y está formada por una mezcla de iguales proporciones de propileno y amoniaco, a 65ºC.

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 450 ºC. 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 saturada de alta presión.

Este agua se introduce en el sistema a la temperatura de 259ºC y a 46,09 bar y abandona la unidad de reacción como vapor de agua que se incorpora a la red de vapor de alta presión de la Refinería, este hecho queda

justificado debido a que 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 agua, debido a que se encuentra a alta presión.

10.6.1.- Principales elementos del reactor

Los principales elementos que se destacan para el diseño de un reactor fluidizado con un sistema de tubos de refrigeración en su interior son los siguientes.

- *Carcasa*

El diámetro interior de la carcasa, así como la altura del reactor se determinan a partir de los balances de materia y energía resueltos en el **Anexo 5** del presente Proyecto Fin de Carrera. Según todo el proceso de cálculo se determina un diámetro de reactor de 6 m y una altura total de 11,15 m.

El material seleccionado para la carcasa es el acero inoxidable AISI 316L, especialmente indicado para recipientes a alta temperatura y en contacto con fluidos corrosivos, como es el caso del ácido cianhídrico, que es uno de los productos de la reacción.

- *Tubos de refrigeración*

El número de tubos de refrigeración se calculará en base al área de transferencia de calor que el reactor necesita para que se absorba todo el

calor producido durante la reacción. Se determina que el número de tubos necesarios es 1364 tubos y estarán dispuestos en una distribución triangular a lo largo de toda la sección del reactor. Esto se calcula conociendo que tienen un diámetro externo de 1,5 in y una altura igual a la del lecho fluidizado, que es 2,47 m. Los tubos tendrán solamente un paso por el reactor, ejerciendo un contacto en contracorriente con los gases de reacción ya que se introducirá el refrigerante por la parte superior.

Tras dimensionar los tubos del reactor se procede a calcular su pérdida de presión, y se obtiene que ésta tiene un valor insignificante (del orden de 10^{-5} bar). Todos estos cálculos se encuentran explicados en el **Anexo 5**.

Debido a que los tubos estarán en contacto por el exterior con la corriente de productos del reactor a alta temperatura y conteniendo ácido cianhídrico, el material empleado para su construcción es el acero inoxidable AISI 316L, cuya denominación ASME es SA-240.

- *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, la reacción alcanza los 450 ºC por lo que el espesor del aislante tiene un valor de 150 milímetros (véase la **Tabla A.21.11** del Anexo 21).

- *Válvula de seguridad y disco de ruptura*

Debido a la presión 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.

- *Faldón:*

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

10.6.2.- Parámetros característicos

Las dimensiones básicas del reactor se han obtenido como se dijo anteriormente 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 y parámetros se recogen en las siguientes tablas que se muestran a continuación.

Tabla 10.1
Parámetros característicos en la reacción

PROPIEDAD	**VALOR**
Densidad	1,33 kg/m^3
Densidad catalizador	2500 kg/m^3
Capacidad calorífica	0,5 cal/(ºC·g)
Velocidad gases	25 cm/s
Porosidad	0,5

Tabla 10.2
Parámetros característicos del diseño del reactor

Descripción	Reactor catalítico fluidizado
Posición	Vertical
Tubos	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro externo	0,038 m
Espesor	0,003 m
Longitud	2,466 m
Disposición	Triangular
Número de tubos	1364
Área de transferencia	402,70 m^2
Carcasa	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior	6 m
Espesor	0,014 m
Catalizador	
Tipo	Óxido de molibdeno y bismuto soportado por óxido de silicio
Masa catalizador	22,50 t
Aislamiento	
Material	Lana de roca
Espesor	150 mm

CAPÍTULO 11: COLUMNAS DE ABSORCIÓN

11.1.- Introducción

Se puede definir la absorción como la transferencia de un componente de la fase gas a la fase líquida en la que es soluble.

El término absorción gaseosa no se utiliza únicamente cuando un solo componente es transferido, sino también cuando son varios los componentes que se transfieren. En la primera de las columnas de absorción, la columna A-01, solamente un componente (el amoniaco) se va a transferir de la fase gas a la líquida, sin embargo en la segunda, la columna A-02, serán varios los componentes transferidos.

Al líquido usado en la absorción gaseosa se le conoce como absorbente o solvente y el componente que se absorbe es el absorbato o soluto.

El término opuesto a la absorción es la desorción, mientras la absorción se refiere a la eliminación de un componente del gas con un líquido, la destilación es eliminar un determinado componente del líquido con un gas.

Ambas operaciones usan el mismo tipo de equipamiento para alcanzar un íntimo contacto entre las fases.

Dependiendo del tipo de interacción entre absorbente y absorbato, la operación puede ser clasificada como sigue.

- **Absorción física.**

Muchos autores han estudiado este tipo de absorción. Ocurre cuando el absorbato es más soluble en el absorbente que el resto de los gases de la mezcla. Así, el componente es absorbido, pero no reacciona químicamente con el absorbente.

La concentración de equilibrio en el líquido es principalmente función de la presión parcial en el gas.

- **Absorción con reacción reversible.**

Este tipo de absorción es bastante complicada de analizar. En este caso existe una reacción química entre un componente del solvente y el soluto, como resultado se forma un compuesto diferente.

Este nuevo compuesto ejerce una apreciable presión de vapor en el componente absorbido.

- **Reacción irreversible.**

La diferencia entre este caso y el anterior es que ahora, la reacción química es principalmente irreversible.

Así, el compuesto formado, ejerce ahora una presión de vapor despreciable en al absorbato bajo las condiciones de la absorción.

Como se puede considerar la ausencia de presión de vapor sobre el absorbente, estos sistemas son más sencillos que los anteriores.

11.2.- Aplicaciones de la absorción

La absorción se usa normalmente a escala industrial para separar mezclas de gases, especialmente si se quieren recuperar ciertos componentes de alto valor añadido o si se necesita eliminar algún componente indeseado.

Si estos componentes a eliminar están presentes en cantidades relativamente pequeñas normalmente se usa la absorción porque con otros métodos se necesitan volúmenes mayores de gases.

Una de las principales aplicaciones en la tecnología de absorción es la eliminación de ciertos gases como CO_2 y H_2S procedentes de gas natural o de la síntesis de gas por absorción en soluciones de aminas o sales alcalinas. Otra aplicación muy importante (objeto de estudio en este proyecto de diseño) es el lavado de amoniaco en una mezcla de amoniaco y aire mediante absorción con agua líquida.

Como conclusión se puede decir que una operación de absorción se usa solamente cuando los solutos son fácilmente eliminados o recuperados. Si los solutos deben ser separados de manera exhaustiva, se necesitan técnicas de separación más compleja.

11.3.- Consideraciones de diseño

El diseño de los equipos de absorción consta de una serie de pasos:

- Selección del tipo de contacto (isocorriente, contracorriente, flujo cruzado, etc.) y el tipo de columna (relleno o platos) basado en los requerimientos del proceso y en las expectativas del servicio.

- Cálculo de los balances de materia y energía.

- Estimación de la altura requerida de la columna (número de platos o altura de relleno) basado en el análisis de los procesos de transferencia de masa.

- Cálculo del diámetro de la columna requerido, así como los parámetros del tipo de contacto basados en los caudales de líquido y gas a tratar y las consideraciones hidrodinámicas.

- Diseño mecánico de los equipos.

Los datos necesarios en el diseño de absorbedores son principalmente físicos, termodinámicos, propiedades de transporte de gases en líquidos, datos de equilibrio líquido-vapor y, en el caso en que se vean involucradas reacciones químicas, datos de la cinética ó conversión. Además se precisan datos de configuración del relleno o de los platos.

Para el diseño de absorbedores se realizan cálculos de balances simultáneos de materia y energía etapa por etapa. Estos cálculos permitirán la estimación del número de platos o altura de relleno, considerando la eficacia de plato de la columna.

11.4.-Tipos de columnas de absorción

Para aplicar la absorción como proceso práctico, es necesario que una extensa superficie de líquido esté en contacto con la fase gas bajo condiciones favorables a la transferencia de materia.

Esta es la función de los principales tipos de “Scrubber”, equipo que se utiliza para llevar a cabo el proceso de absorción.

En este apartado se va a describir brevemente todos los tipos de scrubber que pueden encontrarse en la industria y sus principales características:

- **"Scrubber" de Platos.**

  Permite eliminar contaminantes gaseosos hasta cualquier concentración deseada si se usa el suficiente número de platos.

- **"Scrubber" de relleno**.

  Se necesita alta presión, y trabaja de manera adecuada si no hay partículas. Tiene muy buenos resultados para la mayoría de los procesos de absorción tanto a pequeña como a gran escala.

- **"Spray Scrubber".**

  Se trata del menos caro y es una buena solución a un determinado problema para el que los requerimientos no son severos.

- **"Scrubber" de relleno de fibra**.

  El líquido es atomizado en el relleno de fibra, se necesita baja velocidad de gas y gran tamaño de torre.

- **"Scrubber" de gas atomizado.**

  Se usa para eliminar partículas y nieblas. Se basa en la aceleración de partículas y gotas.

- **"Scrubber" centrífugos**.

  Se basa en fuerzas centrífugas y se usa para eliminar partículas.

- **"Baffle" y "Scrubber" de flujo secundario.**

  Trabaja cambiando la dirección del flujo de gas y se usa para eliminar partículas y gotas de agua.

- **"Scrubber" ayudado mecánicamente**.

La ayuda se consigue con un motor y usa pequeñas gotas para atrapar las partículas.

- **"Scrubber" de lecho móvil.**

El líquido se atomiza y la velocidad del gas debe ser suficiente para mover el relleno. Se usa para atrapar partículas y para la transferencia de materia de manera simultánea.

Se profundizará ahora con detalle en tan sólo tres tipos de scrubber (de relleno, de plato y de spray) ya que el resto no son muy comunes de encontrar ni tampoco convenientes para nuestro proceso.

11.4.1.- Columnas de Spray:

Las torres de Spray se utilizan generalmente para la humidificación y enfriamiento de gases, secado de soluciones o suspensiones y el enfriamiento de líquidos calientes, aunque también pueden utilizarse en algunos procesos de absorción. Este tipo de columnas no tienen relleno y es el spray de gotas líquidas el que proporciona la superficie de contacto. El líquido se atomiza en la corriente mediante una boquilla que dispersa el líquido en finas gotas. El flujo debe ser contra corriente y el líquido atomizado debe fluir hacia abajo.

Las columnas de spray proporcionan una baja pérdida de carga en el gas, pero este tipo de torres tiene también algunos inconvenientes que deben estudiarse. Por ejemplo, el diámetro de la torre no puede hacerse muy pequeño porque las gotas podrían alcanzar las paredes y convertirse en ineficaces como spray. Además existe un coste relativamente alto de bombeo para permitir que el líquido pueda vencer la pérdida de carga a través de la boquilla. Otro problema es que existen considerables pérdidas

de líquido en el gas que deja la torre. Debido a esto, casi siempre es necesaria la utilización de eliminadores de niebla.

11.4.2.- Columnas de Relleno:

Las columnas de relleno, se usan para contactos continuos de gas y líquido en isocorriente y contracorriente, son columnas verticales que se han llenado con un relleno de gran superficie específica. Actualmente su uso se ha extendido, y forman parte de la mayoría de los procesos de absorción debido a su amplio campo de aplicaciones y sus numerosas ventajas.

En la siguiente imagen se esquematiza el comportamiento típico de una columna de relleno.

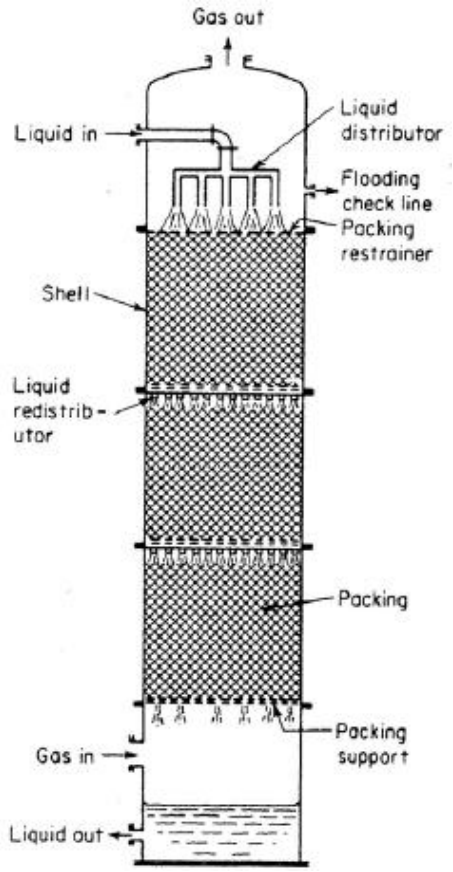


Figura 11.1.Esquema típico de columna de relleno

El líquido se distribuye por entre el relleno a través del lecho, exponiendo una gran superficie para el contacto con el gas.

Características de las torres de relleno:

- Alta eficiencia de transferencia de materia.
- Las columnas de relleno son las más adecuadas para altos flujos de líquido.
- Generalmente son más baratas que otras columnas cuando se trabaja líquidos corrosivos y son más adecuadas para sistemas con espumas.
- La pérdida de carga por etapa de equilibrio es generalmente menor que en las columnas de platos.

En este tipo de torres el líquido desciende a través del relleno y en la pared de la torre deben ser instalados redistribuidos cada 20 pies. Estos redistribuidores toman el líquido de caminos preferenciales por la pared y partes exteriores de la torre y lo dirigen hacia la zona centro de la torre para un nuevo comienzo de bajada y contacto con el gas en la siguiente sección inferior.

11.4.3.- Columnas de platos:

Las columnas de platos son cilindros verticales en las que el líquido y el gas entran en contacto mediante bandejas o platos.

Tal y como se muestra en la **Figura 11.2**, el líquido entra por la parte superior de la torre y fluye hacia abajo por gravedad.

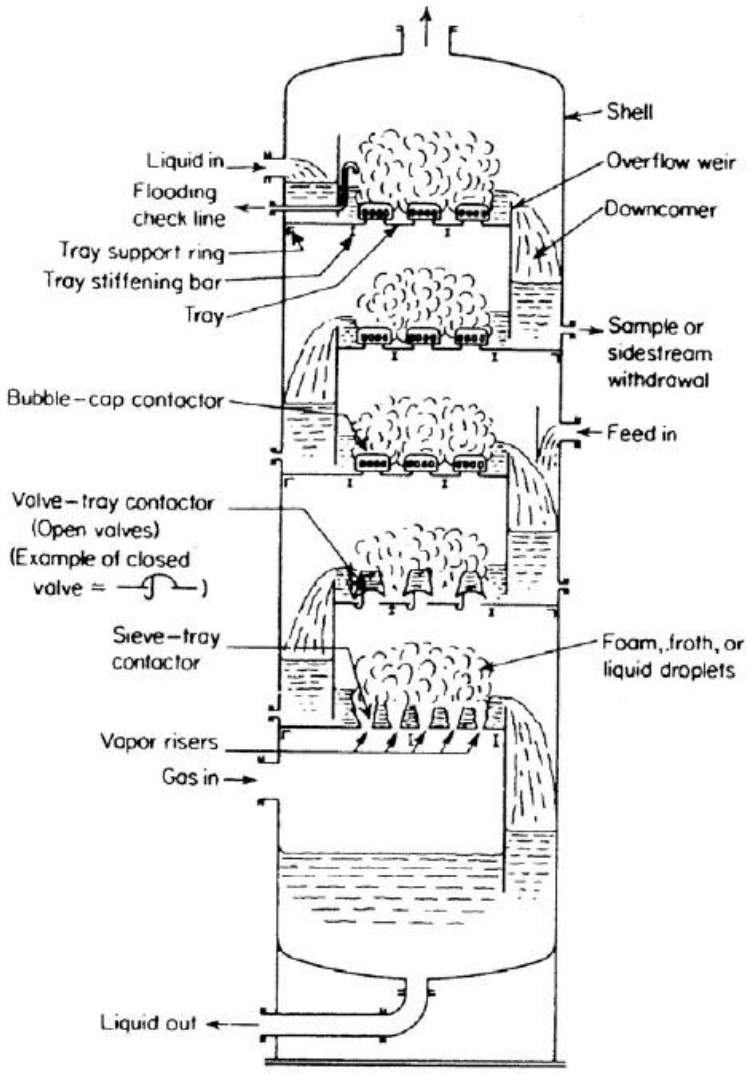


Figura 11.2. Esquema típico de columna de platos

Los platos de flujo cruzado son el tipo más común de columna de platos en absorción. En un plato de flujo cruzado el líquido fluye a través del plato y el gas asciende atravesándolo. El líquido se va transfiriendo de plato a plato a través de unos canales verticales llamados "downcomers" o conductos de bajada. Cierta cantidad de líquido es retenida en el plato mediante un rebosadero de salida.

Se usan tres tipos principales de platos de flujo cruzado, que se clasifican de acuerdo al método de contacto líquido–vapor usado: platos perforados, platos de campana y platos de válvula. La elección del tipo de

plato más adecuado se realiza de acuerdo al coste, capacidad, eficiencia, pérdida de carga, etc.

A continuación se exponen las principales características de las columnas de platos:

- Las columnas de platos trabajan de manera adecuada con un amplio rango de flujos de gas y líquido.
- No son adecuadas para las operaciones con sustancias corrosivas.
- Las columnas de platos son fáciles de limpiar.
- La pérdida de carga por etapa de equilibrio es generalmente mayor que para las columnas de relleno.
- Se pueden utilizar sencillos sistemas de refrigeración en este tipo de columnas.
- Los platos son caros y difíciles de instalar en aplicaciones de pequeñas columnas.

11.5.- Elección del absorbente.

El principal propósito de la absorción es eliminar un constituyente de una corriente de gas, para ello será posible elegir entre varios absorbentes.

A la hora de elegir el absorbente se debe primero estudiar el absorbente en sí y luego su velocidad de circulación. El principal factor a estudiar es la solubilidad del absorbato. Si el gas tiene una alta solubilidad, se podrá incrementar la velocidad de absorción y reducir la cantidad de solvente necesaria.

Generalmente los solventes que tienen una naturaleza química similar a la del soluto que va a ser absorbido proporcionan una buena solubilidad.

Los datos de solubilidad determinan el diseño de la torre y esos datos se pueden encontrar de varias maneras:

- Fracción molar o constante de Henry.
- Presiones de vapor de componentes puros.
- Coeficientes de distribución en el equilibrio.

Además de la solubilidad, hay algunos otros factores que determinan la elección del absorbente. Estos son:

- **Volatilidad**.

El solvente debe tener una baja presión de vapor ya que el gas que sale de una torre de absorción va generalmente saturado del solvente y las pérdidas podrían ser importantes. Si se considera necesario podría utilizarse un segundo líquido menos volátil para recuperar la parte evaporada del primero, pero esto no suele hacerse, solamente en el caso de absorbedores de hidrocarburos, donde el solvente utilizado es relativamente volátil en la parte principal de la absorción y el solvente volatilizado es recuperado del gas con un aceite no volátil.

- **Coste.**

El absorbente debe tener un bajo coste; así las posibles pérdidas no serán importantes, además debe ser fácil de conseguir. Un solvente de alto coste podría necesitar ser reciclado a través de un regenerador.

- **Estabilidad**.

El solvente seleccionado debe ser químicamente estable. Las reacciones entre el absorbente y los componentes del gas pueden ser a veces peligrosas o no deseables.

- **Toxicidad.**

Pueden aparecer multitud de problemas si el solvente seleccionado es tóxico, se deben evitar estos problemas eligiendo un solvente que no lo sea.

- **Viscosidad**.

Se prefieren absorbentes de baja viscosidad por razones de rápida velocidad de absorción. Éstos mejoran las características de inundación, disminuyen las pérdidas de carga en el bombeo y aportan buenas características de transferencia de calor.

- **Otros.**

Si es posible, el absorbente no producirá espuma, será no contaminante y no inflamable, además deberá tener un punto de congelación bajo.

11.6.- Tipos de relleno en caso de columnas empaquetadas

El relleno de la torre debe ofrecer las siguientes características:

1. Proporcionar una gran superficie de contacto entre el gas y el líquido: La superficie del relleno por unidad de volumen aparente debe ser bastante elevada.

2. Poseer adecuadas características de flujo de fluidos: Esto significa generalmente que la porosidad, o fracción de espacio vacío en un lecho de relleno, debe ser elevada. El relleno debe permitir el paso de grandes volúmenes de líquido a través de torres de pequeña sección sin que se produzca inundación y con una baja pérdida de carga para el gas.

3. Ser químicamente inerte a los fluidos con los que se trabaja.

4. Tener la suficiente resistencia estructural como para permitir un manejo y una instalación sencilla. Además ser resistentes a la corrosión.

5. Tener bajo coste.

El relleno suele ser de dos tipos principalmente, regular o aleatorio, ambos pueden describirse como sigue:

- *Relleno regular:*

Los hay de una gran variedad. Las llamadas bandejas en contracorriente son una forma de relleno regular, como también lo son las configuraciones representadas en la **Figura 11.3.**

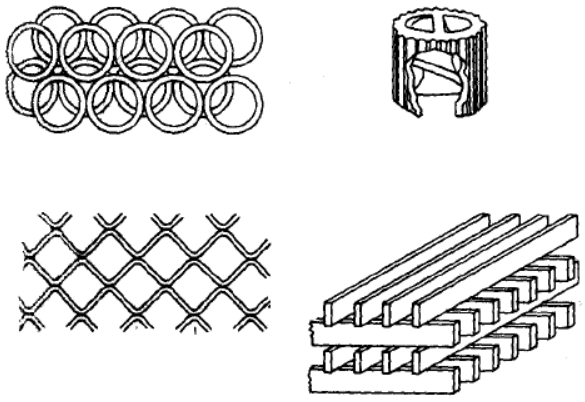


Figura 11.3. Tipos de relleno estructurado

El relleno regular ofrece las ventajas de una baja pérdida de carga para el gas y posibilidad de grandes flujos de líquido, normalmente a expensas de un mayor coste de instalación que el relleno aleatorio.

- *Relleno aleatorio:*

Para instalar el relleno aleatorio simplemente se vierte en el interior de la torre y se deja caer al azar.

En el pasado se utilizaban materiales de fácil disponibilidad como trozos de roca, grava o trozos de coque, pero aunque sean baratos, no son adecuados por su baja superficie y pobres características de flujo de fluidos.

Los rellenos aleatorios que más se usan actualmente se fabrican expresamente para ello, y los tipos más comunes son los mostrados en la **Figura 11.4**.

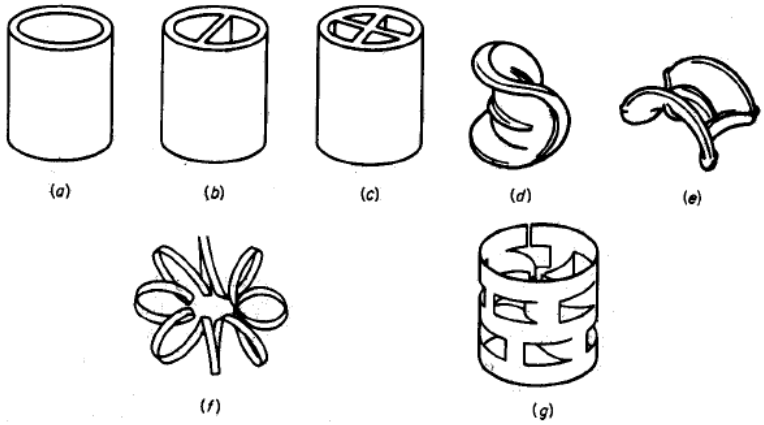


Figura 11.4. Tipos de relleno aleatorio

Los anillos Rashing (a) son cilindros huecos con un diámetro aproximado de entre 6 y 100 mm. Se fabrican de piedra o porcelana, que son adecuados para trabajar con la mayoría de los líquidos excepto con álcalis y ácidos fluorhídricos. También se fabrican de carbón si se pretende

trabajar en atmósferas extremadamente oxidante, y de metales o de plásticos. Los fabricados de plástico deben escogerse con sumo cuidado y sólo para trabajar a temperaturas moderadas ya que pueden deteriorarse rápidamente con ciertos solventes orgánicos y con gases portadores de oxígeno. El relleno de plástico o metal de pared delgada ofrece la ventaja de su bajo peso.

Los anillos Lessing (b) y otros con particiones internas (c) se usan de manera menos frecuente.

El relleno en forma de sillas de montar, Sillas Berl (d) e Intalox (e) y todas sus variantes están disponibles para tamaños entre 6 y 75 mm y se fabrican de piedra o de plástico.

Los anillos Pall (g), también conocidos como Flexirings, están disponibles en metal y plástico. Los Tellerettes (f) fabricados generalmente de plástico, están disponibles en las formas anteriormente mostradas y en algunas otras configuraciones.

Generalmente, el relleno aleatorio ofrece una gran superficie específica pero también gran pérdida de carga en tamaños pequeños, sin embargo, son más baratos en grandes tamaños por unidad de volumen.

Durante la instalación el relleno se vierte en la torre para que caiga al azar, y la torre se llena previamente de agua para prevenir la posible rotura del relleno de cerámica o de carbón, y así reducir la velocidad de caída.

Los anillos Rashing son más baratos por unidad de volumen que los anillos Pall o de silla, pero son menos eficientes y por tanto el coste total de la columna será generalmente mayor con estos anillos. Para columnas de nuevo diseño, la elección recaerá normalmente entre anillos Pall, Berl o Intalox de silla.

La elección del material del relleno dependerá de la naturaleza y temperatura de los fluidos con los que se trabaje. El relleno de cerámica será la primera opción para líquidos corrosivos, pero sin embargo no es adecuada para trabajar con álcalis fuertes. El relleno de plástico se ataca fácilmente por algunos solventes orgánicos y sólo puede usarse a temperaturas moderadas.

11.6.1.- Soporte del relleno

La función principal del soporte del relleno es servir como apoyo físico del relleno de la torre. Sin embargo, se necesita un espacio abierto en el fondo de la columna para asegura una buena distribución del gas, por lo tanto, el relleno debe soportarse sobre un espacio abierto.

El soporte debe diseñarse de manera que se asegure que no existirá una gran pérdida de carga ni que tampoco se produzca el fenómeno de la inundación. Los primeros soportes que se utilizaron para relleno aleatorio fueron simples mallas y platos perforados. Sin embargo, estos platos eran demasiado pesados y no tenían la suficiente fuerza como para soportar un lecho importante de cerámica.

El mejor diseño es aquel en el que la entrada de gas está por encima del nivel por el que el líquido fluye. Estos platos utilizan el principio de la inyección para introducir el gas en el interior del lecho a través de aberturas en las paredes casi verticales.

La fase líquida fluye hacia abajo por las paredes del soporte hasta la parte inferior horizontal por donde abandona el lecho a través de agujeros. Así, la fase gas atraviesa un grupo de agujeros mientras que el líquido atraviesa otro grupo diferente. Este tipo de soporte se denomina de inyección de gas y se muestra en las **Figuras B8.2a** y **B8.2b**.

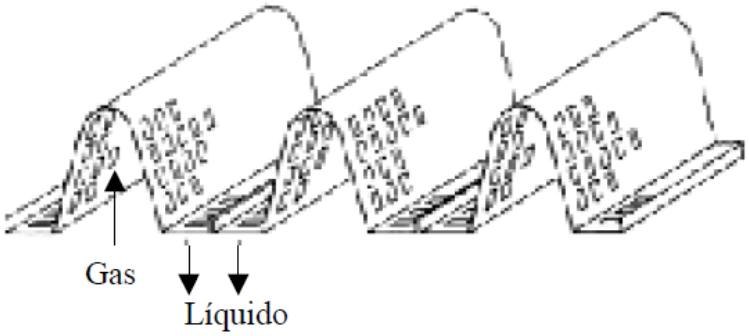


Figura 11.5. Soporte de inyección de gas.

El soporte de inyección de gas es el más adecuado para la torre de absorción que se está diseñando, ya que con él se consigue una baja pérdida de carga y además se elimina la tendencia a la inundación.

Los soportes de inyección de gas se pueden encontrar en una gran variedad de tamaños y materiales como metal, cerámica y plásticos. Los soportes de cerámica sólo se usan en casos de materiales altamente corrosivos. El soporte de plástico se utiliza cuando el relleno también es de plástico ya que su capacidad portante es limitada. Por ello, para la torres de absorción objeto de diseño del presente Proyecto Fin de Carrera, el soporte metálico es el considerado más adecuado.

11.7.- Efecto de la reacción química en la absorción

La reacción química entre el soluto y un componente de la fase líquida incrementa el coeficiente de absorción de la película líquida, lo que provoca un aumento del coeficiente global de absorción en columnas de relleno y de la eficiencia de plato en las columnas de bandejas.

En el caso de reacciones lentas, como por ejemplo la que tiene lugar entre el dióxido de carbono y el agua, las moléculas disueltas se desplazan considerablemente en el seno del líquido antes de que tenga lugar la reacción, con lo que la velocidad de absorción global no se incrementa

considerablemente por la ocurrencia de la reacción química. En este tipo de situaciones, la resistencia de la película líquida es el factor controlante y puede asumirse que el líquido en la interfase se encuentra en equilibrio con la fase gas, por lo que la velocidad de transferencia de materia está gobernada por el gradiente de concentración de componentes entre la interfase y el seno de la fase líquida.

Por otra parte, en el caso de reacciones muy rápidas o instantáneas como es el caso de la que tiene lugar en el proceso diseñado en el presente Proyecto Fin de Carrera en el absorbedor A-01, las moléculas sueltas prácticamente no se desplazan antes de que tenga lugar la reacción.

El emplazamiento de la zona de reacción y el valor del coeficiente de absorción dependen principalmente de la velocidad de difusión de los reactivos y productos hacia y desde la zona de reacción y de la concentración de reactante en el seno del líquido.

En comparación con la absorción física, la distancia que el soluto recorre por difusión antes de reaccionar es considerablemente más corta, por lo que se observa un alto coeficiente de película de la fase líquida y como consecuencia de ello, la resistencia de la película gaseosa se convierte en el factor controlante.

Esto condiciona en gran medida el tipo de contacto necesario ya que dependiendo del tipo de absorción o de la velocidad de reacción en el caso en que se dé, se tendrán que centrar los esfuerzos en reducir las resistencias de las fases dependiendo de las necesidades de cada caso.

11.8.- Especificaciones de diseño del absorbedor A-01

La corriente gaseosa formada por los productos de reacción que han abandonado el reactor, tras su paso por tres intercambiadores de calor

donde se reduce su temperatura hasta los 200ºC, se introduce en el primero de los dos absorbedores de la planta, el absorbedor con reacción química A-01.

El objetivo de este proceso de absorción es eliminar el amoniaco que se encuentra presente en la corriente, y para ello se utilizará como absorbente una disolución de ácido sulfúrico muy diluida. En los siguientes apartados se procede a una discusión de la elección de los parámetros y condiciones de operación de la columna.

11.8.1.- Selección del tipo de contacto

Las características, ventajas y desventajas de los tres tipos principales de equipos de contacto han sido expuestas en secciones anteriores. En esta sección se decidirá cuál es el más adecuado para el proceso de interés.

La torre de spray se usa principalmente cuando la pérdida de presión es crítica; esto suele suceder cuando no hay presión suficiente para hacer que los flujos de gas y líquido circulen de manera adecuada a través de la columna. Además debe tenerse en cuenta que el coste de bombeo del líquido, que permite la atomización a través de la boquilla, es relativamente alto. Las pérdidas considerables de líquido en el gas que abandona la torre y los eliminadores de nieblas que se necesitan debido a estas pérdidas son motivos concluyentes para no considerar las torres de spray como el tipo de equipo de contacto más adecuado.

La elección se hará por tanto entre platos y relleno. La cantidad de líquido con la que se trabaja en nuestro proceso es lo suficientemente grande como para usar relleno, así que esto no es un factor limitante.

El principal problema con las columnas de relleno es la distribución de líquido cuando el diámetro es considerable. Para diámetros superiores a 4 metros, las columnas de relleno no suelen utilizarse. Sin embargo, siempre se usa relleno con diámetros inferiores a 0.6 metros. Como se verá en el siguiente apartado, el diámetro de la torre será de unos 3 metros, por tanto, el diámetro de la columna tampoco determinará el equipo a utilizar.

Las columnas de relleno se prefieren cuando se trabaja con líquidos espumosos, pero este tampoco es el caso ya que la solución de ácido sulfúrico está en una concentración muy baja.

Otro factor que no se puede olvidar es la temperatura durante la absorción. La absorción se incrementa cuando la temperatura baja. La reacción entre el ácido sulfúrico y el amoniaco es exotérmica, así, la temperatura en la columna irá incrementándose a medida que se vaya produciendo la reacción. Debido a esto, se puede optar por instalar una refrigeración externa, pero este tipo de refrigeración sólo se puede llevar a cabo en columnas de platos. La diferencia entre las temperaturas del líquido y del gas hará el que el calor de reacción sea despreciable, al igual que lo será la refrigeración externa. Todas las demás ventajas y desventajas como la limpieza, eficiencias previstas, etc. no son factores limitantes.

La elección entre una columna de platos o de relleno para esta aplicación en particular se realizará en función a dos características que se expusieron para las columnas de relleno, la primera de ellas es la ventaja de producir una menor pérdida de presión, y la segunda de ellas es su posibilidad de uso con sustancias corrosivas.

La corriente de productos que se va a introducir en la columna contiene una cierta cantidad de ácido cianhídrico, que es corrosivo, este será el factor decisivo para la elección de una columna de relleno.

11.8.2.- Elección del absorbente

En la separación de amoniaco de una corriente de gas, la elección del absorbente no es complicada. En función de lo expuesto en el **Apartado 11.5** se puede justificar que el agua se use generalmente para la mayoría de los gases que poseen alta solubilidad en ella (como el amoniaco) ya que no tiene alta volatilidad, tiene un bajo coste, buena estabilidad y no es viscosa, tóxica, espumosa, contaminante ni inflamable.

Debido a la conveniencia del agua por todas estas razones, el equilibrio entre amoniaco y agua ha sido ampliamente estudiado por muchos autores, así existe multitud de información en la bibliografía.

Pero existe otra opción, la absorción acompañada de reacción química puede ser útil en términos de incrementar la solubilidad en el absorbente y se usa para conseguir una separación completa del soluto y la mezcla de gases. Si se alcanza una elevada solubilidad, se puede usar una cantidad mínima de solvente.

La reacción ocurre en la fase líquida y como resultado la velocidad de absorción y la capacidad del líquido para disolver el absorbato son mayores. Esto es debido a que la reacción reduce la presión parcial de equilibrio del soluto y así se incrementa la fuerza impulsora de la transferencia de materia.

Una reacción rápida e irreversible puede provocarse si se añade una cierta cantidad de ácido sulfúrico al agua. La cantidad de sulfúrico añadida no puede ser muy elevada: además de ser bastante caro, se deben evitar los problemas de corrosión y estabilidad que puede provocar. Por ello, sólo de añadirá una cantidad ligeramente por encima de la necesaria para reaccionar con el amoniaco. Se utilizará una disolución de ácido sulfúrico en agua al 1% en peso.

La reacción que tiene lugar entre el amoniaco y el ácido sulfúrico es:

$$2NH_3 + H_2SO_4 \rightarrow (NH_4)_2SO_4$$

Otra ventaja de incluir esta reacción durante la absorción es el consiguiente incremento en el coeficiente de transferencia de materia. Como resultado de esta rápida reacción, la resistencia en la película de gas controlará la velocidad de absorción en la fase gaseosa.

Como conclusión se puede decir que en el absorbedor A-01 tendrá lugar una absorción controlada por la fase gas con reacción química entre amoniaco y una solución de agua ácida.

11.8.3.- Elección del tipo de relleno

Por todas las razones expuestas en el **Apartado 11.6**, se elegirá como relleno de la columna de absorción con reacción química A-01 un relleno Intalox de silla de cerámica con un tamaño de 75 mm.

Las características de este tipo de relleno se reflejan en la siguiente tabla.

Tabla 11.1
Características del relleno Intalox saddles ceramic.

Tipo de relleno	Intalox saddles ceramic
Tamaño nominal (mm)	75
Número de piezas (por m^3)	1870
Peso por m3 (kg/m^3)	590
Superficie específica (m^2/m^3)	92
Volumen de huecos	0,80
Factor de empaque (m^{-1})	70

11.8.4.- Diámetro de la columna

Para el caso de columnas de relleno el cálculo del diámetro se basa en correlaciones que tienen en cuenta la tasa de inundación para estimar la caída de presión en la torre.

Normalmente se considera una buena práctica considerar para el diseño, una velocidad de gas que provoque una pérdida de carga inferior a un valor que depende del proceso.

Para el caso de absorbedores en las operaciones de purificación de gases se suele trabajar con rango de valores en torno al 80-85% de la tasa de inundación.

Considerando todos estos factores, y tomando un porcentaje de inundación del 80% se obtiene un diámetro para la torre de 3 m.

11.8.5.- Altura de la columna

El cálculo de la altura de la torre depende del tipo de equipo de contacto. Para el caso de columnas de relleno habrá que tener en cuenta el concepto de coeficiente de absorción, considerando para el cálculo un balance de masa a un elemento diferencial de la torre y relacionándolo con las ecuaciones de la reacción que ocurre durante la absorción.

Los cálculos para la altura se basan en el concepto de altura de la unidad de transferencia (AUT) propuesta por Chilton-Colburn en 1935 y el número de unidades de transferencia (NUT), que se determina a partir de relaciones de las concentraciones de soluto en la en la entrada y en la salida del absorbedor.

Tras estos cálculos, se obtiene una altura de relleno para la columna de 26 m. La altura final de la columna de absorción, además de la altura de relleno, deberá incluir un determinado espacio para la toma de muestras, dispositivos para la entrada y salida de gas y líquido, soportes del relleno, distribuidores de líquido y resto de accesorios.

Con todas estas consideraciones la columna presenta una altura de 29 m, estará fabricada de acero inoxidable AISI 316L debido a la presencia de ácido cianhídrico, y contará con un espesor de 6,4 mm. Además contará en su interior con 4 redistribuidores de líquido, colocados cada 20 ft de lecho, y por el exterior con una capa de material aislante, lana de roca, de 80 mm.

En la siguiente tabla se recogen las principales características calculadas para la columna de absorción A-01, que han sido estudiadas en detalle en el **Anexo 7**.

Tabla 11.2
Parámetros característicos de diseño del absorbedor A-01.

Descripción	Columna de absorción de relleno
Absorbente	Disolución de ácido sulfúrico (1% peso)
Caudal de absorbente	4320 kmol/h
Relleno	
Tipo	Intalox saddles
Material	Cerámica
Tamaño nominal	0,075 m
Columna	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior	3 m
Espesor	0,0064 m
Altura	29 m
Aislamiento	
Material	Lana de roca
Espesor	0,08 m

11.9.- Especificaciones de diseño del absorbedor A-02

La corriente gaseosa de salida del absorbedor A-01, sin la presencia del indeseado amoniaco, se hará pasar a continuación por la siguiente columna de absorción, A-02, con el objetivo de eliminar los gases inertes de reacción.

Esta absorción, será de tipo físico, y se realizará con agua, que absorberá al componente de interés, acrilonitrilo, acompañado de otros compuestos como el acetonitrilo o el ácido cianhídrico.

11.9.1.- Selección del tipo de contacto

Al igual que para el absorbedor anterior, la corriente de productos que se va a introducir en la columna contiene una cierta cantidad de ácido cianhídrico, que es corrosivo, este será el factor decisivo para la elección de una columna de relleno.

11.9.2.- Elección del absorbente

En función de lo expuesto en el **Apartado 11.5** se puede justificar que el agua se use generalmente para la mayoría de los gases que poseen alta solubilidad en ella, como es el acrilonitrilo, ya que no tiene alta volatilidad, tiene un bajo coste, buena estabilidad y no es viscosa, tóxica, espumosa, contaminante ni inflamable.

Por lo expuesto anteriormente se elegirá el agua como absorbente para la columna de absorción A-02.

11.9.3.- Elección del tipo de relleno

Por todas las razones expuestas en el **Apartado 11.6**, se elegirá como relleno de la columna de absorción con reacción química A-02 un relleno Intalox de silla de cerámica con un tamaño de 75 mm.

Las características de este tipo de relleno se encuentran reflejadas en la **Tabla 11.1**.

11.9.4.- Diámetro de la columna

Para el caso de esta columna, al igual que en la anterior, el cálculo del diámetro se basa en correlaciones que tienen en cuenta la tasa de inundación para estimar la caída de presión en la torre. Considerando estos factores, y tomando un porcentaje de inundación del 70% se obtiene un diámetro para la torre de 3 m.

11.9.5.- Altura de la columna

El cálculo de la altura de la torre depende del tipo de equipo de contacto. Para el caso de columnas de relleno habrá que tener en cuenta el concepto de coeficiente de absorción, el equilibrio líquido-vapor y considerando para el cálculo un balance de masa a un elemento diferencial de la torre. Todo esto se relacionará con los coeficientes de transferencia de materia, obtenidos a través del sistema de ecuaciones de Onda.

Tras los cálculos, se obtiene una altura de relleno para la columna de 24 m. La altura final de la columna de absorción, además de la altura de relleno, deberá incluir un determinado espacio para la toma de muestras, dispositivos para la entrada y salida de gas y líquido, soportes del relleno, distribuidores de líquido y resto de accesorios. Con todas estas consideraciones la columna presenta una altura de 27 m, estará fabricada de

acero inoxidable AISI 316L debido a la presencia de ácido cianhídrico, y contará con un espesor de 4,8 mm. Además contará en el interior con 3 redistribuidores de líquido, colocados cada 20 ft de lecho, y en el exterior con una capa de material aislante, lana de roca, de 50 mm.

En la siguiente tabla se recogen las principales características calculadas para la columna de absorción A-02, que han sido estudiadas en detalle en el **Anexo 8**.

Tabla 11.3
Parámetros característicos de diseño del absorbedor A-02

Descripción	Columna de absorción de relleno
Absorbente	Agua
Caudal de absorbente	8720,76 kmol/h
Relleno	
Tipo	Intalox saddles
Material	Cerámica
Tamaño nominal	0,075 m
Columna	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior	3 m
Espesor	0,0048 m
Altura	27 m
Aislamiento	
Material	Lana de roca
Espesor	0,05 m

CAPÍTULO 12: COLUMNAS DE RECTIFICACIÓN

12.1.- Introducción

El acrilonitrilo obtenido tras el proceso de absorción no se encuentra en estado puro todavía, sino que tiene una gran cantidad de agua además de ácido cianhídrico y acetonitrilo que deben ser separados de la corriente principal. El proceso de purificación final permitirá obtener un producto con una pureza superior al 99,9% molar de acrilonitrilo.

Este proceso comprende tres etapas principales:

- Una primera etapa de destilación multicomponente, llevada a cabo en la columna de rectificación CR-01. En esta columna, se eliminará por colas la mayor parte del agua presente en la corriente acompañada de todo el acetonitrilo. De este modo, se obtiene por cabeza de columna, como destilado, la corriente de interés, el acrilonitrilo, acompañado del ácido cianhídrico y una pequeña cantidad de agua.

- La segunda etapa corresponde a otra columna de rectificación, la columna CR-02, cuyo objetivo es eliminar como destilado el ácido cianhídrico presente en la corriente de productos, que se almacenará y tomarán las medidas oportunas (no objeto de nuestro proyecto) para su comercialización. El acrilonitrilo y una pequeña cantidad de agua, se obtendrán como productos de cola de columna.

- La tercera etapa del proceso de purificación, se trata de la columna de rectificación CR-03, donde, gracias a la acción de un disolvente añadido que rompe el azeótropo acrilonitrilo-agua, se consigue la separación de todo el agua que lleva la corriente. El acrilonitrilo final

se obtiene por la corriente de colas de la columna, con una pureza de aproximadamente el 99,8% molar.

Este proceso de purificación final del acrilonitrilo comprende el diseño de las siguientes unidades:

- Columna de rectificación CR-01.
- Equipos auxiliares de la columna, AUX-01. (Condensador y reboiler).
- Columna de rectificación CR-02.
- Equipos auxiliares de la columna, AUX-02 (Condensador y reboiler).
- Cuatro acumuladores de reflujo.
- Intercambiador de calor IC-04. Cuyo objetivo es proporcionar a la corriente la temperatura idónea para alimentar a la columna de rectificación CR-03.
- Columna de rectificación CR-03.
- Equipos auxiliares de la columna, AUX-03. (Condensador y reboiler).

Obtenido el producto de interés se someterá a un último proceso de intercambio de calor, en el intercambiador IC-05, con el fin de acondicionar la temperatura antes del almacenamiento del mismo.

12.2.- Principios de destilación

12.2.1.- Características de la destilación

La destilación es una operación utilizada con frecuencia para la purificación y aislamiento de líquidos orgánicos. La destilación aprovecha

las volatilidades y puntos de ebullición de los componentes líquidos a separar.

La destilación depende de parámetros como: El equilibrio liquido vapor, temperatura, presión, composición, energía.

- El equilibrio entre el vapor y el líquido de un compuesto está representado por la relación de moles de vapor y líquido a una temperatura determinada, también puede estudiarse este equilibrio a partir de sus presiones de vapor.

- La temperatura influye en las presiones de vapor y en consecuencia de la cantidad de energía proporcionada al sistema, también influye en la composición del vapor y el líquido ya que esta depende de las presiones del vapor.

- La presión tiene directa influencia en los puntos de ebullición de los líquidos orgánicos y por tanto en la destilación.

- La composición es una consecuencia de la variación de las presiones de vapor, de la temperatura que fijan las composiciones en el equilibrio.

- Puntos de ebullición, son aquellos puntos o temperaturas de compuestos puros a las que sus presiones de vapor igualan a la presión atmosférica, produciéndose el fenómeno llamado ebullición.

En una columna de destilación el vapor fluye hacia arriba mientras que el líquido baja en contracorriente. El vapor y el líquido se ponen en contacto mediante un sistema de platos o de relleno (el método de contacto que se utilizará en este diseño será el de platos).

Parte del condensado sale del condensador y se introduce por la parte superior de la columna para proporcionar el flujo de líquido por encima del punto de alimentación, y parte del líquido del fondo de la columna se vaporiza en el reboiler y se vuelve a introducir para conseguir el flujo de vapor.

En la parte que queda debajo del punto de alimentación, los componentes más volátiles se desorben del líquido y por eso esta zona se conoce como "sección de stripping". Por encima de la alimentación, la concentración en los componentes más volátiles aumenta, así a esta zona se la denomina "sección de enriquecimiento".

Existen las siguientes tipos de destilaciones:

- Destilación simple o sencilla.
- Destilación Fraccionada.
- Destilación por Arrastre de vapor.
- Destilación a presión reducida o al vacio.

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. Para 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.

En la siguiente figura se muestran algunas posibilidades de las disposiciones de realizar el contacto entre fases.

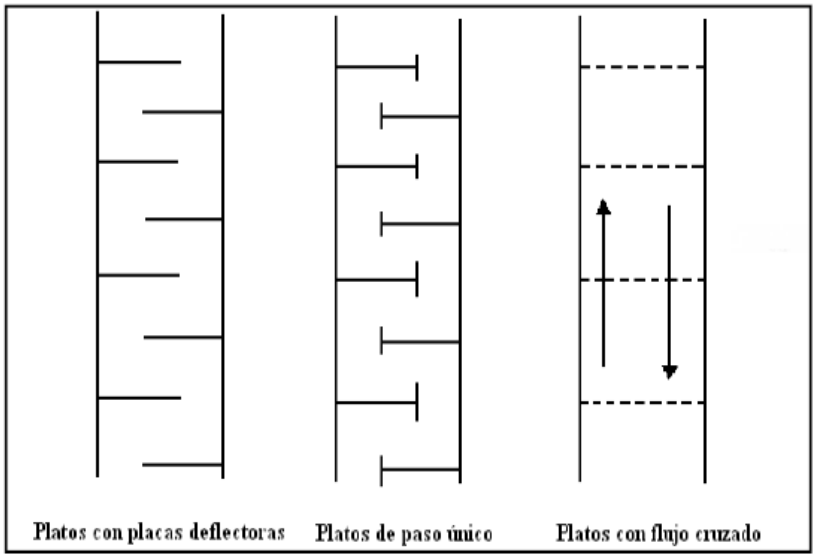


Figura 12.1. Disposiciones de contacto entre fases (Henley y Seader).

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_{vigas}.
- 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 las perforaciones circulares, 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 y no permitir que el gas tome atajos por ellos.

12.2.2.- Equipos auxiliares

Las columnas de rectificación, además de la columna propiamente dicha, deben diseñarse acompañadas de algunos elementos auxiliares como son los reboilers y los condensadores.

- *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 frio 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.

- Condensadores multitubulares horizontales de envolvente:
  Este tipo de condensadores constan de una envolvente cilíndrica con tubos paralelos longitudinales en su interior, fijados en ambos extremos a unas placas tubulares.

- Condensadores multitubulares verticales de envolvente:
  Se trata de un condensador análogo al anterior pero posicionado de manera vertical.

- Condensadores atmosféricos:
  Este tipo de intercambiadores poseen unos serpentines colocados de diversas formas por cuyo interior circula el fluido refrigerante. Se emplean en lugares con escasez de agua, son fáciles de limpiar y en ocasiones pueden conectarse a torres de enfriamiento.

- Condensadores evaporativos:
  Se trata de un tipo de condensador impuesto por la necesidad de reducir el consumo tan elevado de agua de condensación que

acarrean otros condensadores. El consumo de agua se reduce hasta 20 veces en relación con otros tipos.

- Condensadores enfriados por aire:
  Estos se pueden clasificar en base a dos criterios principales. En función del método por el cual se consigue la circulación del aire en su interior pueden ser de convección natural o forzada, y en función de su forma pueden ser de tubos lisos o aleteados, siendo este último lo más común, y de placas.

- Condensadores de tubos aleteados:
  Los condensadores enfriados por aire más utilizados a escala industrial son aquellos que combinan la convección forzada y los tubos aleteados. Cuando se emplean este tipo de tubos deben situarse bien espaciadas para evitar la resistencia a la circulación del aire, y reduciendo por tanto, la suciedad en la superficie de los tubos.

En la línea de proceso diseñada en el presente Proyecto Fin de Carrera se requiere el diseño de tres condensadores. El primero de ellos, el condensador CD-01, es un equipo auxiliar de la columna de rectificación CR-01, el segundo, condensador CD-02, es un equipo auxiliar de la columna de rectificación CR-02 y el tercero de ellos, condensador CD-03, forma parte del equipo auxiliar de la columna de rectificación CR-03.

En la elección del tipo de intercambiador de ha optado por el diseño de tres condensadores refrigerados 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. En la siguiente figura se muestra un esquema de este tipo de condensadores.

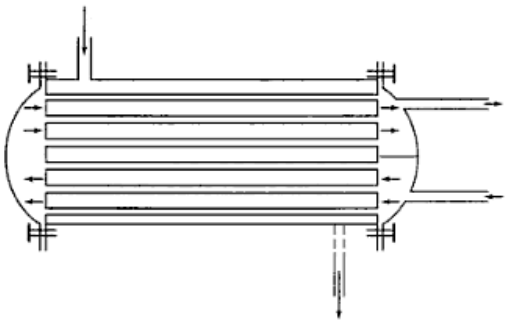


Figura 12.2. Intercambiador multitubular de carcasa y tubos
(Manual de Refrigeración, J.M. Franco Lijó).

- *"Reboiler".*

Para los reboiler que forman parte de los equipos auxiliares de las columnas de rectificación, el tipo de intercambiador elegido es también 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 reboiler también llamado calderín 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 calderín utilizado es de tipo Kettle, en el cual, el fluido a calentar circula por la carcasa, mientras que la condensación ocurre por el interior de los tubos. Estos equipos poseen un espacio extra entre la carcasa 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 las que se muestran a continuación.

- Fácil de mantener.
- Fácil de controlar.
- No hay límite en la carga de vapor.

A continuación se muestra una figura donde se pueden apreciar sus componentes.

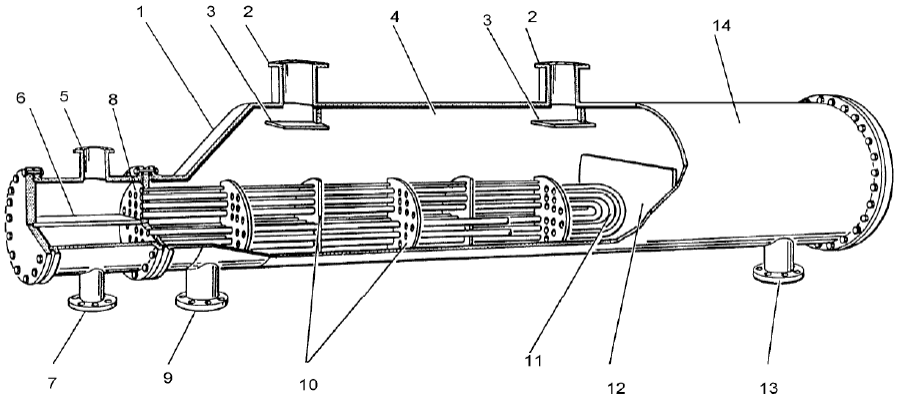


Figura 12.3. Reboiler tipo Kettle (Henley y Seader).

Se distinguen los siguientes elementos en este tipo de rehervidores:

1) Carcasa
2) Conducción de salida de la carcasa
3) Chapas antiarrastre
4) Espacio de separación de vapores
5) Conducción de entrada a la cabeza
6) Partición de la cabeza
7) Conducción de salida de la cabeza
8) Haz de tubos
9) Conducción interna de la carcasa
10) Plato de soporte de tubos
11) Tubos en U de retorno
12) Tabique transversal
13) Conducción externa de la carcasa
14) Sección de almacenamiento del liquido

12.3.- Diseño de la columna de rectificación CR-01

La columna de rectificación CR-01 está diseñada con el propósito de separar el acetonitrilo y el agua del resto de los compuestos que forman parte de la corriente de producto que abandona el absorbedor A-02. Esta separación se llevará a cabo en una columna de platos perforados (véase **Apartado 12.2** del presente capítulo), en un proceso de rectificación. Los principales equipos auxiliares de la columna también serán objeto de estudio de este presente proyecto.

La alimentación a la columna está formada por una mezcla multicomponente de acrilonitrilo, agua, ácido cianhídrico y acetonitrilo, procedente del absorbedor A-02. El producto de destilado, formado principalmente por acrilonitrilo, ácido cianhídrico y algo de agua, tras pasar por el condensador y recircular parte de la corriente, irá hacia la siguiente columna de rectificación para continuar con la purificación.

La corriente de colas, que contiene todo el acetonitrilo y la mayor parte del agua de la alimentación, será utilizada como fluido calefactor en el intercambiador de calor IC-04 debido a su alta temperatura.

12.3.1- Corrientes de la columna

12.3.1.1.- Alimentación

La corriente de alimentación de la columna procede del absorbedor A-02 y entrará a la torre de destilación con el objeto de separar el acetonitrilo y la mayor parte del agua que contiene la corriente.

La alimentación, con un caudal molar de 9677,93 kmol/h, se introduce en la columna a 83ºC (líquido saturado).

12.3.1.2.- Corriente de destilado

La corriente de destilado que abandona la columna por cabeza, estará prácticamente agotada en acetonitrilo, con un caudal molar de 574,20 kmol/h y una composición en acrilonitrilo de 60,6% molar. El destilado sale de la columna y se enfría en un condensador. A continuación parte de la corriente, impulsada por una bomba, es devuelta a la columna con un caudal molar de 262,34 kmol/h. El resto de la corriente, a unos 63ºC, entrará como alimentación de la siguiente columna de rectificación.

En esta corriente, sólo quedarán 89 kmol/h de agua, de los 9438 kmol/h de agua que entraban en la alimentación. El hecho de que no se separe por colas la totalidad de agua, es que ésta forma un azeótropo con el acrilonitrilo, por lo cual, se obtendrá en el destilado, la cantidad correspondiente a ese azeótropo según la composición en acrilonitrilo que se tenga. A continuación se muestra en la figura el azeótropo formado por el sistema acrilonitrilo-agua. Aproximadamente la composición del azeótropo es del 67% en acrilonitrilo.

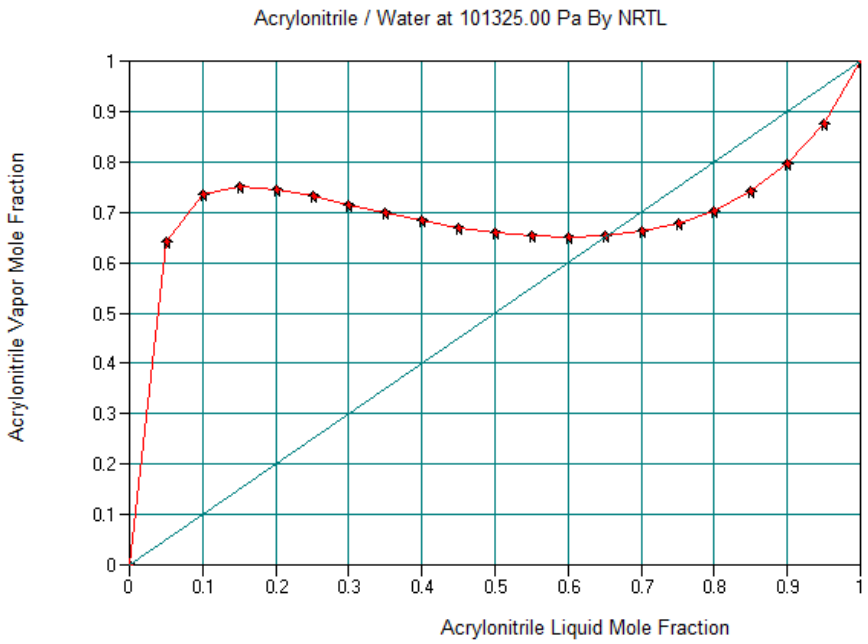


Figura 12.4. Diagrama de equilibro líquido-vapor para el sistema acrilonitrilo/agua.

12.3.1.3.- Corriente de colas

La corriente de colas abandona la columna con una composición de agua del 99,8% molar y contendrá además la totalidad del acetonitrilo (el 99,9% de entrada).

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 para su posterior tratamiento y/o comercialización (no objeto del presente proyecto), se utilizará como fluido calefactor en el intercambiador de calor de carcasa y tubos IC-04, elevando así la temperatura de la corriente de interés antes de entrar en la última columna de rectificación.

12.3.2- *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). Se utilizará la correlación gráfica de Gilliland, y la Ecuación de Molokanov, partiendo de los datos obtenidos a través de las ecuaciones de Fenske y de Underwood.

En base a este estudio, para la columna de rectificación CR-01 se obtienen 33 etapas de equilibrio.

12.3.3.- Diseño hidráulico de la columna

Existen una serie de fenómenos que se deben evitar durante la operación de separación, que son el lloriqueo, la inundación, el arrastre excesivo y la descarga.

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.

- *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 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 se puede determinar, con la correspondiente ecuación, el diámetro de la columna, según los valores comerciales. Una vez hallado este diámetro, se recalculan los valores determinados (espaciamiento y velocidad de inundación). A continuación, conocido el diámetro de la columna, se procede a estimar 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.

Todos estos datos y comprobaciones han sido calculados en el **Anexo 9** del presente Proyecto Fin de Carrera.

- *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 2,26 m/s, 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 5,76 m/s.

- *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.9.2** del Anexo 9), 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.

- *Descarga:*

Según la bibliografía consultada (Henley, E.J., Seader, J.D., 1988), se recomienda una velocidad de líquido por el vertedero, V_L, menor de 0,3 m/s, 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 0,08 m/s.

- *Eficacia de la columna:*

Como en la práctica no se alcanza una eficacia de plato del 100%, se necesitan más platos que etapas ideales. El cociente entre el número de platos reales, NPR, y el número de platos teóricos, NPT, representa la eficacia global de la columna, E_0, calculada por las relaciones de O´connell.

La eficacia de plato para la columna diseñada es igual al 53%.

- *Plato de alimentación:*

La alimentación se introduce por entre los platos 15 y 16, teniendo en cuenta que la numeración de los platos de la columna se realiza desde la parte superior. La posición del plato de alimentación se ha determina por medio de la Ecuación de Kirbride.

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 63 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 40,1 metros.

12.3.4.- 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 ó 30 psi si la anterior fuera menor, y la temperatura de diseño 20 ºC 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.

- *Material:*

Las especificaciones del Código ASME en su sección II, exponen que el acero elegido para la construcción de recipientes de acero sometidos al contacto con compuestos corrosivos deben ser aceros inoxidables. 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) y frente a sustancias corrosivas.

- *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 9,5 mm incluyendo el espesor por corrosión.

- *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 Korbbogen. 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 Korbbogen:

- Presión de diseño superior a 7 kg/cm^2.
- Temperatura de diseño superior a 350°C.
- Recipientes verticales con relación altura/diámetro superior a 10.

La torre tiene una relación altura/diámetro superior a 10, por lo que la tapa toriesférica será de tipo Korbbogen. 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. Los fondos de la columna poseen un espesor de 6,7 mm.

- *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 mayor a 10, por lo que 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.

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.

- *Pescante:*

Al tratarse de un recipiente vertical, se instalará un pescante de capacidad suficiente para desmontar los platos y elementos internos.

- *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 40,1 metros, se instalarán siete bocas de hombre de 20 pulgadas de diámetro interno mínimo. 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.

- *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 99,4 ºC, la torre requiere 50 milímetros de material aislante (véase **Tabla A.21.11** del Anexo 21).

12.3.5.- Características de la columna

Se tiene una columna de 3 metros de diámetro y un espaciamiento de platos de 0,6 metros, con una altura de columna de 40,1 metros incluyendo los fondos toriesféricos de tipo Korbbogen.

La columna está formada por 63 platos perforados construidos de acero inoxidable AISI 316L cuyas perforaciones tienen un diámetro de 4,5 milímetros.

12.3.5.1.- Características del plato

Las características del plato se recogen en la tabla siguiente:

Tabla 12.1
Dimensiones de la columna CR-01 y de los platos perforados

Diámetro columna	3 m
Área total	7,07 m^2
Área neta	5,82 m^2
Área vertedero	0,62 m^2
Área activa	5,51 m^2
Área vigas	0,31 m^2
Diámetro orificios	4,5 mm
Espesor de viga	43 mm
Ancho derramadero	2,1 m
Espesor plato	1,94 mm

12.3.5.2.- Pérdidas de carga

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 espaciamiento 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 son menores que la mitad del espaciado entre platos.

Tabla 12.2
Pérdidas de carga de la columna CR-01

Tipo de altura	Definición	Altura
$\mathbf{h_w}$	Altura de rebosadero	0,06 m
$\mathbf{h_c}$	Altura de la cresta de líquido sobre el vertedero	0,057 m
$\mathbf{h_b}$	Altura del vertedero	0,15 m
Total		0,27 m

Los platos diseñados funcionan correctamente, ya que la pérdida de carga cumple la condición necesaria.

12.3.6.- 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 1391 tubos de 0,75 pulgadas de diámetro exterior con espesor de 0,095 pulgadas

(2,4mm) y 16 pies de longitud. Con un pitch de 1 pulgada y un diámetro de carcasa de 42 pulgadas. El calderín se alimenta con la 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 media presión (10,3 bar).

- Condensador para el reflujo de la torre. Se alimenta con la corriente de cabeza de la columna, condensándola, y enviándola al acumulador de reflujo, donde parte de la corriente es recirculada a la torre. Su morfología es idéntica al intercambiador de calor de carcasa y tubos. Presenta 1569 tubos de 14 pies de longitud y 0,75 pulgadas de diámetro, con un espesor de 0,095 pulgadas.

- Acumulador de reflujo, donde llega la corriente del condensador y es aquí donde se escinde en otras dos corrientes, la de reflujo y la de producto que se envía a la siguiente columna de rectificación.

- Bomba. Este equipo impulsa el líquido que sale del acumulador 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.

12.3.6.1.- Condensador

El condensador 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 total de la mezcla que favorezca la separación en la unidad posterior, el acumulador de reflujo. 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 producto que se dirige a la siguiente columna de rectificación.

Para la selección del condensador se opta por el diseño de un condensador de contracorriente de carcasa y tubos por ser el que mejor se adapta a las condicione de trabajo. La selección de la trayectoria de flujo es uno de los aspectos más relevantes en el diseño de un sistema de intercambio de calor.

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 50ºC. Los criterios de selección de circulación de la corriente aconsejan, a su vez, que los fluidos más sucios, a más presión y corrosivos deben situarse del lado de los tubos.

La corriente proveniente de la cabeza de la columna debe reducir su temperatura desde 69ºC hasta 62,8ºC para dirigirse con posterioridad al acumulador de reflujo. Para ello se hará uso de agua de la red interna de la Refinería a 7ºC que elevará su temperatura en el proceso hasta 13ºC.

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 condensador diseñado posee un diámetro interior de carcasa de 44 pulgadas. Esta carcasa irá provista de cinco placas deflectoras.

b) Tubos

El condensador diseñado posee 1569 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 14 pies y están construidos en acero inoxidable AISI 316L, material indicado para la construcción de las líneas de servicio en contacto con fluidos corrosivos.

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 dispone de un cabezal flotante interno tipo “S”.

e) Pitch

El espaciamiento entre los centros de los tubos adyacentes, pitch, tiene un valor de 1 pulgada.

f) Número de pasos

El número de pasos seleccionado para el equipo será de un paso por tubo.

A continuación se recogen las principales características del condensador.

Tabla 12.3
Resumen características Condensador AUX-01

Tipo Intercambiador	Carcasa y tubos
Denominación	Tipo AES
Material tubos	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior tubos	0,019 m
Espesor tubos	0,0024 m
Longitud tubos	4,27 m
Numero de tubos	1569
Pasos por tubo	1
Área transferencia calor	383,6 m^2
Material carcasa	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior carcasa	1,12 m
Espesor carcasa	0,0048 m
Pasos por carcasa	1
Número deflectores	5
Espaciamiento entre deflectores	0,87 m
Espesor deflectores	0,0095 m
Material aislamiento	Lana de roca
Espesor aislamiento	0,04 m

12.3.6.2.- Reboiler

La torre de rectificación requiere como equipo auxiliar, otro intercambiador de calor de carcasa y tubos, en este caso el denominado reboiler.

La corriente de colas 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 media presión.

El tipo de intercambiador elegido como equipo auxiliar de la columna es un cambiador de calor de contracorriente de carcasa 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".

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 media ó 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.

a) Carcasa

El diámetro interior de la carcasa será de 42 pulgadas. El espesor de la carcasa se determina según las fórmulas del código ASME. Se construye de acero inoxidable AISI 316L, por ser un material resistente a la

corrosión. 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 0,87 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 inoxidable AISI 316L, al igual que en la carcasa. El diámetro exterior de los tubos del intercambiador es 0,75 pulgadas y un espesor de 0,095 pulgadas, calculado según el Código ASME. Los tubos tendrán una longitud estándar de 16 pies. El número de tubos obtenido es de 1391 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, con una distancia entre centros de tubos de 1 pulgada.

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) 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 46 pulgadas (1,17 metros).

El diámetro del rehervidor, calculado a partir de la altura de barrera, es 59,86 pulgadas (1,52 metros).

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 180ºC), se requiere un espesor de este material de 80 milímetros (véase **Tabla A.21.11** del Anexo 21).

Se presenta en la tabla siguiente los datos de diseño más importantes del reboiler inundado.

Tabla 12.4
Resumen características Reboiler AUX-01

Tipo Intercambiador	Carcasa y tubos
Denominación	Tipo AKT
Material tubos	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior tubos	0,019 m
Espesor tubos	0,0024 m
Longitud tubos	4,88 m
Numero de tubos	1391
Pasos por tubo	2
Área transferencia calor	400,5 m^2
Material carcasa	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior carcasa	1,07 m
Espesor carcasa	0,0048 m
Pasos por carcasa	1
Número deflectores	6
Espaciamiento entre deflectores	0, 87 m
Espesor deflectores	0,0095 m
Material aislamiento	Lana de roca
Espesor aislamiento	0,08 m

12.4.- Diseño de la columna de rectificación CR-02

La columna de rectificación CR-02 está diseñada con el propósito de separar el ácido cianhídrico de la corriente donde se encuentra el producto de interés, el acrilonitrilo. Esta separación se llevará a cabo en una columna de platos perforados (véase **Apartado 12.2** del presente capítulo), en un proceso de rectificación. Los principales equipos auxiliares de la columna también serán objeto de estudio de este presente proyecto.

La alimentación a la columna está formada por una mezcla multicomponente de acrilonitrilo, agua y ácido cianhídrico, procedente de

la columna de rectificación CR-01. El producto de destilado, formado principalmente por ácido cianhídrico (99,97% molar), tras pasar por el condensador y recircular parte de la corriente, se enviará hacia un tanque de almacenamiento (no objeto del presente proyecto) y su posterior comercialización.

El producto de interés, acrilonitrilo, formará parte junto con el agua de la corriente de colas de columna, que seguirá su purificación en la última de las columnas de rectificación.

12.4.1- Corrientes de la columna

12.4.1.1.- Alimentación

La corriente de alimentación de la columna procede del destilado de la columna de rectificación CR-01 y entrará a la columna CR-02 con el objeto de eliminar el ácido cianhídrico que contiene la corriente.

La alimentación, con un caudal molar de 311,85 kmol/h, se introduce en la columna a unos 63ºC (líquido saturado).

12.4.1.2.- Corriente de destilado

La corriente de destilado que abandona la columna por cabeza, estará prácticamente agotada en acrilonitrilo, con un caudal molar de 154,7 kmol/h y una composición en ácido cianhídrico del 99,97% molar.

El destilado sale de la columna y se enfría en un condensador. Después la corriente se conducirá a un acumulador de reflujo. A continuación parte de la corriente, impulsada por una bomba, es devuelta a la columna como reflujo con un caudal molar de 120,9 kmol/h.

12.4.1.3.- Corriente de colas

La corriente de colas abandona la columna con una composición de acrilonitrilo del 68% molar. El resto de la corriente está compuesta por agua.

Una parte de la corriente de colas, es devuelta a la columna, tras pasar por el calderín, mientras que el resto de esta corriente será conducida hasta un acumulador de reflujo, donde se le añadirá un tercer componente que hará que la mezcla alcance las condiciones favorables para la última rectificación.

12.4.2- *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). Se utilizará la correlación gráfica de Gilliland, y la Ecuación de Molokanov, partiendo de los datos obtenidos a través de las ecuaciones de Fenske y de Underwood.

En base a este estudio, para la columna de rectificación CR-02 se obtienen 12 etapas de equilibrio.

12.4.3.- Diseño hidráulico de la columna

Existen una serie de fenómenos que se deben evitar durante la operación de separación, que son el lloriqueo, la inundación, el arrastre excesivo y la descarga.

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.

- *Inundación:*

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.

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. Todos estos datos y comprobaciones han sido calculados en el **Anexo 9** del presente Proyecto Fin de Carrera.

- *Lloriqueo:*

En base a los mismos criterios que para la columna anterior se obtiene que la velocidad de lloriqueo tiene un valor de 5,65 m/s, 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 9,36 m/s.

- *Arrastre excesivo*

Se obtiene este coeficiente de forma gráfica (véase **Figura A.9.2** del Anexo 9), 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.

- *Descarga:*

Se comprueba como la velocidad de descarga en los vertederos, no supera el valor límite (0,3 m/s) con un valor de 0,06 m/s.

- *Eficacia de la columna:*

La eficacia de plato para la columna diseñada es aproximadamente del 49%.

- *Plato de alimentación:*

La alimentación se introduce por entre los platos 9 y 10, teniendo en cuenta que la numeración de los platos de la columna se realiza desde la parte superior. La posición del plato de alimentación se ha determina por medio de la Ecuación de Kirbride.

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 50 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 31,7 metros.

12.4.4.- Diseño mecánico de la columna

El diseño mecánico de la columna también 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 ó 30 psi si la anterior fuera menor, y la temperatura de diseño 20 ºC por encima de la de operación.

- *Material:*

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) y frente a sustancias corrosivas.

- *Espesor de la envolvente:*

Se ha obtenido un espesor de la envolvente de la columna de 14,3 mm incluyendo el espesor por corrosión.

- *Fondos:*

La torre tiene una relación altura/diámetro superior a 10, por lo que la tapa toriesférica será de tipo Korbbogen. Los fondos de la columna poseen un espesor de 3,4 mm.

- *Soportes:*

En el apartado del Anexo de cálculos referente al diseño mecánico de la columna se obtiene una relación altura de la columna/diámetro mayor a 10, por lo que 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.

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.

- *Pescante:*

Al tratarse de un recipiente vertical, se instalará un pescante de capacidad suficiente para desmontar los platos y elementos internos.

- *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 31,7 metros, se instalarán cinco bocas de hombre de 20 pulgadas de diámetro interno mínimo. 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.

- *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 el rango de operación de la columna se requieren 40 milímetros de material aislante (véase **Tabla A.21.11** del Anexo 21).

12.4.5.- Características de la columna

Se tiene una columna de 1,25 metros de diámetro y un espaciamiento de platos de 0,6 metros, con una altura de columna de 31,7 metros incluyendo los fondos toriesféricos de tipo Korbbogen.

La columna está formada por 50 platos perforados construidos de acero inoxidable AISI 316L cuyas perforaciones tienen un diámetro de 4,5 milímetros.

12.4.5.1.- Características del plato

Las principales características del plato quedan recogidas en la tabla que se muestra a continuación.

Tabla 12.5
Dimensiones de la columna CR-02 y de los platos perforados

Diámetro columna	1,25 m
Área total	1,23 m^2
Área neta	1,01 m^2
Área vertedero	0,11 m^2
Área activa	0,86 m^2
Área vigas	0,15 m^2
Diámetro orificios	4,5 mm
Espesor de viga	50 mm
Ancho derramadero	0,875 m
Espesor plato	1,94 mm

12.4.5.2.- Pérdidas de carga

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 espaciamiento 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 son menores que la mitad del espaciado entre platos.

Tabla 12.6
Pérdidas de carga de la columna CR-02

Tipo de altura	Definición	Altura
$\mathbf{h_w}$	Altura de rebosadero	0,06 m
$\mathbf{h_c}$	Altura de la cresta de líquido sobre el vertedero	0,025 m
$\mathbf{h_b}$	Altura del vertedero	0,059 m
Total		0,14 m

Los platos diseñados funcionan correctamente, ya que la pérdida de carga cumple la condición necesaria.

12.4.6.- 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 87 tubos de 0,75 pulgadas de diámetro exterior con espesor de 0,095 pulgadas

(2,4mm) y 16 pies de longitud. Con un pitch de 1 pulgada y un diámetro de carcasa de 12 pulgadas. El calderín se alimenta con la 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 media presión (10,3 bar).

- Condensador para el reflujo de la torre. Se alimenta con la corriente de cabeza de la columna, condensándola, y enviándola al acumulador de reflujo, donde parte de la corriente es recirculada a la torre. Su morfología es idéntica al intercambiador de calor de carcasa y tubos. Presenta 2380 tubos de 16 pies de longitud y 0,75 pulgada de diámetro, con un espesor de 0,095 pulgadas.

- Acumulador de reflujo, donde llega la corriente del condensador y es aquí donde se escinde en otras dos corrientes, la de reflujo y la de producto que se envía a la siguiente columna de rectificación.

- Bomba. Este equipo impulsa el líquido que sale del acumulador 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.

12.4.6.1.- Condensador

Será al igual que el anterior, un intercambiador de tubos y carcasa. 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 50ºC. Los criterios de selección de circulación de la corriente aconsejan, a su vez, que los fluidos más sucios, a más presión y corrosivos deben situarse del lado de los tubos. La corriente proveniente de la cabeza de la columna debe condensarse para dirigirse con posterioridad al acumulador de reflujo. Para ello se hará uso de agua de la red interna de la Refinería a 7ºC que elevará su temperatura en el proceso hasta 13ºC.

Los elementos más importantes de la unidad de condensación se recogen a continuación:

a) Carcasa

El condensador diseñado posee un diámetro interior de carcasa de 56 pulgadas. Esta carcasa irá provista de seis placas deflectoras.

b) Tubos

El condensador diseñado posee 2380 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 construidos en acero inoxidable AISI 316L, material indicado para la construcción de las líneas de servicio en contacto con fluidos corrosivos.

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 dispone de un cabezal flotante interno tipo "S".

e) Pitch

El espaciamiento entre los centros de los tubos adyacentes, pitch, tiene un valor de 1 pulgada.

f) Número de pasos

El número de pasos seleccionado será de un paso por tubo.

Tabla 12.7.
Resumen características Condensador AUX-02

Tipo Intercambiador	Carcasa y tubos
Denominación	Tipo AES
Material tubos	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior tubos	0,019 m
Espesor tubos	0,0024 m
Longitud tubos	4,88 m
Numero de tubos	2380
Pasos por tubo	1
Área transferencia calor	655,6 m^2
Material carcasa	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior carcasa	1,42 m
Espesor carcasa	0,0048 m
Pasos por carcasa	1
Número deflectores	6
Espaciamiento entre deflectores	0,90 m
Espesor deflectores	0,0095 m
Material aislamiento	Lana de roca
Espesor aislamiento	0,04 m

En la **Tabla 12.7** se recogen las principales características del condensador.

12.4.6.2.- Reboiler

La corriente de colas 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 media presión.

El tipo de intercambiador elegido como equipo auxiliar de la columna es un cambiador de calor de contracorriente de carcasa y tubos.

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 media ó 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.

a) Carcasa

El diámetro interior de la carcasa será de 12 pulgadas. El espesor de la carcasa se determina según las fórmulas del código ASME. Se construye de acero inoxidable AISI 316L, por ser un material resistente a la corrosión. 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 7 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 inoxidable AISI 316L, al igual que en la carcasa.

El diámetro exterior de los tubos del intercambiador es 0,75 pulgadas y un espesor de 0,095 pulgadas, calculado según el Código ASME. Los tubos tendrán una longitud estándar de 16 pies. El número de tubos obtenido es de 87 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, con una distancia entre centros de tubos de 1 pulgada.

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) 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).

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 180ºC), se requiere un espesor de este material de 80 milímetros (véase **Tabla A.21.11** del Anexo 21).

Se presenta en la tabla siguiente los datos de diseño más importantes del reboiler inundado.

Tabla 12.8
Resumen características Reboiler AUX-02

Tipo Intercambiador	Carcasa y tubos
Denominación	Tipo AKT
Material tubos	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior tubos	0,019 m
Espesor tubos	0,0024 m
Longitud tubos	4,88 m
Numero de tubos	87
Pasos por tubo	2
Área transferencia calor	23,8 m^2
Material carcasa	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior carcasa	0,30 m
Espesor carcasa	0,0048 m
Pasos por carcasa	1
Número deflectores	7
Espaciamiento entre deflectores	0, 79 m
Espesor deflectores	0,0048 m
Material aislamiento	Lana de roca
Espesor aislamiento	0,08 m

12.5.- Diseño de la columna de rectificación CR-03

La columna de rectificación CR-03 está diseñada con el propósito de realizarle la purificación final al acrilonitrilo, consiguiendo una corriente con una elevada pureza. Para ello es necesario separar el agua que queda en la corriente. Debido a la existencia de un azeótropo entre el acrilonitrilo y el agua, será necesario añadir un tercer componente a la alimentación con el objetivo de modificar las volatilidades relativas de los productos y

romper el azeótropo, así se conseguirá la total separación entre el agua y el acrilonitrilo.

En la siguiente figura se muestra un diagrama de equilibrio líquido-vapor del sistema acrilonitrilo/agua en presencia de este tercer componente, el n-hexano. En él se puede comprobar que ha desaparecido el azeótropo del sistema, que se mostraba en la **Figura 12.2.**

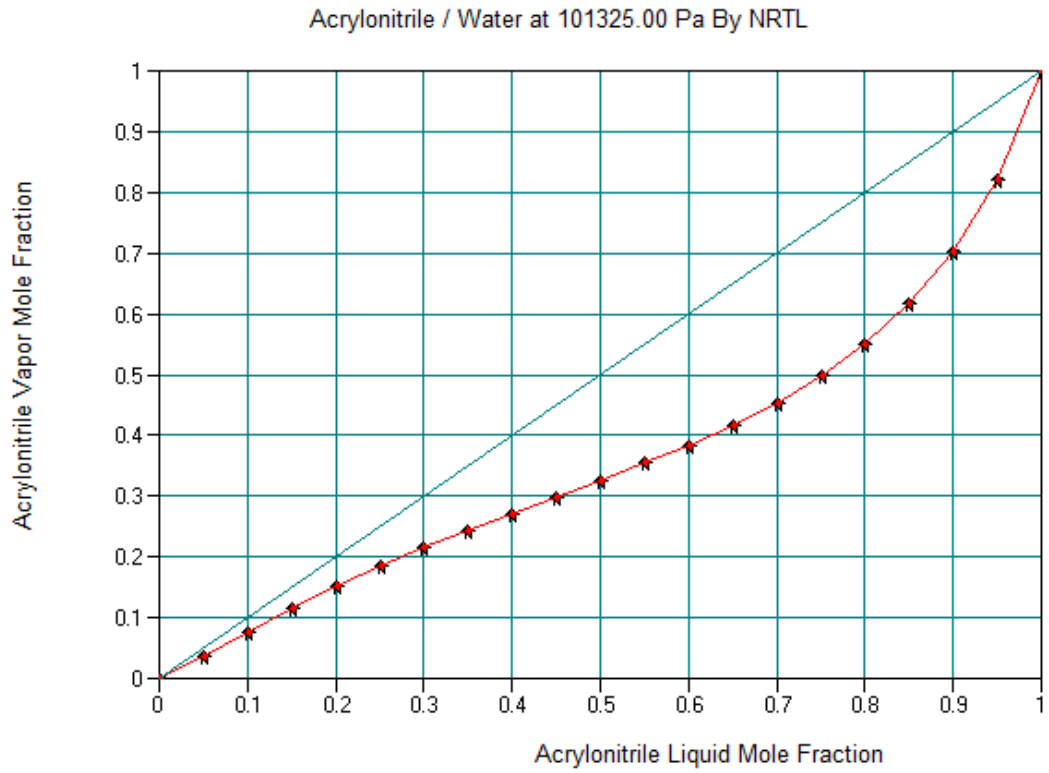


Figura 12.5. Diagrama de equilibro líquido-vapor para el sistema acrilonitrilo/agua en presencia de n-hexano.

Esta separación se llevará a cabo en una columna de platos perforados (véase **Apartado 12.2** del presente capítulo), en un proceso de rectificación. Los principales equipos auxiliares de la columna también serán objeto de estudio de este presente proyecto.

La alimentación a la columna está formada por una mezcla de acrilonitrilo y agua, procedente de la columna de rectificación CR-02, a la

que se le ha añadido una corriente de n-hexano, con la finalidad explicada anteriormente. El producto de destilado, formado principalmente por n-hexano y agua, tras pasar por el condensador y recircular parte de la corriente, se enviará hacia un sistema de recuperación de n-hexano, no objeto de diseño del presente Proyecto Fin de Carrera.

El producto de interés, acrilonitrilo, se obtendrá en la corriente de colas de columna, con una pureza del 99,9% molar. Esta corriente pasará por un intercambiador de calor (IC-05) para disminuir su temperatura antes de ser almacenada.

12.5.1- Corrientes de la columna

12.5.1.1.- Alimentación

La corriente de alimentación de la columna procede del acumulador de reflujo situado después del reboiler de la columna de destilación CR-02, donde se ha mezclado la corriente de colas de dicha columna con una corriente de n-hexano. La columna CR-03 tiene el objeto de eliminar el agua presente en la corriente.

La alimentación, con un caudal molar de 303 kmol/h, se introduce en la columna a unos 69ºC (líquido saturado).

12.5.1.2.- Corriente de destilado

La corriente de destilado que abandona la columna por cabeza, estará formada por agua, n-hexano y un 1% del acrilonitrilo de la alimentación. Esta columna tendrá un caudal molar de 115,6 kmol/h.

El destilado sale de la columna y se enfría en un condensador. Después la corriente se conducirá a un acumulador de reflujo. A

continuación parte de la corriente, impulsada por una bomba, es devuelta a la columna como reflujo con un caudal molar de 398,6 kmol/h.

12.5.1.3.- Corriente de colas

La corriente de colas abandona la columna con una composición de acrilonitrilo del 99,87% molar, se ha conseguido por tanto la pureza requerida.

Una parte de la corriente de colas, es devuelta a la columna, tras pasar por el calderín, mientras que el resto de esta corriente será conducida hasta un intercambiador de calor (IC-05) donde se reducirá su temperatura para poder ser almacenado.

12.5.2- *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). Se utilizará la correlación gráfica de Gilliland, y la Ecuación de Molokanov, partiendo de los datos obtenidos a través de las ecuaciones de Fenske y de Underwood.

En base a este estudio, para la columna de rectificación CR-03 se obtienen 16 etapas de equilibrio.

12.5.3.- Diseño hidráulico de la columna

Existen una serie de fenómenos que se deben evitar durante la operación de separación, que son el lloriqueo, la inundación, el arrastre excesivo y la descarga.

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.

- *Inundación:*

Para conocer la velocidad de inundación es necesario estimar el espaciamiento entre platos, t, que para el diámetro de columna supuesto, se tiene 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.

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. Todos estos datos y comprobaciones han sido calculados en el **Anexo 9** del presente Proyecto Fin de Carrera.

- *Lloriqueo:*

En base a los mismos criterios que para la columna anterior se obtiene que la velocidad de lloriqueo tiene un valor de 1,42 m/s, 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 14,4 m/s.

- *Arrastre excesivo*

Se obtiene este coeficiente de forma gráfica (véase **Figura A.9.2** del Anexo 9), 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.

- *Descarga:*

Se comprueba como la velocidad de descarga en los vertederos, no supera el valor límite (0,3 m/s) con un valor de 0,04 m/s.

- *Eficacia de la columna:*

La eficacia de plato para la columna diseñada es aproximadamente del 61,3%.

- *Plato de alimentación:*

La alimentación se introduce por entre los platos 13 y 14, teniendo en cuenta que la numeración de los platos de la columna se realiza desde la parte superior.

La posición del plato de alimentación se ha determina por medio de la Ecuación de Kirkbride.

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 54 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 34,5 metros.

12.5.4.- Diseño mecánico de la columna

El diseño mecánico de la columna también 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 ó 30 psi si la anterior fuera menor, y la temperatura de diseño 20ºC por encima de la de operación.

- *Material:*

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) y frente a sustancias corrosivas.

- *Espesor de la envolvente:*

Se ha obtenido un espesor de la envolvente de la columna de 9,5 mm incluyendo el espesor por corrosión.

- *Fondos:*

La torre tiene una relación altura/diámetro superior a 10, por lo que la tapa toriesférica será de tipo Korbbogen. Los fondos de la columna poseen un espesor de 5,7 mm.

- *Soportes:*

En el apartado del Anexo de cálculos referente al diseño mecánico de la columna se obtiene una relación altura de la columna/diámetro mayor a 10, por lo que 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.

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.

- *Pescante:*

Al tratarse de un recipiente vertical, se instalará un pescante de capacidad suficiente para desmontar los platos y elementos internos.

- *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 34,5 metros, se instalarán seis bocas de hombre de 20 pulgadas de diámetro interno mínimo.

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.

- *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 el rango de operación de la columna se requieren 50 milímetros de material aislante (véase **Tabla A.21.11** del Anexo 21).

12.5.5.- Características de la columna

Se tiene una columna de 2,5 metros de diámetro y un espaciamiento de platos de 0,6 metros, con una altura de columna de 34,5 metros incluyendo los fondos toriesféricos de tipo Korbbogen. La columna está formada por 54 platos perforados construidos de acero inoxidable AISI 316L cuyas perforaciones tienen un diámetro de 4,5 milímetros.

12.5.5.1.- Características del plato

Las características del plato se recogen en la tabla siguiente:

Tabla 12.9
Dimensiones de la columna CR-03 y de los platos perforados

Diámetro columna	2,5 m
Área total	4,9 m^2
Área neta	4,04 m^2
Área vertedero	0,43 m^2
Área activa	3,73 m^2
Área vigas	0,31 m^2
Diámetro orificios	4,5 mm
Espesor de viga	50 mm
Ancho derramadero	1,75 m
Espesor plato	1,94 mm

12.5.5.2.- Pérdidas de carga

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 espaciamiento 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 son menores que la mitad del espaciado entre platos.

Tabla 12.10
Pérdidas de carga de la columna CR-03

Tipo de altura	Definición	Altura
$\mathbf{h_w}$	Altura de rebosadero	0,06 m
$\mathbf{h_c}$	Altura de la cresta de líquido sobre el vertedero	0,02 m
$\mathbf{h_b}$	Altura del vertedero	0,05 m
Total		0,13 m

Los platos diseñados funcionan correctamente, ya que la pérdida de carga cumple la condición necesaria.

12.5.6.- 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 724 tubos de 0,75 pulgadas de diámetro exterior con espesor de 0,095 pulgadas

(2,4mm) y 16 pies de longitud. Con un pitch de 1 pulgada y un diámetro de carcasa de 31 pulgadas. El calderín se alimenta con la 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 media presión (10,3 bar).

- Condensador para el reflujo de la torre. Se alimenta con la corriente de cabeza de la columna, condensándola, y enviándola al acumulador de reflujo, donde parte de la corriente es recirculada a la torre. Su morfología es idéntica al intercambiador de calor de carcasa y tubos. Presenta 1730 tubos de 16 pies de longitud y 0,75 pulgada de diámetro, con un espesor de 0,095 pulgadas.

- Acumulador de reflujo, donde llega la corriente del condensador y es aquí donde se escinde en otras dos corrientes, la de reflujo y la de producto que se envía a la siguiente columna de rectificación.

- Bomba. Este equipo impulsa el líquido que sale del acumulador 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.

12.5.6.1.- Condensador

Será al igual que el anterior, un intercambiador de tubos y carcasa. 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 50ºC. Los criterios de selección de circulación de la corriente aconsejan, a su vez, que los fluidos más sucios, a más presión y corrosivos deben situarse del lado de los tubos.

La corriente proveniente de la cabeza de la columna debe condensarse para dirigirse con posterioridad al acumulador de reflujo. Para ello se hará uso de agua de la red interna de la Refinería a 7ºC que elevará su temperatura en el proceso hasta 13ºC. Los elementos más importantes de la unidad de condensación se recogen a continuación:

a) Carcasa

El condensador diseñado posee un diámetro interior de carcasa de 48 pulgadas. Esta carcasa irá provista de seis placas deflectoras.

b) Tubos

El condensador diseñado posee 1730 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 construidos en acero inoxidable AISI 316L, material indicado para la construcción de las líneas de servicio en contacto con fluidos corrosivos.

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

El espaciamiento entre los centros de los tubos adyacentes, pitch, tiene un valor de 1 pulgada.

f) Número de pasos

El número de pasos seleccionado para el equipo será de un paso por tubo.

Tabla 12.11
Resumen características Condensador AUX-03

Tipo Intercambiador	Carcasa y tubos
Denominación	Tipo AES
Material tubos	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior tubos	0,019 m
Espesor tubos	0,0024 m
Longitud tubos	4,88 m
Numero de tubos	1730
Pasos por tubo	1
Área transferencia calor	501,4 m^2
Material carcasa	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior carcasa	1,22 m
Espesor carcasa	0,0048 m
Pasos por carcasa	1
Número deflectores	6
Espaciamiento entre deflectores	0,88 m
Espesor deflectores	0,0095 m
Material aislamiento	Lana de roca
Espesor aislamiento	0,05 m

En la **Tabla 12.11** se recogen las principales características del condensador.

12.5.6.2.- Reboiler

La corriente de colas 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 media presión.

El tipo de intercambiador elegido como equipo auxiliar de la columna es un cambiador de calor de contracorriente de carcasa y tubos.

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 media ó 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.

a) Carcasa

El diámetro interior de la carcasa será de 31 pulgadas. El espesor de la carcasa se determina según las fórmulas del código ASME. Se construye de acero inoxidable AISI 316L, por ser un material resistente a la corrosión. 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 0,84 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 inoxidable AISI 316L, al igual que en la carcasa.

El diámetro exterior de los tubos del intercambiador es 0,75 pulgadas y un espesor de 0,095 pulgadas, calculado según el Código ASME. Los tubos tendrán una longitud estándar de 16 pies.

El número de tubos obtenido es de 724 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, con una distancia entre centros de tubos de 1 pulgada.

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) 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 35 pulgadas (0,89 metros).

El diámetro del rehervidor, calculado a partir de la altura de barrera, es 48,26 pulgadas (1,23 metros).

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 se requiere un espesor de este material de 80 milímetros (véase **Tabla A.21.11** del Anexo 21).

Se presenta en la tabla siguiente los datos de diseño más importantes del reboiler inundado.

Tabla 12.12
Resumen características Reboiler AUX-03

Tipo Intercambiador	Carcasa y tubos
Denominación	Tipo AKT
Material tubos	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior tubos	0,019 m
Espesor tubos	0,0024 m
Longitud tubos	4,88 m
Numero de tubos	724
Pasos por tubo	2
Área transferencia calor	201,4 m^2
Material carcasa	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior carcasa	0,79 m
Espesor carcasa	0,0048 m
Pasos por carcasa	1
Número deflectores	6
Espaciamiento entre deflectores	0,84 m
Espesor deflectores	0,0075 m
Material aislamiento	Lana de roca
Espesor aislamiento	0,08 m

CAPÍTULO 13: TUBERIAS Y ACCESORIOS

13.1.- Introducción

En este Capítulo de la Memoria se describe el diseño de la red de tuberías de la línea de proceso. Para ello se seleccionará el material de construcción y se determinará el diámetro, espesor y caída de presión que experimenta el fluido en cada una de ellas.

Además se finalizará la caracterización indicando el tipo y espesor de aislamiento requerido en función de la temperatura a la que se encuentre sometida la tubería. Todos estos cálculos están desarrollados en profundidad en el **Anexo 18** del presente Proyecto.

También se procederá a la descripción de las válvulas necesarias para el proceso, así como las uniones entre tuberías o entre tuberías y equipos.

13.2.- Diseño de tuberías

Se elegirá el tipo de tubería según los siguientes factores (Megyesy E.F., 2001).

- Temperatura de trabajo.
- Períodos de mantenimiento.
- Tiempo de vida útil.
- Facilidad de instalación y reparación.
- Resistencia a la corrosión y erosión.
- Costes.

En la siguiente tabla se muestran las principales características de las conducciones diseñadas, indicando para cada una de ellas su diámetro nominal, espesor y velocidad del fluido.

Tabla 13.1
Características de las tuberías del proceso

Conducción	**Diámetro nominal (in)**	**Diámetro exterior (in)**	**Espesor (in)**	**Velocidad fluido (m/s)**
1	5	5,563	0,258	0,469
2	3	3,5	0,12	0,383
3	4	4,5	0,12	0,658
4	3	3,5	0,109	0,378
5	6	6,625	0,134	9,376
6	6	6,625	0,134	11,655
7	8	8,625	0,134	12,131
8	18	18	0,25	13,021
9	10	10,75	0,134	11,180
10	18	18	0,437	25,067
11	3,5	4	0,12	8,499
12	24	24	0,25	34,955
13	24	24	0,25	30,278
14	24	24	0,25	27,757
15	24	24	0,25	22,922
16	24	24	0,25	21,737
17	0,75	1,05	0,113	0,594
18	6	6,625	0,109	15,741
19	5	5,563	0,258	1,689
20	8	8,625	0,406	23,307
21	3	3,5	0,12	0,964
22	8	8,625	0,109	0,635
23	24	24	0,25	33,591
24	6	6,625	0,109	2,103
25	8	8,625	0,109	11,230
26	10	10,75	0,134	0,955
27	6	6,625	0,109	2,557
28	20	20	0,25	22,705
29	5	5,563	0,109	0,578
30	3,5	4	0,12	0,534
31	2,5	2,875	0,12	1,087
32	4	4,5	0,12	0,494

33	2,5	2,875	0,12	1,292
34	12	12,75	0,165	0,908
35	24	24	0,25	127,005
36	10	10,75	0,134	0,882
37	10	10,75	0,134	2,030
38	16	16	0,25	0,932
39	10	10,75	0,165	25,282
40	5	5,563	0,134	0,572
41	10	10,75	0,134	18,728
42	2,5	2,875	0,12	0,486
43	2,5	2,875	0,12	0,380
44	1,5	1,9	0,109	0,933
45	1,25	1,66	0,109	0,355
46	5	5,563	0,109	0,423
47	12	12,75	0,165	12,847
48	3,5	4	0,12	0,585
49	10	10,75	0,134	2,295
50	16	16	0,25	1,049
51	3,5	4	0,12	14,231
52	2	2,375	0,109	0,252
53	1,25	1,66	0,109	0,865
54	4	4,5	0,12	0,556
55	2,5	2,875	0,12	1,453
56	2,5	2,875	0,12	1,453
57	20	20	0,25	22,153
58	5	5,563	0,109	0,459
59	4	4,5	0,12	0,527
60	2,5	2,875	0,12	1,378
61	2,5	2,875	0,12	0,40
62	4	4,5	0,12	0,604
63	10	10,75	0,134	12,588
64	3,5	4	0,12	0,523
65	3,5	4	0,12	0,523
66	2,5	2,875	0,12	1,065
67	8	8,625	0,148	20,991
68	3,5	4	0,12	0,602
69	8	8,625	0,109	2,350
70	14	14	0,25	0,911
71	10	10,75	0,134	0,882

Estas conducciones han sido diseñadas de acuerdo al Código ASME B31.3, que es el código de diseño más extendido para el diseño de tuberías.

Para tuberías de acero, los diámetros normalizados están comprendidos en el intervalo de 1/8 a 30 pulgadas. Como se puede observar en la **Tabla 13.1**, para tuberías hasta 12 pulgadas, 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.

En la línea de proceso diseñada se instalarán conducciones con diámetros nominales comprendidos entre 1,5 y 24 pulgadas.

13.3.- Material de construcción de las tuberías

El material escogido para cada conducción dependerá fundamentalmente de si se trata de un fluido corrosivo o no.

Para las tuberías que transportan fluidos en cuya composición se encuentre el ácido cianhídrico, 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 para los efectos que la corrosión pueda causar. Como el ácido cianhídrico se encuentra presente formando parte de la corriente de productos desde el Reactor R-01, la mayoría de las conducciones del proceso serán pro tanto fabricadas con este material.

Para el resto de fluidos en los que no se encuentra presente el ácido cianhídrico, se opta por acero al carbono SA-285, ya que se trata del material más económico adecuado para soportar las presiones y temperaturas a las que se encuentran sometidos los fluidos, además de ser el más empleado en la industria química para un amplio rango de condiciones de operación.

13.4.- Aislamiento

Como en el resto de los equipos de la línea de proceso, el material a utilizar para aislar térmicamente las tuberías será lana de roca cubierta por una chapa de aluminio. Se aislarán aquellas tuberías que superen los 65ºC. Dependiendo de la temperatura a la que esté sometida la conducción, el espesor del aislamiento puede verse modificado. Estos espesores en función de la temperatura se encuentran reflejados en la **Tabla A.21.22** del Anexo 21 del presente Proyecto.

13.5.- Accesorios

Los accesorios son elementos que forman parte del circuito de tuberías del proceso y que tienen como función la unión de diferentes tramos, cambios de dirección, bifurcaciones de corrientes, etc. Los accesorios empleados con tal fin en la línea de proceso diseñada se describen a continuación:

- Codos:

Son accesorios que tienen como misión cambiar la dirección del flujo. Existen codos de 45 ó 90º con radios cortos, medios o largos. Para el sistema diseñado se instalarán 114 codos de 90º con radio largo, ya que éstos disminuyen los efectos de la corrosión y la erosión. Se han especificado estos accesorios para el sistema de tuberías principales.

- Ramificaciones:

Para bifurcar o unir corrientes se usaran “tés”. En el proceso tan sólo se utilizará una “te”, con el objetivo de unir las corrientes 5 y 6, por las que circulan propileno y amoniaco respectivamente, antes de su entrada en el Reactor R-01.

- Uniones:

La forma más utilizada para unir las tuberías entre sí o con otros elementos es por medio de bridas. Estos elementos están constituidos por un par de discos iguales 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. Otro tipo de conexión entre tuberías y con otros elementos serían las uniones soldadas.

Para el presente Proyecto se eligen uniones bridadas debido a que tienen como ventaja frente a las soldadas que, al no ser totalmente herméticas, se facilitan las labores de mantenimiento en la red de tuberías así como la sustitución de las mismas.

- 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 las siguientes válvulas:

- Válvulas de retención:

Evitan el retroceso de las corrientes hacia conducciones anteriores. Se instalarán válvulas de retención en la salida de cada una de las siete bombas presentes en el proceso, como una medida de seguridad y mantenimiento de las mismas.

- Válvulas de compuerta:

Son idóneas para abrir o cerrar completamente una conducción evitando con ello el paso del fluido, su accionamiento es manual. 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. Se instalarán válvulas de este tipo a la entrada y a la salida de cada uno de los cuatro acumuladores presentes en la línea de proceso.

- Válvulas de alivio:

Se trata de válvulas que aliviarían la presión de los equipos en el caso en que sufrieran incrementos bruscos en el valor de esta variable poniendo en peligro la seguridad de toda la instalación.

Este tipo de válvulas llevan de manera adicional un dispositivo llamado disco de ruptura. Estos discos consisten en un sujetador y un disco metálico destinado a romperse o fracturarse a la presión de desahogo.

Se instalará una válvula de alivio en cada uno de los equipos principales del proceso.

- Válvulas de reducción de presión:

Estas válvulas permiten reducir el valor de la presión de un fluido cuando el proceso así lo exija. En la línea de proceso se instalarán tres válvulas de este tipo. La primera de ellas se encuentra en la corriente 1, y tiene como misión reducir la presión del propileno hasta llevarlo a condiciones de saturación, la siguiente válvula de este tipo se encuentra en la corriente 2, y realiza la misma función con el amoniaco. En la corriente 7 se sitúa la tercera, con el fin de reducir la presión de los reactivos amoniaco y propileno una vez mezclados, antes de su entrada en el reactor.

El material que compondrá el cuerpo y las partes internas de las distintas válvulas empleadas en el proceso es acero inoxidable. Es el material más utilizado por la alta resistencia a la corrosión y erosión, además, de presentar un mecanizado sencillo.

En la siguiente tabla se resumen los accesorios utilizados en la línea de proceso diseñada en el presente Proyecto Fin de Carrera.

Tabla 13.2
Accesorios del sistema de tuberías

Tipo de accesorio	**Número**
Codo radio largo, 90º	114
Tés	1
Válvulas de retención	7
Válvulas de compuerta	9
Válvulas de alivio	6
Válvulas reducción presión	3

CAPÍTULO 14: SISTEMA DE IMPULSIÓN

En el presente capítulo se describirán los elementos que forman parte del sistema de impulsión de la línea de proceso. En la línea de producción de acrilonitrilo diseñada se utilizarán bombas para la impulsión de líquidos.

14.1.- Diseño de bombas

En la línea de proceso que se diseña en el Presente Proyecto Fin de Carrera se requiere la implantación de siete bombas para la impulsión de los fluidos que intervienen en el proceso.

Las bombas se suelen colocar en parejas para que si ocurre alguna avería o problema en la bomba, se pueda operar con la otra para que el proceso de producción no se detenga. El funcionamiento de la pareja de bomba es alternativo.

Por tanto se necesitaran catorce bombas en total para la impulsión de los fluidos que intervienen en el proceso. Su localización y función se muestra a continuación:

- **Bomba B-01**: Es la encargada de impulsar la corriente 26 que sale del segundo absorbedor A-02, para que realice su recorrido hasta la entrada a la columna de rectificación CR-01.

- **Bomba B-02**: Situada tras el depósito de acumulación AC-01 de la columna de rectificación CR-01, se encarga de bombear el reflujo hacia el interior de la misma.

- **Bomba B-03**: Esta tercera bomba tiene como misión suministrar la energía suficiente a la corriente de fluido 32 para que realice su recorrido hasta la entrada a la segunda columna de rectificación CR-02.

- **Bomba B-04**: Situada tras el depósito de acumulación AC-02 de la columna de rectificación CR-02, se encarga de bombear el reflujo hacia el interior de la misma.

- **Bomba B-05**: Se sitúa tras el depósito de acumulación AC-03, e impulsa la corriente de fluidos una vez realizada la mezcla con n-hexano hasta la entrada de la última columna de rectificación CR-03.

- **Bomba B-06**: Situada tras el depósito de acumulación AC-04 de la columna de rectificación CR-03, se encarga de bombear el reflujo hacia el interior de la misma.

- **Bomba B-07**: Se encuentra al final del proceso, una vez obtenido el acrilonitrilo de la última columna de rectificación CR-03 y haber sido enfriado en el intercambiador de calor IC-05, se hace uso de esta bomba para impulsar el producto hasta el depósito de almacenamiento.

Existen dos tipos básicos de bombas que se diferencian básicamente en la forma en que se produce la impulsión:

- ***Bombas de desplazamiento positivo***: estas bombas funcionan a través del uso de un pistón que impulsa el líquido. Así, el líquido es aspirado y entra en una cámara donde un pistón lo empuja hacia fuera otorgándole gran cantidad de altura neta de impulsión (o presión). Debido a esta característica, el caudal que proporciona es

pulsante (no es continuo), y los caudales de liquido que puede impulsar suelen ser menores que los de las bombas centrifugas.

- ***Bombas centrifugas***: estas bombas actúan por el empleo de una fuerza centrifuga. Así, el líquido es aspirado entrando una carcasa, y un rodete impulsa el fluido otorgándole altura neta de impulsión. Como diferencias frente a las bombas de desplazamiento positivo se encuentran que el caudal que impulsa es continuo, pueden trabajar con caudales más elevados, pero la altura neta de impulsión que aporta suele ser menor.

La selección de las bombas se realiza gráficamente en función al caudal y la altura útil de impulsión (véase **Anexo 19** del Presente Proyecto Fin de Carrera, donde ha sido desarrollado el diseño de las bombas en extensión).

Según estas variables, todas las bombas de la línea de producción deben ser centrífugas.

Comercialmente se ha optado por la selección de siete bombas centrífugas desarrolladas por la casa Bell & Gosset. Estas bombas satisfacen los requerimientos de impulsión, presión y potencia exigidos por los equipos. Además, el funcionamiento de las mismas es correcto al disponer de una altura de succión positiva requerida, $NPSH_r$, inferior a la altura de succión neta positiva disponible, $NPSH_d$ determinada para cada uno de estos equipos.

A continuación se resume en la siguiente tabla las principales características de cada una de ellas.

Tabla 14.1
Características de las bombas de la línea de proceso

Propiedad	**B-01**	**B-02**	**B-03**	**B-04**	**B-05**	**B-06**	**B-07**
Altura útil (m)	23,38	20,09	37,24	30,42	22,26	37,28	3,09
Potencia (kW)	11,57	0,687	1,071	0,271	0,837	1,344	0,084
$NPSH_d$ (m)	5,11	4,5	4,5	4,1	5,3	13,3	11,7
$NPSH_r$ (m)	3,5	3	3	1,5	3	3	2
Modelo Bell & Gosset	Serie 1510	Serie 80	Serie 80	Serie 1531	Serie 80	Serie 80	Serie 60

CAPÍTULO 15: MEDIO AMBIENTE Y SEGURIDAD

15.1.- Seguridad del proceso

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. Antes de continuar, se procederá a definir los principales conceptos relacionados con la seguridad.

La seguridad laboral se define como: "El 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 origen pérdidas y conseguir las mejores condiciones laborales".

Íntimamente relacionada con la seguridad en el trabajo se encuentra la disciplina de la Higiene del trabajo, cuya definición se muestra a continuación: *"*Conjunto de conocimientos científicos y tecnológicos, organizados y aplicados al estudio, reconocimiento y evaluación de sustancias y factores ambientales derivados del trabajo, que incidan negativamente sobre la salud del trabajador, así como el diseño de los medios preventivos y al control de dichos factores, con la finalidad de evitar las enfermedades que puedan causar los riesgos originados por ellos, o las molestias que puedan afectar a la salud"

Ambas forman parte de la salud laboral, que se define como la "Ciencia aplicada, integradora de conocimientos aportados por una variada

gama de ramas del saber humano, cuyo objetivo es promover la salud y el bienestar de los trabajadores".

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.

Tras hacer un estudio de la línea de proceso diseñada, se han identificado riesgos clasificándolos en los siguientes tipos:

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.

2) Riesgo Físico:

Los riesgos físicos que se pueden presentar son los pertenecientes a alguna de las siguientes categorías:

- Ruido.
- Ambiente térmico.
- Radiaciones ionizantes.

El riesgo físico más frecuente en la industria es el ruido, ya que casi ningún trabajador se encuentra exento de los efectos patológicos de éste. 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 y 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 varían 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 μPa 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. Algunos de estos efectos se resumen a continuación:

- Aumento de la presión y ritmo cardiaco.
- Aumento de la tensión muscular.
- Inhibición del aparato digestivo.
- Molestias psicológicas.

Además, de forma más específica puede llegar a generar pérdidas auditivas temporales, traumas acústicos agudos, hipoacusia acústica, incluso sordera profesional.

Debido a las consecuencias que el ruido 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 alguno de los siguientes equipos:

- 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.

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 ó polvos, en la que, tras una ignición, la combustión se propaga a la totalidad de la mezcla no quemada.

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, válvulas de desahogo de presión de seguridad, discos de ruptura, válvulas reductoras, respiraderos de tanque, etc.

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.

- 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.

4) Riesgo en almacenamiento:

La reglamentación española sobre el almacenamiento de sustancias 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. Estos 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.

- 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 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.

A continuación se recogen, para cada una de los compuestos presentes en la línea de proceso diseñada en el presente Proyecto Fin de Carrera, sus principales riesgos, clasificados según los criterios expuestos anteriormente.

ACRILONITRILO

EXPOSICIÓN:

El acrilonitrilo es altamente tóxico por ingestión o inhalación, pudiendo ocasionar trastornos gastrointestinales e irritaciones de las vías respiratorias. Es además extremadamente irritante y corrosivo a la piel y los ojos.

Los síntomas de una sobreexposición incluyen vómitos, falta de respiración, mareos, colapso, pérdida de la conciencia, ausencia de respiración y muerte. En contacto con ojos o piel produce enrojecimiento y dolor, y podría ser absorbido por ésta. Es conveniente el uso de guantes y ropa de protección así como combinar la protección en los ojos con la de las vías respiratorias. Para evitar la ingestión se recomienda no comer, fumar o beber durante el trabajo y lavarse las manos antes comer.

El tratamiento de primeros auxilios en caso de ingestión o inhalación consiste en la toma de amil nitrato y la inducción al vómito si la víctima permanece consciente. En caso de contacto con ojos o piel es aconsejable enjuagar con abundante agua y, a ser posible, eliminar las lentes o ropas contaminadas.

El acrilonitrilo tiene la consideración de cancerígeno y mutagénico. Los límites de exposición permitidos en los Estados Unidos son de 2 ppm para un tiempo de 8 horas, y 10 ppm como límite de concentración para un periodo de 15 minutos.

RIESGO FÍSICO:

Los vapores son más pesados que el aire y podrían trasladarse con facilidad, haciendo posible la ignición a cierta distancia.

RIESGO QUÍMICO:

El acrilonitrilo se polimeriza fácilmente en ausencia de oxígeno y se inicia por calor, presión, peróxidos o ácidos y bases fuertes. Es además inestable en presencia de bromuro, amoniaco, aminas y aleaciones de cobre. El acrilonitrilo puro puede ser estabilizado mediante la adición de trazas de hidroquinona monometil éter y agua.

RIESGO DE FUEGO Y EXPLOSIÓN:

La ignición del acrilonitrilo es muy fácil y produce la combustión de productos como HCN, óxidos de nitrógeno y monóxido de carbono.

Forma mezclas explosivas con el aire y su manipulación debe efectuarse en zonas muy ventiladas y fuera del alcance de fuentes de ignición. En caso de incendio debe utilizarse dióxido de carbono, polvo, espumas resistentes al alcohol o agua en spray como agentes de extinción.

DATOS MEDIOAMBIENTALES:

El acrilonitrilo es clasificado como residuo tóxico y peligroso. Existen fuertes multas por vertidos al medioambiente, así como una guía muy estricta para su limpieza y notificación de derrames y vertidos.

ALMACENAMIENTO:

El acrilonitrilo debe ser almacenado evitando altas temperaturas en tanques cerrados, secos y en zonas bien ventiladas alejadas de fuentes de calor o ignición y de compuestos químicos con los que sea incompatible.

Los tanques de almacenamiento tales como tambores de acero, necesitan ser protegidos contra posibles daños. Para reducir las posibilidades de ignición mediante chispas estáticas, todos los tanques de almacenamiento y el equipo de transferencia debe estar eléctricamente puesto a tierra.

El acrilonitrilo se transporta por tren, barco o línea de tubería. Las regulaciones del Departamento de Transporte obligan al etiquetado del acrilonitrilo como líquido inflamable y venenoso.

ACETONITRILO

EXPOSICIÓN:

Se trata de una sustancia tóxica por ingestión, inhalación o contacto con la piel. Irrita ojos, piel y vías respiratorias causando la inhibición de la respiración celular. Si es inhalado causa dolor abdominal, pérdida de conciencia, convulsiones, vómitos dolor de garganta, respiración forzada y debilidad. Posee además efectos mutagénicos adversos.

RIESGO FÍSICO:

Los vapores son más pesados que el aire y podrían trasladarse con facilidad, así la ignición a cierta distancia es posible. El vapor se mezcla fácilmente con el aire formando mezclas explosivas.

RIESGO QUÍMICO:

Reacciona con agua y vapor dando lugar a gases inflamables además puede reaccionar de manera brusca con materiales oxidantes. Produce una reacción muy violenta con el ácido sulfúrico.

RIESGO DE FUEGO / EXPLOSIÓN:

El acetonitrilo es altamente inflamable y desprende humos tóxicos. En caso de fuego utilizar dióxido de carbono, polvo o espuma resistente a alcoholes como agentes de extinción. Los encargados de la extinción deberán usar ropas especiales de protección incluyendo aparatos de respiración.

ALMACENAMIENTO:

Los requerimientos de almacenamiento y manejo son los requeridos para los líquidos altamente inflamables y para los gases licuados del petróleo.

AMONIACO

EXPOSICIÓN:

Esta sustancia puede absorberla el cuerpo por inhalación. Es corrosiva a las vías respiratorias causando sensación de quemazón, tos y problemas respiratorios.

Los síntomas se pueden retrasar, manifestándose después de algunas horas. La exposición a altas concentraciones puede provocar graves problemas de pulmón.

Además, el amoniaco puede causar graves quemaduras en ojos y piel.

Es muy importante la ventilación y proteger las vías respiratorias y los ojos. También es muy recomendable el uso de ropas de protección y guantes aislantes del frío si se trabaja con el compuesto líquido, ya que la rápida evaporación del líquido puede causar congelación.

RIESGO QUÍMICO:

Se trata de una base fuerte y corrosiva que reacciona violentamente con los ácidos, oxidantes fuertes y halógenos.

RIESGO DE FUEGO / EXPLOSIÓN:

Puede formar mezclas inflamables con aire y oxígeno y también compuestos inestables con halógenos y mercurio.

Las bombonas de amoniaco deben manejarse con sumo cuidado y no deben golpearse las unas con las otras o con otros objetos de manera violenta.

DATOS MEDIOAMBIENTALES:

Esta sustancia es muy tóxica a los organismos acuáticos.

ALMACENAMIENTO:

Debe mantenerse protegido del calor solar y debe usarse siempre en edificios bien ventilados. La temperatura de los tanques de almacenamiento nunca debe exceder de los 318 K.

SULFATO DE AMONIO

EXPOSICIÓN:

Resulta dañino por ingestión si se toma en cantidad causando nauseas, vómitos y diarrea. Además puede irritar los ojos y el sistema respiratorio si es inhalado.

RIESGO QUÍMICO:

El sulfato de amonio es muy soluble en agua.

RIESGO DE FUEGO / EXPLOSIÓN:

Puede producir gases tóxicos en un fuego.

ALMACENAMIENTO:

No hay requerimientos especiales para su almacenamiento y manejo aparte de las ropas estándar de protección.

PROPILENO

EXPOSICIÓN:

La sustancia puede absorberse en el cuerpo por inhalación. Si la concentración es elevada en el aire, puede provocar deficiencia de oxígeno con riesgo de inconsciencia o muerte.

Para evitarlo es muy importante una buena ventilación. No beber, comer o fumar durante el trabajo para evitar la ingestión.

RIESGO FÍSICO:

Los vapores son más pesados que el aire y podrían trasladarse con facilidad, así la ignición a cierta distancia es posible, además puede acumularse en espacios de techos bajos causando deficiencia de oxígeno.

RIESGO QUÍMICO:

Reacciona violentamente con oxidantes provocando alto riesgo de fuego y explosiones.

RIESGO DE FUEGO / EXPLOSIÓN:

El propileno es una sustancia altamente inflamable y por tanto debe permanecer aislada de fuentes de ignición. Para evitar estos riesgos debe trabajarse en ausencia de llamas abiertas y chispas, así como evitar fumar durante el trabajo.

ALMACENAMIENTO: En tanques resistentes al fuego que se mantengan en frío.

ÁCIDO CIANHÍDRICO

EXPOSICIÓN:

La sustancia puede absorberse en el cuerpo por inhalación, a través de la piel y por ingestión. Además irrita las vías respiratorias y los ojos.
Puede tener efectos perjudiciales en el sistema nervioso perjudicando las funciones respiratorias y de circulación. Si se inhala provoca dolores de cabeza, ahogos, nauseas, vómitos, falta de respiración, inconsciencia, colapso y muerte.

En contacto con ojos o piel produce enrojecimiento y puede ser absorbido, además el vapor puede absorberse en contacto con los ojos. En caso de contacto con ojos o piel enjuagar con abundante agua y quitar las lentes si no es difícil.

Para evitar la ingestión, no comer, beber ni fumar durante el trabajo. En caso de ingestión, enjuagar la boca con abundante agua y no inducir el vómito.

RIESGO FÍSICO:

El gas se mezcla fácilmente con el aire y puede formar mezclas explosivas.

RIESGO QUÍMICO:

En combustión forma gases tóxicos y corrosivos. Reacciona violentamente con oxidantes y provoca riesgo de fuego y explosión. Puede polimerizarse debido a un calentamiento.

RIESGO DE FUEGO / EXPLOSIÓN:

El ácido cianhídrico es extremadamente inflamable produciendo humos irritantes o tóxicos. No se debe trabajar en presencia de llamas abiertas, chispas o humos.

En caso de fuego, cerrar el suministro y dejar el fuego consumirse si no hay riesgo para los alrededores. En otro caso, extinguir con polvo, agua en spray, espuma o dióxido de carbono. La mezcla del gas y el aire es explosiva.

DATOS MEDIOAMBIENTALES:

El ácido cianhídrico es un gas altamente tóxico y sus niveles en la atmósfera deben ser cuidadosamente controlados. Es además muy tóxico para los organismos acuáticos.

ALMACENAMIENTO:

Almacenar en tanques resistentes al fuego y lejos de la comido. Debe mantenerse en frío y sólo almacenarse si está estabilizado.

ÁCIDO SULFÚRICO

EXPOSICIÓN:

Esta sustancia puede absorberse en el cuerpo por inhalación de sus aerosoles y mediante ingestión. Es muy importante prevenir la generación de nieblas y evitar todo contacto.

Es muy corrosivo para las vías respiratorias, ojos y piel, y muy peligroso por ingestión. Si ésta tiene lugar, se produce sensación de quemazón, y de tos si se inhala.

En contacto con ojos o piel produce graves quemaduras y enrojecimiento. Si se produce la ingestión debe enjuagarse la boca, pero nunca inducir el vómito.

RIESGO QUÍMICO:

El ácido sulfúrico es un fuerte oxidante que reacciona violentamente con el agua y materiales orgánicos produciendo calor. Es además irritante y produce humos tóxicos.

RIESGO DE FUEGO / EXPLOSIÓN:

El ácido sulfúrico no es combustible, pero muchas de sus reacciones pueden producir fuego o explosión. Produce humos irritantes en caso de fuego. Debe evitarse el contacto con sustancias inflamables y combustibles. En caso de fuego nunca usar agua, usar polvo, espuma y dióxido de carbono.

DATOS MEDIOAMBIENTALES:

Esta sustancia puede ser muy peligrosa para el medioambiente, debe prestarse especial atención a los organismos acuáticos.

ALMACENAMIENTO:

El ácido sulfúrico debe almacenarse lejos de combustibles, sustancias reductoras u oxidantes, bases fuertes o alimentos; además se recomienda hacerlo en tanques de acero inoxidable.

HEXANO

EXPOSICIÓN:

Esta sustancia puede absorberse en el cuerpo por inhalación, pudiendo causar vértigo, somnolencia, dolor de cabeza, dificultad respiratoria, náuseas, debilidad, pérdida del conocimiento.

Si permanece en contacto con la piel puede provocar irritaciones, piel seca. Al entrar en contacto con los ojos causaría enrojecimiento y fuerte dolor.

RIESGO QUÍMICO:

Reacciona con oxidantes fuertes, originando peligro de incendio y explosión.

RIESGO DE FUEGO / EXPLOSIÓN:

Es un compuesto altamente inflamable, cuyos vapores pueden viajar a una fuente de ignición y regresar con fuego al lugar que los originó, pueden explotar en un área cerrada y generar mezclas explosivas con aire.

DATOS MEDIOAMBIENTALES:

Esta sustancia puede ser muy peligrosa para el medioambiente, debe prestarse especial atención a los organismos acuáticos.

ALMACENAMIENTO:

Debe almacenarse alejado de cualquier fuente de ignición y de materiales oxidantes, en lugares bien ventilados y de la luz directa del sol. Pequeñas cantidades pueden almacenarse en frascos de vidrios, pero para cantidades considerables, debe hacerse en tanques metálicos protegidos de descargas estáticas. Recordar que los vapores son más pesados que el aire, por lo que pueden acumularse y viajar hacia fuentes de ignición y regresar, generando fuego en las zonas de almacenamiento.

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.

15.1.1.- Legislación en materia de Seguridad

A continuación, se expone la Legislación que se aplicará en dicho campo. Esta Legislación que se aplicará en el proceso diseñado atiende a dos materias fundamentales citadas anteriormente:

- Seguridad en el trabajo
- Higiene en el trabajo

Ambas materias se estudian conjuntamente por encontrarse íntimamente relacionadas.

- 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 instrucción es 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).

15.1.2.- 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).

15.2.- Medio Ambiente

Se entiende por Medio Ambiente todo lo que afecta a un ser vivo y condiciona especialmente las circunstancias de vida de las personas o la sociedad en su vida. Comprende el conjunto de valores naturales, sociales y culturales existentes en un lugar y un momento determinado, que influyen en la vida del ser humano y en las generaciones venideras. Es decir, no se trata sólo del espacio en el que se desarrolla la vida sino que también abarca seres vivos, objetos, agua, suelo, aire y las relaciones entre ellos, así como elementos tan intangibles como la cultura.

Cada vez es mayor la relevancia que adquiere la protección del Medio Ambiente en el ámbito industrial, debido a una gran concienciación de la sociedad respecto a las consecuencias que puede acarrear un abandono de sus cuidados. En este capítulo se aborda un análisis simplificado de los principales aspectos medioambientales a tratar en la línea de procesos.

15.2.1.- Emisiones atmosféricas

Las principales emisiones atmosféricas son los humos y gases generados. En el proceso de diseño, se generan gases en el segundo equipo de absorción, donde se separan los gases de reacción que son tratados y enviados al quemador (operación no objeto del presente Proyecto Fin de Carrera). Además, en el horno precalentador de oxígeno, se generan gases de combustión, formados principalmente por vapor de agua y CO_2.

15.2.2.- Gestión de residuos

En la línea de procesos del presente proyecto se generan dos tipos de residuos principalmente, son los residuos sólidos y los líquidos. En cuanto

a los sólidos, el principal generado es el catalizador del reactor, que deberá ser sustituido una vez al año.

Este catalizador está compuesto por óxido de molibdeno y bismuto, y soportado en una base de óxido de silicio, por lo que la retirada y tratamiento de este producto debe ser llevado a cabo por una empresa especializada en su gestión.

En cuanto a residuos líquidos directos se puede decir que no tienen lugar en la línea de producción, aunque se acogerán las medidas de seguridad pertinentes para evitar vertidos.

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.

Deberán someterse a Evaluación de Impacto Ambiental cualquier actuación, pública o privada, consistente en la realización de las obras, instalaciones, planes y programas o cualquier actuación comprendida en los siguientes campos, donde sólo se desarrollará el campo al que pertenece el proceso de diseño de la presente línea de proceso.

- *Grupo 1. Agricultura, silvicultura, acuicultura y ganadería*.
- *Grupo 2. Industria extractiva*.
- *Grupo 3. Industria energética.*
- *Grupo 4. Industria siderúrgica y del mineral. Producción y elaboración de metales.*

- **Grupo 5. Industria química, petroquímica, textil y papelera:**

a) Instalaciones químicas integradas, es decir, instalaciones para la fabricación a escala industrial de sustancias mediante transformación química, en las que se encuentran yuxtapuestas varias unidades vinculadas funcionalmente entre sí, y que se utilizan 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, blanqueo, mercerización) o para el teñido de fibras o 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 madera o de 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.

Grupo 6. Industrias de productos alimenticios.

Grupo 7. Proyectos de infraestructuras.

Grupo 8. Proyectos de ingeniería hidráulica y de gestión del agua.

Grupo 9. Proyectos de tratamiento y gestión de residuos.

Grupo 10. Otros proyectos.

Como la línea de proceso diseñada en el presente Proyecto Fin de Carrera pertenece al grupo 5 expuesto anteriormente, será sometida por tanto a la Evaluación de Impacto Ambiental.

Cuando se trate de proyectos cuya repercusión no sobrepase el ámbito territorial de una Comunidad Autónoma, como es el caso, el órgano ambiental competente será el que determine la Comunidad Autónoma.

CAPÍTULO 16: MANTENIMIENTO

El mantenimiento es una parte fundamental en la industria debido a que la falta de este o a uno bastante precario, puede conllevar a pérdidas económicas, accidentes, emisiones no deseadas al Medio Ambiente y al ambiente de trabajo, catástrofes, etc. El poseer un mantenimiento eficaz conlleva a la capacidad de producir con calidad, seguridad y rentabilidad. Por ello, la industria necesita un mantenimiento eficaz en los equipos e instalaciones. Así se asegura el correcto funcionamiento de los equipos de producción y con ello se obtiene de ellos la máxima disponibilidad.

El mantenimiento ha ido evolucionando en el paso del tiempo conforme la industria necesitaba un mantenimiento más efectivo y debido también a los avances técnicos. Así, se ha pasado de métodos puramente estáticos (a la espera de la avería) a métodos dinámicos (seguimiento funcional y control multiparamétrico) con el fin de predecir las averías en una etapa incipiente e incluso llegar a determinar la causa del problema y, por tanto, procurar erradicarla.

Se necesita un mantenimiento eficaz debido a que existe un elevado nivel de exigencia a causa de la economía globalizada, con mercados altamente competitivos y un entorno variable donde la velocidad de cambio sobrepasa frecuentemente la capacidad de respuesta.

El mantenimiento posee como objetivo fundamental garantizar la disponibilidad del equipo con una calidad de servicio óptima. Las técnicas modernas de verificación del estado de las instalaciones contribuyen a conseguir objetivo, permitiendo además, una disminución de los costes de producción mediante una adecuada selección métodos de mantenimiento.

Habitualmente se suele definir el mantenimiento 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).

16.1.- Funciones del mantenimiento

Las funciones básicas del mantenimiento que se van a considerar son (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 planta se iniciara a priori de la puesta en marcha mediante inspecciones y pruebas de los equipos que posee la instalación. Se emitirá un informe fechado que indique dicha inspección, en el cual se expondrán los resultados obtenidos y la necesidad de algún análisis más o algún arreglo antes de empezar a operar. Una vez puesto en marcha, el mantenimiento del sistema se planificara atendiendo a las componentes correctiva, preventiva y predictiva.

16.2.- Tipos de mantenimiento

La clasificación más aceptada de los tipos de mantenimiento es:

- Mantenimiento correctivo.
- Mantenimiento predictivo.
- Mantenimiento predictivo.
- Mantenimiento productivo total.

Todos estos tipos de mantenimiento se usan combinados para una mayor rentabilidad de la operación. A esta combinación se le denomina mantenimiento planificado, y consiste en la realización de una selección de los equipos que se van a ver sometidos a cada tipo de mantenimiento de la manera optima posible.

A continuación se expondrán los diferentes tipos de mantenimiento anteriormente citados.

- **Mantenimiento correctivo**

En este tipo de mantenimiento se interviene solo cuando el equipo ha fallado, por ello también se denomina mantenimiento “a rotura”. Por tanto, se trata de una actitud pasiva frente a la evolución del estado de los equipos en el tiempo, es decir, se espera a que la avería aparezca para actuar. A

pesar de que por pueda parecer una actitud despreocupada de atención a los equipos, en muchas ocasiones está plenamente justificado, sobre todo en equipos auxiliares y en los que existe un bajo coste de los componentes afectados.

- **Mantenimiento preventivo**

Este tipo de mantenimiento tiene como objetivo disminuir o evitar, en la medida de lo posible, la reparación de un equipo mediante una rutina de inspecciones periódicas y la reposición de los elementos que estén 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 desmonta total o parcialmente el equipo con la finalidad de revisar el estado de sus elementos, reemplazando aquellos que se estime oportuno a la vista del examen realizado. El éxito de este tipo de mantenimiento depende fundamentalmente 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 optima entre los costes procedentes de las inspecciones y los derivados de las averías imprevistas.

El gran inconveniente que presenta el empleo exclusivo de este tipo de mantenimiento es el coste de las inspecciones, es decir, el desmontar y revisar un equipo que está funcionando correctamente o la sustitución de elementos (como pueden ser los lubricantes, rodamientos, etc.) que no se encuentran en mal estado conlleva un coste. Además, sea cual sea el periodo de inspección que se haya fijado, no se elimina por completo la posibilidad de una avería imprevista, aunque cuanto menor sea dicho periodo, se reducirá la probabilidad de averías imprevistas.

- **Mantenimiento predictivo**

El mantenimiento predictivo surge como una respuesta a la necesidad de reducir los costes de los métodos tradicionales (correctivo y preventivo) de mantenimiento. Se le denomina también como "mantenimiento según estado o según condición", y el fundamento en el que se basa es conocer el estado de los equipos en cualquier momento. Así es posible reemplazar los elementos cuando realmente no estén buenas condiciones operativas, eliminando las paradas por inspección innecesarias, y evitar las averías imprevistas mediante la detección de cualquier anomalía de operación y el seguimiento de su posible evolución.

La aplicación de este tipo de mantenimiento se basa en dos pilares fundamentales:

- La existencia de parámetros funcionales indicadores del estado del equipo.
- La vigilancia continua de los equipos.

Entre las ventajas más importantes de 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.

- **Mantenimiento productivo total (MPT)**

El mantenimiento productivo total 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, este tipo 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 especificas 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 intervienen de

alguna manera en la utilización de los equipos e instalaciones, y por tanto en la capacidad de producción.

16.3.- 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.
- Formación continuada a los profesionales del mantenimiento debida a la implantación de nuevos equipos, instalaciones, métodos de mantenimiento, etc.

16.4.- Costes de 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.

16.5.- Plan de mantenimiento

En todo proceso de desarrollo de un plan de mantenimiento, es decir, la programación de las tareas de mantenimiento a realizar, se deben realizar unas etapas. La primera de ellas es la realización de una lista con los equipos que existen en la planta.

A cada equipo hay que localizarlo (decir en qué área de la planta se encuentra), y después descomponerlos en elementos y componentes. Finalmente, se codifica cada equipo, y dentro de este, los elementos de los que se compone. Esta codificación facilita su localización, inclusión en registros, permite que se realicen cálculos estadísticos de fallos, ya no solo del equipo en sí, sino de sus componentes, etc.

Finalmente, hay que jerarquizar los equipos por su importancia en la planta. Así, se destinaran las mayores partidas del mantenimiento en la conservación en buen estado de los equipos imprescindibles, después irán los equipos importantes, los poco importantes y por último los prescindibles.

Los criterios que se siguen para la jerarquización de los quipos ante las labores de mantenimiento son la influencia en la producción (si el fallo del equipo provoca una parada en la producción será muy importante, y si no produce grandes problemas será poco importante), la calidad (si el fallo del equipo altera sobremanera la calidad del producto de salida), la seguridad y el medio ambiente (si el fallo del equipo puede producir accidentes muy graves o graves daños en el medio ambiente) y el mantenimiento (si el fallo del equipo produce averías graves, frecuentes y caras).

Así, siguiendo los anteriores criterios, se clasifican los equipos en equipos tipo A, equipos tipo B o equipos tipo C.

16.6.- Plan de mantenimiento del proceso

Al implantar un Plan de Mantenimiento se necesita realizar un análisis minucioso y pormenorizado de todos los detalles que implica la implantación de dicho plan para conseguir buenos resultados y para evitar que se tomen enfoques erróneos con respecto al tipo y al alcance del mantenimiento a aplicar en cada uno de los equipos.

Primeramente, una vez construida la línea de proceso de producción de acrilonitrilo, se realizara una base de datos que incluya todas las fichas técnicas de todos los equipos implicados, modificándose dicha base de datos y actualizándose en caso de cualquier cambio en el diseño, alguna

reforma, la eliminación del equipo o modificación en el plan de mantenimiento.

16.6.1.- Priorización de equipos

Como se comento anteriormente, con anterioridad a la elaboración del Plan de Mantenimiento será necesario decidir que equipos entraran en el programa de mantenimiento y que prioridad existe entre los equipos que existen en la línea de proceso. Por ello se va a clasificar los equipos atendiendo principalmente a su importancia en la operación de la línea de proceso y la importancia económica del equipo.

Así, se va a jerarquizar los equipos teniendo en cuenta si su fallo supone una parada de la operación en planta, una disminución en la capacidad productiva de la planta, una reducción de la calidad del producto o un peligro inminente. Por ello, primero se clasificaran los equipos atendiendo a su efecto sobre el proceso productivo:

- Categoría A: son los equipos esenciales para la producción, y su fallo provoca la parada o la pérdida inmediata de la producción. También se incluyen los equipos que afectan seriamente a las condiciones de seguridad de la planta. En la línea de proceso diseñada se incluyen en esta categoría los siguientes equipos:

    - Reactor
    - Columnas de absorción
    - Columnas de rectificación

- Categoría B: son los equipos importantes para la producción, pero su fallo no provoca efectos inmediatos en la producción, aunque si el fallo no se arregla, los efectos que provocaría la persistencia del fallo si podrían resultar perjudiciales para la producción o para la

seguridad de la instalación. En este caso, los equipos que se incluyen en esta categoría son:

  - Intercambiadores de calor
  - Horno
  - Tanques de acumulación

- Categoría C: el resto de los equipos. En esta clase se incluyen:

  - Bombas
  - Depósitos de almacenamiento

16.6.2.- Mantenimiento de los equipos

El mantenimiento que se va a usar en la planta es un equilibrio entre el mantenimiento preventivo y el predictivo, lo que constituye el mantenimiento planificado. Sin embargo se usara también el mantenimiento correctivo ante posibles averías.

El mantenimiento predictivo se aplicara a todos los equipos de la línea de producción. El mantenimiento preventivo que se desarrollara para línea de producción diseñada será una simbiosis de un mantenimiento preventivo programado (consiste en la realización de ajustes, inspecciones y sustituciones periódicas de los equipos), un mantenimiento preventivo en paradas (consiste en una inspección de aquellos equipos en los que se ha detectado desviaciones del comportamiento normal), y un mantenimiento preventivo legal (consiste en las inspecciones exigidas por ley).

Siempre se deben seguir las recomendaciones de los fabricantes y se debe establecer un cuadro de mantenimiento, el cual se debe cumplir con rigidez.

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., 2000. *Rules of Thumb for Chemical Engineers*. 3ª Edición. GPP Ediciones.

- Coulson & Richardson´s, 1988. *Ingeniería Química, Operaciones Básicas.* Editorial Reverté.

- Douglas, J.M., 1988. *Conceptual Design of Chemical Processes*. New York: Mc. Graw-Hill.

- Froment G.F., Waugh K.C., 2001. *Reaction Kynetics and the Development and Operation of Catalytic Processes.* Amsterdam: Elsevier.

- García Garrido, Santiago, 2003. *Organización y Gestión Integral de Mantenimiento*. Madrid: Ed. Díaz de Santos S.A.

- Gómez de León, F.C., 1998. *Tecnología del Mantenimiento Industrial*. Murcia: Servicio de Publicaciones de Murcia.

- Greene, Richard W., 1987. *Válvulas: selección, uso y mantenimiento*. México: Mc. Graw-Hill.

- Happel J. & Jordan D.G., 1981. *Economía de los Procesos Químicos.* Barcelona: Ed. Reverté.

- 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*. Ed. Mc. Graw-Hill.

- Incropera Frank P. & DeWitt., 2006. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6ª Edición, Nueva York: John Wiley and Sons.

- Jiménez Gutiérrez, Arturo, 2003. *Diseño de Procesos en Ingeniería Química*. Barcelona: Reverté.

- Kern, D.Q., 1999. *Procesos de Transferencia de Calor.* México: Compañía Editorial Continental.

- King, C. J., 1980. *Separation Processes*. 2º Edición. New York: McGraw Hill.

- Kunii D. & Levenspiel O., 1991. *Fluidization Engineering*. 2ª Edición. Estados Unidos. Ed.: Butterworth-Heinemann.

- Levenspiel O., 1986. *El Omnilibro de las Reacciones Químicas*. Barcelona: Reverté.
- Levenspiel O., 2006. *Ingeniería de las reacciones Químicas*. 3ª Edición. México: Limusa Wiley.

- Manson, 1996. *Catalyst Handbook.* 2ª Edición. Londres.

- Megyesy, E.F., 2001. *Manual de Recipientes a Presión*. *Diseño y Cálculo.* Ed. Limusa.

- Mendia Urquiola, F., 1994. *Equipos de intercambio de calor*. Bilbao: Ente Vasco de la Energía.

- Othmer, Kirk., 1985. *Concise Encyclopedia of Chemical Technology*. Nueva York: Wiley.

- Perry, H., Green, R.W., y Maloney, O.J., 2001. *Manual del Ingeniero Químico.* 4ª Edición. Madrid: Ed. McGraw-Hill.

- Peters and Timmerhaus, 1991. *Plant design and economics for chemicals engineers.* 4ª Edición. Boston: Mc. Graw-Hill.

- Rase. H. F., 1963. *Piping Design for process plants*. Ed. John Wiley and sons.

- Ray, M. S. and Johnston, D. W., 1989. *Chemical Engineering Design Project*. Amsterdam: Gordon and Breach Science Publishers.

- Reid, Prausnitz and Sherwood, 1977. *The properties of gases and liquids*. 3ª Edición. Londres: Mc. Graw-Hill.

- Ross, T.K. and Freshwater, D.C., 1958. *Chemical Engineering Data Book*. 24º Edición. Londres: Leonard Hill Limited.
- Rousseau, R. W., 1987. *Handbook of Separation Process Technology*. Nueva York: Wiler Interscience.

- 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: Mc. Graw-Hill Handbooks.

- Strigle, R. F. Jr., 1994. *Packed Tower Design*. 2º Edición. Ed: Bulf Publishing.

- Zenz, F.A., 1980. Separation. *Techniques 2: Gas/Liquid/Solid Systems*. New York: McGraw Hill.

ÁRTICULOS:

- Bravo Jose L. & Fair James R., 1982. *Generalized Correlation for Mass Transfer in Packed Distillation Columns*. *Industrial and Engineering Chemistry, Process Design and Development, 21, p. 162-170.*

- Chen B. H., Dai Q. L., & Lu D. W., 1996. *Development and modeling of a loop fluidized bed reactor with baffle for propylene ammoxidation. Chemical Engineering Science, vol. 51, nº11, p. 2983-2988.* Elsevier Science Ltd.

- Grasselli Robert K., 1986. *Selective Oxidation and Ammoxidation of Olefins by heterogeneous Catalysis*. *Journal of Chemical Education Vol.63, nº3, p.216-221*.

- Pallas Alberti, L., 2001. *La industria petroquímica en España. Revista Ingeniería química. 379 (33), p. 79-90.*

- Rumpf B. & Maurer G., 1992. *Solubilities of hydrogen cyanide and sulfur dioxide in water at temperatures from 293.15 to 413.15 K and pressures up to 2.5 MPa. Fluid Phase Equilibria, 81, p. 241-260.* Amsterdam: Elsevier Science Publishers B.V.

- Rosales W., Andrade M.D., Gámez A., Rojas L., Pérez Navarro A., 2008. *Estudio mecánico e hidrodinámico de un reactor de gasificación de lecho fluidizado. Ingeniería Mecánica, 1, p. 63 – 76*. Ediciones Mecánica.

PÁGINAS WEB:

- Air Liquide España. Disponible en Web: www.es.airliquide.com.

- Base de Datos de Comercio Exterior. Disponible en Web: www.aduanas.camaras.org/

- Cepsa. Disponible en Web: www.cepsa.com/

- Dianitrix. Chemicals & Catalyst Sales Department. Disponible en Web: www.dia-nitrix.com/english/

- Directorio de Empresas y Productos Químicos. Disponible en Web: www.adinte.net/basefeique/indice.htm

- Diseño de Plantas Químicas. Disponible en Web: www.plantasquimicas.com/

- Enciclopedia of Chemical Technology. Disponible en Web: webbook.nist.gov/chemistry

- Energía, la Guía de la energía. Disponible en Web: www.energuia.com/

- Instituto de Meteorología. Disponible en Web: www.aemet.es

- Instituto Español de Comercio Exterior. Disponible en Web: www.icex.es/icex/cda/controller/pageICEX/0,6558,5518394_5518974_5536731_0_0_-1,00.html.

- Instituto de Recursos Naturales y Agrobiología. Disponible en Web: www.irnase.csic.es

- Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo. Disponible en Web: www.insht.es/

- Textos Científicos. Disponible en Web: www.textoscientificos.com/quimica

BIBLIOGRAFÍA COMPLEMENTARIA

- Código ASME B31.3, American Society of Mechanical Engineers, 2002.

- Código ASME Sección VIII-1 y Sección II, American Society of Mechanical Engineers, 2001.

- Especificaciones de Cepsa ESP-0200-1.

- Norma API 650.

- Normas TEMA, "Standards of the tubular exchanger manufacturers association". Tubular exchanger manufacturers association inc., 1999.

- Normas UNE 1992.

DOCUMENTO A:

MEMORIA

A.2. ANEXOS A LA MEMORIA

ÍNDICE

ANEXO 1: BALANCES DE MATERIA Y ENERGÍA……14
1.1.- Ecuación de balance de materia…….……14
1.2.- Resultados del balance de materia y energía…….. 15

ANEXO 2: INTERCAMBIADOR DE CALOR IC-01…… 17
2.1.- Introducción…….. 17
2.2.- Corriente de entrada……..……..17
2.3.- Asignación de los flujos…….……18
2.4.- Calor intercambiado……18
2.5.- Principales características del intercambiador……..…..21
2.6.- Diferencia de temperatura media logarítmica……...…..21
2.7.- Balance de energía ……23
2.7.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor…….…24
2.7.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna……...…..26
2.7.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa……..….. 29
2.7.4.- Factores de incrustación interno y externo…….. 30
2.7.5.- Conductividad térmica del metal…… 30
2.8.- Cálculo del número de tubos…….....32
2.9.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores……...33
2.10.- Diseño mecánico……..…..35
2.10.1.- Espesor de los tubos……...…35
2.10.2.- Espesor de la carcasa……...…39
2.11.- Cálculo de las pérdidas de carga……...… 42
2.11.1.- Pérdida de carga en los tubos…….....42
2.11.2.- Pérdida de carga en la carcasa……44
2.12.- Aislamiento……... 47

ANEXO 3: INTERCAMBIADOR DE CALOR IC-02……..…… 48
3.1.- Introducción…… 48
3.2.- Corriente de entrada……..... 48
3.3.- Asignación de los flujos……..…49
3.4.- Calor intercambiado……....49
3.5.- Principales características del intercambiador…… 52
3.6.- Diferencia de temperatura media logarítmica……..…52
3.7.- Balance de energía ……..…… 54
3.7.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor……..54
3.7.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna……...…..55
3.7.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa……..….. 59
3.7.4.- Factores de incrustación interno y externo……..…… 60

3.7.5.- Conductividad térmica del metal……. 60
3.8.- Cálculo del número de tubos……..…….62
3.9.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores……..……63
3.10.- Diseño mecánico……..65
3.10.1.- Espesor de los tubos……...…65
3.10.2.- Espesor de la carcasa……..…68
3.11.- Cálculo de las pérdidas de carga……...… 71
3.11.1.- Pérdida de carga en los tubos……..... 71
3.11.2.- Pérdida de carga en la carcasa…….....73
3.12.- Aislamiento……..…. 76

ANEXO 4: DISEÑO DEL HORNO H-01 PARA EL PRECALENTAMIENTO DE OXÍGENO ……..77
4.1.-Introducción…… 77
4.2.-Diseño del horno…….…. 77
4.2.1.-Consideraciones iniciales…….…77
4.2.2.-Balance de energía al horno…….…78
4.2.3.-Cálculo de la temperatura de salida de los gases (T_{stack}) y eficiencia del horno…….....79
4.2.4.-Cálculo del diámetro de los tubos y estimación de la velocidad del gas en el tubo……...80
4.2.5.-Cálculo del calor liberado, cantidades requeridas de aire y combustible……..…… 87
4.2.6.-Diseño de la sección de radiación……90
4.2.6.1.-Estimación del flujo de energía radiante, calor cedido en la zona de radiación y número de tubos en la zona de radiación……..…90
4.2.6.2.- Dimensiones y parámetros para la zona de radiación y constantes de la ecuación de Lobo-Evans……..……...95
4.2.7.-Diseño de la sección de convección……107
4.2.7.1.-Sección de convección. Tubos de choque……109
4.2.7.2.-Sección de convección. Tubos con aletas……..….. 120
4.2.7.3.-Diseño de la altura de la sección de convección……..… 126
4.2.7.4.-Temperatura de la superficie metálica para tubos de choque y tubos con aletas…….…. 127
4.2.8.-Diseño de la chimenea…… 130
4.2.8.1.-Calculo de la pérdida de presión y del Draft en cada punto…… 133
4.2.9.- Aislamiento……..….. 136

ANEXO 5: DISEÑO DEL SISTEMA DE REACCIÓN……..… 137
5.1.- Introducción…….…. 137
5.2.- Características de la reacción……..….. 137
5.3.- Diseño del reactor……..… 138

5.3.1- Alimentación del reactor……140
5.3.2- Velocidad de fluidización……..... 142
5.3.2.1.- Velocidad mínima de fluidización……..…. 143
5.3.2.2.- Velocidad terminal o de arrastre……145
5.3.2.3.- Selección del valor de la velocidad……..…146
5.3.3- Cálculo del diámetro del reactor……..… 146
5.3.4- Tamaño y velocidad de las burbujas en el lecho……..…147
5.3.5- Determinación de la altura de lecho……....152
5.3.6- Determinación de la masa de catalizador……....163
5.3.7- Placa distribuidora de gas……... 164
5.3.8- Refrigeración del reactor. Superficie de intercambio de calor…....168
5.4.- Diseño mecánico del reactor……..… 174
5.4.1.- Material empleado…… 175
5.4.2.- Determinación del espesor de los tubos……175
5.4.3.- Determinación del espesor de la carcasa……...….177
5.4.4.- Determinación del espesor del fondo superior……...184
5.4.5.- Determinación del espesor del fondo inferior……...….186
5.5.- Diseño del sistema de refrigeración……..…… 187
5.5.1.- Determinación del caudal de refrigeración del sistema…… 188
5.5.2.- Determinación de las pérdidas de carga…….. 189
5.6.- Material de aislamiento……..… 191

ANEXO 6: INTERCAMBIADOR DE CALOR IC-03…… 192
6.1.- Introducción…….. 192
6.2.- Corriente de entrada……..… 192
6.3.- Asignación de los flujos…… 193
6.4.- Calor intercambiado……..193
6.5.- Principales características del intercambiador……..195
6.6.- Diferencia de temperatura media logarítmica……...195
6.7.- Balance de energía ……... 196
6.7.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor…….. 197
6.7.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna……..… 199
6.7.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa…… 202
6.7.4.- Factores de incrustación interno y externo……. 203
6.7.5.- Conductividad térmica del metal…….. 203
6.8.- Cálculo del número de tubos……204
6.9.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores……206
6.10.- Diseño mecánico……208
6.10.1.- Espesor de los tubos……... 208
6.10.2.- Espesor de la carcasa……211
6.11.- Cálculo de las pérdidas de carga……..... 215
6.11.1.- Pérdida de carga en los tubos……. 215

6.11.2.- Pérdida de carga en la carcasa……217
6.12.- Aislamiento……219

ANEXO 7: DISEÑO DE LA COLUMNA DE ABSORCIÓN CON REACCIÓN QUÍMICA A-01…… 221
7.1.- Introducción……221
7.2.- Caracterización de las corrientes de entrada y salida ……221
7.3.- Cálculo del diámetro de la columna……230
7.4.- Módulo de Hatta……233
7.5.- Altura de relleno……238
7.6.- Diseño mecánico……241
7.6.1.- Determinación del espesor de la columna……241
7.6.2.- Determinación del espesor del fondo superior……249
7.6.3.- Determinación del espesor del fondo inferior……252
7.6.4.- Cálculo de la altura de la faldilla……252
7.6.5.- Faldones……253
7.7.- Pérdidas de carga……254
7.8.- Aislamiento……255

ANEXO 8: DISEÑO DE LA COLUMNA DE ABSORCIÓN FÍSICA A-02……256
8.1.- Introducción……256
8.2.- Caracterización de la absorción……256
8.3.- Cálculo del diámetro……259
8.4.- Cálculo de la altura……264
8.5.- Diseño mecánico……286
8.5.1.- Determinación del espesor de la columna……286
8.5.2.- Determinación del espesor del fondo superior……295
8.5.3.- Determinación del espesor del fondo inferior……297
8.5.4.- Cálculo de la altura de la faldilla……298
8.5.5.- Faldones……298
8.6.- Aislamiento……299

ANEXO 9: DISEÑO DE LA COLUMNA DE RECTIFICACIÓN CR-01 PARA LA SEPARACIÓN DEL ACETONITRILO……300
9.1.- Introducción……300
9.2.- Diseño de la columna……300
9.2.1.- Alimentación de la columna……300
9.2.2.- Condición de alimentación……301
9.2.3.- Determinación del número de etapas mínimas, de la relación de reflujo y del número de etapas en equilibrio……301
9.2.3.1.- Número mínimo de etapas. Ecuación de Fenske……302

9.2.3.2.- Relación de reflujo mínima. Ecuación de Underwood…….. 304
9.2.3.3.- Número de etapas de equilibrio. Gilliland…….. 308
9.2.3.4.- Posición del Plato de alimentación. Ecuación de Kirkbride..…309
9.2.4.- Diseño hidrodinámico de la columna……..…312
9.2.4.1.- Determinación de las partes fundamentales del plato……..... 312
9.2.4.2.- Pérdida de carga en el plato……..... 325
9.2.4.3.- Inundación……...331
9.2.4.4.- Lloriqueo……..…331
9.2.4.5.- Arrastre……..…..333
9.2.4.6.- Descarga……..334
9.2.4.7.- Eficiencia de la columna. Correlación de O´Connell…… 335
9.2.5.- Altura de la columna……..336
9.2.6.- Esbeltez…….……336
9.3.- Diseño mecánico de la torre……...…336
9.3.1.- Material empleado……. 336
9.3.2.- Determinación del espesor de la envolvente…… 337
9.3.2.1.- Determinación del espesor según la presión interna…….. 338
9.3.3.- Determinación del espesor del fondo superior…….. 345
9.3.4.- Determinación del espesor del fondo inferior……348
9.3.5.- Cálculo de la altura de la faldilla……...… 348
9.3.6.- Altura total de la columna de rectificación……..... 349
9.3.7.- Faldones……349
9.3.8.- Aislamiento……350

ANEXO 10: EQUIPO AUXILIAR DE LA COLUMNA CR-01…….351
10.1.- Introducción……..... 351
10.2.- Condensador……... 351
10.2.1.-Corriente de entrada……..…351
10.2.2.- Asignación de los flujos……...……352
10.2.3.- Calor intercambiado……..... 353
10.2.4.- Principales características del equipo……. 354
10.2.5.- Diferencia de temperatura media logarítmica……. 354
10.2.6.- Balance de energía ……..355
10.2.6.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor……...356
10.2.6.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna……..358
10.2.6.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa……. 361
10.2.6.4.- Factores de incrustación interno y externo…… 362
10.2.6.5.- Conductividad térmica del metal…….. 362
10.2.7.- Cálculo del número de tubos…….. 363
10.2.8.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores……. 365
10.2.9.- Diseño mecánico……..367
10.2.9.1.- Espesor de los tubos…….. 367

10.2.9.2.- Espesor de la carcasa…… 370
10.2.10.- Cálculo de las pérdidas de carga…… 374
10.2.10.1.- Pérdida de carga en los tubos…… 374
10.2.10.2.- Pérdida de carga en la carcasa…….375
10.2.11.- Aislamiento…….. 378
10.3.- Calderín…….. 378
10.3.1.-Corriente de entrada…… 379
10.3.2.- Asignación de los flujos……...380
10.3.3.- Calor intercambiado……..….. 380
10.3.4.- Principales características del equipo……. 381
10.3.5.- Diferencia de temperatura media logarítmica…….. 381
10.3.6.- Balance de energía……..…. 382
10.3.6.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor……...383
10.3.6.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna……...385
10.3.6.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa……..… 388
10.3.6.4.- Factores de incrustación interno y externo……..... 389
10.3.6.5.- Conductividad térmica del metal…… 389
10.3.7.- Cálculo del número de tubos……390
10.3.8.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores……....391
10.3.9.- Altura de barrera…….. 393
10.3.10.- Diámetro del rehervidor……393
10.3.11.- Parámetro L……393
10.3.12.- Diseño mecánico……394
10.3.12.1.- Espesor de los tubos……....394
10.3.12.2.- Espesor de la carcasa……...397
10.3.13.- Cálculo de las pérdidas de carga……....400
10.3.13.1.- Pérdida de carga en los tubos……..…400
10.3.13.2.- Pérdida de carga en la carcasa……..…..402
10.3.14.- Aislamiento…… 404

ANEXO 11: DISEÑO DE LA COLUMNA DE RECTIFICACIÓN CR-02 PARA LA SEPARACIÓN DEL ÁCIDO CIANHÍDRICO….406
11.1.- Introducción…… 406
11.2.- Diseño de la columna……..406
11.2.1.- Alimentación de la columna…… 406
11.2.2.- Condición de alimentación……..….407
11.2.3.- Determinación del número de etapas mínimas, de la relación de reflujo y del número de etapas en equilibrio……..... 407
11.2.3.1.- Número mínimo de etapas. Ecuación de Fenske……..… 408
11.2.3.2.- Relación de reflujo mínima. Ecuación de Underwood…… 410
11.2.3.3.- Número de etapas de equilibrio. Gilliland……..... 413
11.2.3.4.- Posición del Plato de alimentación. Ecuación de Kirkbride…. 415

11.2.4.- Diseño hidrodinámico de la columna……..……417
11.2.4.1.- Determinación de las partes fundamentales del plato…….…..417
11.2.4.2.- Pérdida de carga en el plato…….. 431
11.2.4.3.- Inundación……..…...437
11.2.4.4.- Lloriqueo…….…..437
11.2.4.5.- Arrastre…… 439
11.2.4.6.- Descarga……440
11.2.4.7.- Eficiencia de la columna. Correlación de O´Connell……..... 440
11.2.5.- Altura de la columna……..…..441
11.2.6.- Esbeltez…… 441
11.3.- Diseño mecánico de la torre……....442
11.3.1.- Material empleado……..…..442
11.3.2.- Determinación del espesor de la envolvente……442
11.3.2.1.- Determinación del espesor según la presión interna……443
11.3.3.- Determinación del espesor del fondo superior……..…451
11.3.4.- Determinación del espesor del fondo inferior……...…453
11.3.5.- Cálculo de la altura de la faldilla……..… 454
11.3.6.- Altura total de la columna de rectificación……..455
11.3.7. Faldones……455
11.3.8.- Aislamiento……..456

ANEXO 12: EQUIPO AUXILIAR DE LA COLUMNA CR-02…….457
12.1.- Introducción…… 457
12.2.- Condensador……... 457
12.2.1.-Corriente de entrada……..457
12.2.2.- Asignación de los flujos……...458
12.2.3.- Calor intercambiado…….....458
12.2.4.- Principales características del equipo……..… 460
12.2.5.- Diferencia de temperatura media logarítmica……..460
12.2.6.- Balance de energía ……..…… 461
12.2.6.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor…...…462
12.2.6.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna…….……463
12.2.6.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa……. 467
12.2.6.4.- Factores de incrustación interno y externo……..…… 468
12.2.6.5.- Conductividad térmica del metal……..…… 468
12.2.7.- Cálculo del número de tubos……...…469
12.2.8.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores……470
12.2.9.- Diseño mecánico…….……472
12.2.9.1.- Espesor de los tubos……..472
12.2.9.2.- Espesor de la carcasa…….475
12.2.10.- Cálculo de las pérdidas de carga……479
12.2.10.1.- Pérdida de carga en los tubos……..……479

12.2.10.2.- Pérdida de carga en la carcasa……481
12.2.11.- Aislamiento……..…..483
12.3.- Calderín……...484
12.3.1.-Corriente de entrada……..484
12.3.2.- Asignación de los flujos……...485
12.3.3.- Calor intercambiado……485
12.3.4.- Principales características del equipo…….. 486
12.3.5.- Diferencia de temperatura media logarítmica……...487
12.3.6.- Balance de energía…….. 487
12.3.6.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor……...488
12.3.6.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna……..490
12.3.6.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa……..… 493
12.3.6.4.- Factores de incrustación interno y externo……...…… 494
12.3.6.5.- Conductividad térmica del metal…….…. 494
12.3.7.- Cálculo del número de tubos……....495
12.3.8.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores……....497
12.3.9.- Altura de barrera…….…. 498
12.3.10.- Diámetro del rehervidor……498
12.3.11.- Parámetro L……499
12.3.12.- Diseño mecánico……499
12.3.12.1.- Espesor de los tubos……....499
12.3.12.2.- Espesor de la carcasa……...502
12.3.13.- Cálculo de las pérdidas de carga……..…..505
12.3.13.1.- Pérdida de carga en los tubos……..505
12.3.13.2.- Pérdida de carga en la carcasa…….…...507
12.3.14.- Aislamiento……..... 510

ANEXO 13: INTERCAMBIADOR DE CALOR IC-04……..…… 511
13.1.- Introducción……..….. 511
13.2.- Corriente de entrada……..... 511
13.3.- Asignación de los flujos……..512
13.4.- Calor intercambiado……512
13.5.- Principales características del intercambiador……..... 514
13.6.- Diferencia de temperatura media logarítmica…….....514
13.7.- Balance de energía ……..… 516
13.7.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor……..517
13.7.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna……..… 518
13.7.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa……..... 522
13.7.4.- Factores de incrustación interno y externo……..…. 523
13.7.5.- Conductividad térmica del metal……. 523
13.8.- Cálculo del número de tubos……..…….524
13.9.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores……...526

13.10.- Diseño mecánico……...528
13.10.1.- Espesor de los tubos……...…528
13.10.2.- Espesor de la carcasa…….....531
13.11.- Cálculo de las pérdidas de carga……..535
13.11.1.- Pérdida de carga en los tubos……..…535
13.11.2.- Pérdida de carga en la carcasa……....536
13.12.- Aislamiento……...539

ANEXO 14: DISEÑO DE LA COLUMNA DE RECTIFICACIÓN CR-03 PARA LA SEPARACIÓN DEL AGUA……540
14.1.- Introducción…… 540
14.2.- Diseño de la columna……..540
14.2.1.- Alimentación de la columna……...…. 540
14.2.2.- Condición de alimentación…….. 541
14.2.3.- Determinación del número de etapas mínimas, de la relación de reflujo y del número de etapas en equilibrio…….…… 541
14.2.3.1.- Número mínimo de etapas. Ecuación de Fenske……..…. 542
14.2.3.2.- Relación de reflujo mínima. Ecuación de Underwood……. 544
14.2.3.3.- Número de etapas de equilibrio. Gilliland……..... 547
14.2.3.4.- Posición del Plato de alimentación. Ecuación de Kirkbride…. 549
14.2.4.- Diseño hidrodinámico de la columna……..….551
14.2.4.1.- Determinación de las partes fundamentales del plato……...…551
14.2.4.2.- Pérdida de carga en el plato……..…. 565
14.2.4.3.- Inundación…….571
14.2.4.4.- Lloriqueo……...571
14.2.4.5.- Arrastre……..573
14.2.4.6.- Descarga……....574
14.2.4.7.- Eficiencia de la columna. Correlación de O´Connell……...… 574
14.2.5.- Altura de la columna……....575
14.2.6.- Esbeltez…… 575
14.3.- Diseño mecánico de la torre……....576
14.3.1.- Material empleado……... 576
14.3.2.- Determinación del espesor de la envolvente……....576
14.3.2.1.- Determinación del espesor según la presión interna……577
14.3.3.- Determinación del espesor del fondo superior……585
14.3.4.- Determinación del espesor del fondo inferior……..…588
14.3.5.- Cálculo de la altura de la faldilla……..…588
14.3.6.- Altura total de la columna de rectificación……..…… 589
14.3.7. Faldones……590
14.3.8.- Aislamiento……..…. 590

ANEXO 15: EQUIPO AUXILIAR DE LA COLUMNA DE RECTIFICACIÓN CR-03……..……591
15.1.- Introducción…… 591
15.2.- Condensador…….... 591
15.2.1.-Corriente de entrada…….….591
15.2.2.- Asignación de los flujos……...592
15.2.3.- Calor intercambiado……592
15.2.4.- Principales características del equipo……..… 594
15.2.5.- Diferencia de temperatura media logarítmica……..594
15.2.6.- Balance de energía ……... 595
15.2.6.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor…...…596
15.2.6.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna……..597
15.2.6.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa……..... 600
15.2.6.4.- Factores de incrustación interno y externo……...…… 602
15.2.6.5.- Conductividad térmica del metal…….. 602
15.2.7.- Cálculo del número de tubos……....603
15.2.8.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores……604
15.2.9.- Diseño mecánico……..606
15.2.9.1.- Espesor de los tubos……..606
15.2.9.2.- Espesor de la carcasa……609
15.2.10.- Cálculo de las pérdidas de carga……....613
15.2.10.1.- Pérdida de carga en los tubos…….....613
15.2.10.2.- Pérdida de carga en la carcasa…….....615
15.2.11.- Aislamiento……..…….. 618
15.3.- Calderín……...… 618
15.3.1.-Corriente de entrada……..618
15.3.2.- Asignación de los flujos…….……..619
15.3.3.- Calor intercambiado……619
15.3.4.- Principales características del equipo……..…… 620
15.3.5.- Diferencia de temperatura media logarítmica……..……621
15.3.6.- Balance de energía……... 621
15.3.6.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor……...622
15.3.6.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna……..624
15.3.6.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa……..... 627
15.3.6.4.- Factores de incrustación interno y externo……...… 628
15.3.6.5.- Conductividad térmica del metal…….. 628
15.3.7.- Cálculo del número de tubos……....629
15.3.8.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores……....631
15.3.9.- Altura de barrera……..…. 632
15.3.10.- Diámetro del rehervidor……..... 632
15.3.11.- Parámetro L……632
15.3.12.- Diseño mecánico……633

15.3.12.1.- Espesor de los tubos……633
15.3.12.2.- Espesor de la carcasa……...636
15.3.13.- Cálculo de las pérdidas de carga……....639
15.3.13.1.- Pérdida de carga en los tubos……..639
15.3.13.2.- Pérdida de carga en la carcasa……641
15.3.14.- Aislamiento……....643

ANEXO 16: DISEÑO INTERCAMBIADOR DE CALOR IC-05.....644
16.1.- Introducción…… 644
16.2.- Corriente de entrada……....644
16.3.- Asignación de los flujos……..……645
16.4.- Calor intercambiado……....645
16.5.- Principales características del intercambiador……..... 647
16.6.- Diferencia de temperatura media logarítmica……647
16.7.- Balance de energía …… 649
16.7.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor……..650
16.7.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna……..… 651
16.7.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa…….... 655
16.7.4.- Factores de incrustación interno y externo…….. 656
16.7.5.- Conductividad térmica del metal…… 656
16.8.- Cálculo del número de tubos……...657
16.9.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores……..…659
16.10.- Diseño mecánico……..…..661
16.10.1.- Espesor de los tubos……...……661
16.10.2.- Espesor de la carcasa……..……664
16.11.- Cálculo de las pérdidas de carga……..….668
16.11.1.- Pérdida de carga en los tubos…….....668
16.11.2.- Pérdida de carga en la carcasa……...….669
16.12.- Aislamiento……..….672

ANEXO 17: DEPÓSITOS DE ALMACENAMIENTO……...673
17.1.- Depósitos de propileno……... 673
17.1.1.- Introducción……673
17.1.2.- Dimensiones de los depósitos…….. 673
17.1.3.- Cubetos de retención……675
17.2.- Depósitos de amoniaco……... 676
17.2.1.- Introducción……676
17.2.2.- Dimensiones de los depósitos…….. 677
17.2.3.- Cubetos de retención……...….678
17.3.- Depósitos de acrilonitrilo……....679
17.3.1.- Introducción…… 679
17.3.2.- Dimensiones de los depósitos……..…… 680

17.3.3.- Cubetos de retención……....682

ANEXO 18: DISEÑO DEL SISTEMA DE TUBERIAS EN LA LÍNEA DE PROCESO…….684
18.1.-Diseño de tuberías……684
18.2.-Procedimiento general para el dimensionamiento y cálculo de la pérdida de carga total…… 684
18.3.-Tuberías principales del proceso……..…693
18.4.-Tuberías auxiliares del proceso……....726

ANEXO 19: DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE IMPULSIÓN…….. 730
19.1.-Introducción…… 730
19.2.-Introducción al diseño de bombas……730
19.2.1-Procedimiento general para el diseño de las bombas……732
19.3-Diseño de las bombas de la línea de proceso……..….. 739
19.3.1-Bomba B-01……...… 739
19.3.2-Bomba B-02……..…. 745
19.3.3-Bomba B-03……...… 751
19.3.4-Bomba B-04…….….. 757
19.3.5-Bomba B-05……...… 764
19.3.6-Bomba B-06…….…….. 770
19.3.7-Bomba B-07…….….. 776

ANEXO 20: DISEÑO DE DEPÓSITOS DE ACUMULACIÓN…….783
20.1.-Introducción……..… 783
20.2.-Diseño del depósito de acumulación de la columna CR-01……784
20.2.1-Determinación del volumen del depósito acumulador……...784
20.2.2-Determinación de las dimensiones……..…786
20.2.3-Diseño mecánico……..... 788
20.2.3.1-Determinación del espesor de la cubierta……...789
20.2.3.2-Determinación de las dimensiones del fondo superior……... 798
20.2.3.3-Determinación de las dimensiones del fondo inferior…….... 803
20.2.3.4-Dimensiones definitivas……..804
20.3.-Diseño del depósito de acumulación de la columna CR-02……805
20.3.1-Determinación del volumen del depósito acumulador……...805
20.3.2-Determinación de las dimensiones……807
20.3.3-Diseño mecánico……808
20.3.3.1-Determinación del espesor de la cubierta……... 809
20.3.3.2-Determinación de las dimensiones del fondo superior……..…. 818
20.3.3.3-Determinación de las dimensiones del fondo inferior……..... 822
20.3.3.4-Dimensiones definitivas……..…823
20.4.-Diseño del depósito de acumulación para la mezcla con hexano.... 824

20.4.1-Determinación del volumen del depósito acumulador……...824
20.4.2-Determinación de las dimensiones…….826
20.4.3-Diseño mecánico……827
20.4.3.1-Determinación del espesor de la cubierta……..… 827
20.4.3.2-Determinación de las dimensiones del fondo superior……... 836
20.4.3.3-Determinación de las dimensiones del fondo inferior……..... 840
20.4.3.4-Dimensiones definitivas……..841
20.5.-Diseño del depósito de acumulación de la columna CR-03…….842
20.5.1-Determinación del volumen del depósito acumulador……...842
20.5.2-Determinación de las dimensiones……844
20.5.3-Diseño mecánico……..…..845
20.5.3.1-Determinación del espesor de la cubierta……... 845
20.5.3.2-Determinación de las dimensiones del fondo superior…..…… 853
20.5.3.3-Determinación de las dimensiones del fondo inferior……..…. 858
20.5.3.4-Dimensiones definitivas…….…859

ANEXO 21: TABLAS, FIGURAS Y FICHAS DE SEGURIDAD…..860

ANEXO 1:
BALANCES DE MATERIA Y ENERGÍA

En este Anexo se expondrá la ecuación general empleada para la determinación del balance de materia y energía (siendo estas ecuaciones aplicadas de forma diferente dependiendo del proceso) y se mostrará un cuadro general del proceso con los equipos de la planta, en el que se mostrará los caudales y condiciones de las corrientes.

1.1.- Ecuación de balance de materia

La ecuación de balance de materia y energía (que se aplicara en cada proceso), es la siguiente:

$$(A) = (E) - (S) + (G) - (C) \qquad [\text{A.}1.1]$$

Donde: *(A)* Término que engloba la acumulación.
(E) Entradas al proceso
(S) Salidas del proceso.
(G) Generación dentro del proceso.
(C) Consumo en el proceso.

La generación y el consumo, *(G)* y *(C)*, aparecen siempre que ocurra una reacción química, mientras que en los procesos puramente físicos estos términos no aparecen. Por ello, los términos de generación y consumo aparecerán en nuestro proceso en el reactor y en la torre de absorción (al producirse una reacción química además de una absorción).

La acumulación no se va a considerar en ningún momento (excepto en los depósitos) debido a que vamos a operar en estado estacionario y a que no existe ningún proceso que opere en discontinuo.

Gracias a esta ecuación, aplicada a cada proceso, se ha obtenido el diagrama de proceso y, aplicada a cada equipo, el diseño de cada operación unitaria.

1.2.- Resultados del balance de materia y energía

A continuación se presenta una tabla resumen de los resultados obtenidos de los parámetros más importantes para el diseño de las unidades. En esta tabla se reflejan los caudales de las corrientes de entrada y salida, así como su temperatura y presión, para cada equipo, además del calor intercambiado en cada una de las unidades del proceso.

Los datos de la columna "SALIDA" estarán referidos en todo momento a la corriente que abandona el equipo en estudio para pasar al siguiente del proceso.

Tabla A.1
Resultados Balances de Materia y Energía

	ENTRADA			**SALIDA**			**CALOR**
Equipo	**Q (kmol/h)**	**P (atm)**	**T (K)**	**Q (kmol/h)**	**P (atm)**	**T (K)**	**(kJ/s)**
Int. Calor IC-01	266,1	10,2	293	266,1	10,1	348	1.456,3
	1.030,4	2	723	1.030,4	1,9	624	
Int. Calor IC-02	266,1	8,4	293	266,1	8,4	348	1.751,9
	1.030,4	1,9	624	1.030,4	1,9	498,2	
Horno H-01	399,2	3	274,5	399,2	2,5	723	1.552,8
Reactor R-01	931,4	2	455	1.030,4	2	723	28.869,6
Int. Calor IC-03	1.030,4	1,9	498,2	1.030,4	1,8	473	332,7
Absorbedor A-01	1.030,4	1	473	1.003,9	1	365	1.105,6
Absorbedor A-02	1.003,9	1	364,8	9.677,9	1	355	727,8
Rectificación CR-01	9.677,9	1	355	574,2	1	342	
				13.581,9	1	368,3	

	ENTRADA			SALIDA			CALOR
Equipo	**Q (kmol/h)**	**P (atm)**	**T (K)**	**Q (kmol/h)**	**P (atm)**	**T (K)**	**(kJ/s)**
Condensador CD-01	574,2	1	342	574,2	1	335,8	11.867.972
Reboiler RE-01	13.581,9	1	368,3	13.581,9	1	372,4	14.476.028
Rectificación CR-02	311,9	1	335,8	154,7	1	303	
				408,9	1	344	
Condensador CD-02	154,7	1	303	154,7	1	299	3.213.119,4
Reboiler RE-02	408,9	1	344	408,9	1	344,2	1.059.486,1
Int. Calor IC-04	303	1	337,3	303	1	342,4	47.432,8
Rectificación CR-03	303	1	342,4	514,2	1	366	
				277,8	1	349	
Condensador CD-03	514,2	1	366	514,2	1	313	7.763.425
Reboiler RE-03	277,8	1	349	277,8	1	350	7.691.569,4
Int. Calor IC-05	187,4	1	350	187,4	1	303	273.183,3
Depósitos de acumulación	**Q (kmol/h)**	**P (atm)**	**T (K)**	**Reflujo (kmol/h)**	**Salida equipos (kmol/h)**	**P (atm)**	**T (K)**
AC-01	574,2	1	335,8	262,3	311,9	1	335,8
AC-02	154,7	1	299	120,9	33,8	1	299
AC-03	278	1	344,2	-	303	1	337,3
	25		298				
AC-04	514,2	1	313	398,6	115,6	1	313

En el caso de las columnas de rectificación, las casillas donde se exponen los datos de salida de columna, se han subdividido en dos, esto es debido a que se muestra la información de ambas corrientes de salida de la columna, la de cabeza (casilla superior), y la de colas (casilla inferior).

ANEXO 2:
INTERCAMBIADOR DE CALOR IC-01

2.1.- Introducción

Como ya ha sido justificado en la Memoria Descriptiva, concretamente en el **Capítulo 8** de ésta, se elegirá un intercambiador de calor de carcasa y tubos. A continuación se mostrará todos los pasos llevados a cabo para el diseño del mismo.

2.2.- Corriente de entrada

La corriente de alimentación del intercambiador de calor IC-01 es el reactivo propileno, el cual, tras abandonar el tanque donde es almacenado y tras pasar por una válvula donde se reducirá su presión hasta 10,2 atm se introducirá en el presente equipo de intercambio de calor para evaporarse y aumentar su temperatura desde 25ºC (293 K) hasta 75ºC (348 K), utilizando como fluido calefactor los gases de salida del reactor que se encuentran a 450ºC (723K).

Propiedades de la corriente del fluido a calentar (propileno):

- Densidad media: 264,89 kg/m^3
- Viscosidad media: $4{,}85 \cdot 10^{-5}$ Pa·s
- Temperatura entrada: 293 K
- Temperatura salida: 348 K
- Temperatura media: 320,5 K
- Capacidad calorífica media c_{pF}: 2.308,96 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_F: 0,0633 W/(m·K)
- Calor latente de vaporización λ : $3{,}41 \cdot 10^5$ J/kg
- Flujo másico m_F: 3,11 kg/s

Propiedades de la corriente del fluido calefactor (gases del reactor):

- Densidad media: 0,96 kg/m^3
- Viscosidad media: 1,89·10-5 Pa·s
- Temperatura entrada: 723 K
- Temperatura salida: 624,02 K (calculada en el **Apartado 2.4** del presente anexo).
- Temperatura media: 673,51K
- Capacidad calorífica media c_{pC}: 1.954,54 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_C: 0,0484 W/(m·K)
- Flujo másico m_C: 7,53 kg/s

2.3.- Asignación de los flujos

La elección de qué fluido circula por el lado de los tubos y cual por la carcasa ha sido tomada en función de los criterios ya expuestos en la Memoria Descriptiva, concretamente en el **Capítulo 8.**

En base a estos criterios, se asignará que el fluido frío, el propileno, circulará por el lado de los tubos, debido principalmente a que se encuentra a más presión. Los gases de salida del reactor, que actuaran como fluido calefactor circularán por tanto por el lado de la carcasa.

2.4.- Calor intercambiado

En primer lugar, para proceder al diseño del intercambiador, es necesario calcular la cantidad de calor intercambiado por los fluidos, ya que mediante ésta, se conocerá el área necesaria de intercambio, así como la temperatura de salida del fluido calefactor.

La expresión general para obtener el calor intercambiado se obtiene a partir de un balance de energía al intercambiador, y resulta:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \qquad [A.2.1]$$

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 perdida por el fluido caliente es igual a la que gana el fluido frío, si se desprecian las pérdidas térmicas. Por tanto, para el fluido frío, teniendo en cuenta que no sólo se calienta, sino que también ocurre un cambio de fase, ya que el propileno se evapora, se tendría estas dos expresiones:

Para el aumento de la temperatura:

$$Q = m_F \cdot c_{p_F} \cdot \Delta T_F \qquad [A.2.2]$$

Para el cambio de fase:

$$Q = \lambda \cdot \ m_F \qquad [A.2.3]$$

Y la ecuación para el fluido caliente:

$$Q = m_C \cdot c_{p_C} \cdot \Delta T_C \qquad [A.2.4]$$

Donde:
- Q Calor intercambiado entre los fluidos.
- m_F Caudal másico del fluido frío.
- m_C Caudal másico del fluido caliente.
- C_{pF} Calor específico del fluido frío.
- C_{pC} Calor específico del fluido caliente.
- ΔT_F Diferencia de temperatura de la corriente fría.
- ΔT_C Diferencia de temperatura de la corriente caliente.
- λ Calor latente de vaporización.

Para el fluido frío se disponen de todos los datos, por lo que sería posible obtener el calor intercambiado, en primer lugar se calculará para el cambio de fase, a partir de la **Ecuación A.2.3**.

$$Q = 3{,}11\,\frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 3{,}41 \cdot 10^5\,\frac{\text{J}}{\text{kg}} = 1{,}06 \cdot 10^6\ J/s$$

A partir de este calor, y de la **Ecuación A.2.4**, se obtiene la temperatura que alcanzará el fluido calefactor cuando se haya producido la vaporización del propileno. A esta temperatura se le denominará como temperatura intermedia, T_{int}.

$$T_{int} = \frac{m_C \cdot c_{p_C} \cdot T_{ent\ C} - Q}{m_C \cdot c_{p_C}}$$

$$= \frac{7{,}53\,\frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1954{,}54\,\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 723\text{K} - 1{,}06 \cdot 10^6\ J/s}{7{,}53\,\frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1954{,}54\,\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}$$

$$= 650{,}86\ K$$

Ahora se calculará el calor total intercambiado, tanto por el cambio de fase como por el aumento de temperatura.

$$Q = m_F \cdot c_{p_F} \cdot \Delta T_F + \lambda \cdot\ m_F \qquad [A.2.5]$$

$$Q = 3{,}11\,\frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 2.308{,}96\,\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (348 - 293)K + 3{,}11\,\frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 3{,}41 \cdot 10^5\,\frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$Q = 1.456.313{,}70\,\frac{J}{s}$$

A partir de este calor total intercambiado, y haciendo uso al igual que antes de la **Ecuación A.2.4** se obtendrá la temperatura final del fluido calefactor.

$$T_{sal\ C} = \frac{m_C \cdot c_{p_C} \cdot T_{ent\ C} - Q}{m_C \cdot c_{p_C}}$$

$$= \frac{7{,}53\,\frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1.954{,}54\,\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 723\text{K} - 1.456.313{,}70\,\frac{J}{s}}{7{,}53\,\frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1.954{,}54\,\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}$$

$$= 624{,}02\ K$$

2.5.- Principales características del intercambiador

Los tubos tendrán un diámetro externo de 0,75 pulgadas y un diámetro interno de 0,56 pulgadas. Tendrán una disposición triangular con un Pitch de 1 pulgada. El número de pasos por tubos será 2 y por carcasa 1.

Tanto los tubos como la carcasa, estarán construidos de acero inoxidable AISI 316L debido a su contacto con ácido cianhídrico, que es corrosivo.

2.6.- Diferencia de temperatura media logarítmica

El valor medio de la temperatura va a estar condicionado por la evolución que presenta la temperatura de cada fluido a partir de la de entrada. Para el cálculo de esta temperatura media logarítmica (LMTD) se hace uso de la siguiente expresión, donde los subíndices C y F se refieren a las corrientes de fluido caliente y frío respectivamente, y “ent” y “sal” a la entrada y la salida respectivamente.

$$LMTD = \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right) - \left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}{\ln \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right)}{\left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}} \qquad [A.2.6]$$

Se procede a calcular dos valores de diferencia media logarítmica, el primero para el cambio de fase, donde $T_{C,sal}$ toma el valor de la temperatura intermedia calculada antes, T_{int} y el incremento de temperatura en el fluido frío es 0, ya que únicamente se considera su vaporización. A continuación se calculará la diferencia de temperatura media logarítmica para el aumento de la temperatura, en este caso T_{int} corresponderá al valor de la temperatura de entrada del fluido caliente, $T_{C,ent}$. Sustituyendo en la **Ecuación A.2.6** para ambos casos se obtiene:

- Referido al cambio de fase:

$$LMTD = \frac{(723K - 293K) - (650{,}86K - 293K)}{\ln \frac{(723K - 293K)}{(650{,}86K - 293K)}} = 392{,}8\ K$$

- Referido al aumento de temperatura:

$$LMTD = \frac{(650{,}86K - 293K) - (624{,}02 - 348K)}{\ln \frac{(650{,}86K - 293K)}{(624{,}02 - 348K)}} = 315{,}2\ K$$

En el caso de intercambiadores de carcasa y tubos de pasos múltiples, como es el caso en estudio, se introduce un factor de corrección (F), de este modo, la diferencia de temperatura media logarítmica queda:

$$\Delta T_m = F \cdot LMTD \qquad [A.2.7]$$

El factor de corrección depende de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes y de la configuración geométrica del intercambiador. Existen unas gráficas para las configuraciones típicas de intercambiadores de calor, donde obtener el factor F en función de las razones P y R, definidas a continuación.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_{1-}t_1} \qquad [A.2.8]$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_{2-}t_1} \qquad [A.2.9]$$

Para aquellos intercambiadores de calor en los que ocurra un cambio de fase, como es el caso que se está diseñando, el factor de corrección siempre va a adquirir el valor de 1, con lo cual:

- Referido al cambio de fase:

$$\Delta T_m = = 392{,}8\ K$$

- Referido al aumento de temperatura:

$$\Delta T_m = 315{,}2\ K$$

2.7.- Balance de energía

La velocidad de transferencia de calor en un intercambiador de calor se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton de enfriamiento, esto es:

$$Q = U \cdot A_S \cdot \Delta T_m \qquad [A.2.10]$$

Donde: Q Calor intercambiado entre fluidos, J/s.
U Coeficiente global de transferencia calor, (W/(m^2·K)).
A_s Área de transferencia de calor, m^2.
ΔT_m Diferencia de temperatura media logarítmica.

2.7.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

En estos sistemas de intercambio de calor dos fluidos 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. Los efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

Esta red de resistencias térmicas fluido-pared-fluido contiene dos resistencias a la convección y una a la conducción. La resistencia térmica total queda:

$$R = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.2.11]$$

Donde k_m es la conductividad térmica del material de la pared y L es la longitud del tubo. Y los subíndices i y o se refieren a las superficies interior y exterior de los tubos, respectivamente.

Al combinar todas las resistencias en una sola, la transferencia de calor se puede expresar:

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = U \cdot A \cdot \Delta T = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T = U_o \cdot A_o \cdot \Delta T \qquad [A.2.12]$$

Siendo h el coeficiente individual de convección, la ecuación anterior se convierte en:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_o \cdot A_o} = R = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.2.13]$$

Además de lo expuesto anteriormente, el rendimiento de los intercambiadores de calor suele deteriorarse con el paso del tiempo debido a la acumulación de suciedad sobre las superficies de transferencia de calor. Esta suciedad o acumulaciones, ejerce una resistencia adicional para la transferencia y provoca una disminución de la misma.

El factor de incrustación R_f representa el efecto de estas acumulaciones en la transferencia de calor. Este factor depende de la temperatura de operación, de la velocidad de los fluidos y de la duración del servicio.

Para un intercambiador de calor de carcasa y tubo, la **Ecuación A.2.13** se puede expresar como:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{R_{f,o}^{''}}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.2.14]$$

Para que el coeficiente global de intercambio de calor tenga significado se debe especificar 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=π·D·L.

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{D_i} \cdot D_o + \frac{D_o \cdot ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot k_m} + R_{f,o}^{''} + \frac{1}{h_o} \qquad [A.2.15]$$

2.7.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna

Para el cálculo del coeficiente de película interna se hace uso del Nusselt y del Reynolds, cuyas expresiones son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \qquad [A.2.16]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu} \qquad [A.2.17]$$

Donde: k Conductividad térmica del fluido.

G Velocidad másica del fluido que circula por el interior de los tubos en kg/(s·m^2).

ρ Densidad del fluido expresado en kg/m^3.

D_i Diámetro interior de los tubos en m.

A continuación se muestra la expresión utilizada para el cálculo de la velocidad másica, G.

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.2.18]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por los tubos (kg/s)

n_t Número de pasos por tubos.

N_t Número de tubos.

Para comenzar con el procedimiento iterativo de cálculo, se ha de suponer de antemano un valor de diámetro de carcasa, de los que aparecen en la **Tabla A.21.1** del Anexo 21. A partir de éste, y del número de tubos relacionado con él, se calcularán los coeficientes de convección tanto interior como exterior, y por tanto, el valor del coeficiente global. Una vez conocido el coeficiente global, U, se calculará el área necesaria de

intercambio, y con ésta, imponiendo un valor de longitud de tubos (dentro del rango de los valores comerciales), se obtendrá un número de tubos necesarios para el intercambio de calor definido.

Conociendo este valor se comprobará que el número de tubos necesarios no sobrepasa a los que se supusieron al principio del proceso iterativo, si por el contrario, el número de tubos obtenidos como necesarios es mayor que el supuesto, se cambiará la longitud de los tubos para que disminuya el número necesario de éstos, si aun así es mayor que el supuesto se tendrá que comenzar de nuevo suponiendo un diámetro de carcasa mayor, y por tanto, un mayor número de tubos.

Se supone por tanto un diámetro de carcasa, para ello, como ya se ha comentado es necesario acudir a la **Tabla A.21.1** del Anexo 21. Esta tabla, tal y como está representada es adecuada para diámetros internos de tubo de 0,75 pulgadas y para Pitch de 15/16 pulgadas. En el resto de los casos el número de tubos se verá multiplicado por un factor de corrección según el diámetro interno de tubo y el valor del Pitch, que se encontrará en la **Tabla A.21.2** del Anexo 21.

Los valores seleccionados para un diámetro de tubo de 0,75 pulgada (0,014m) y un Pitch de 1 pulgada son los siguientes:

$$D_c = 10{,}02\ in = 0{,}25\ m$$
$$N_{t,o} = 56$$
$$Factor\ corrección = 0{,}88$$
$$N_t = 50$$

Siendo D_c el diámetro interno de la carcasa, $N_{t,o}$ el número de tubos obtenido en la **Tabla A.21.1** y N_t el número de tubos definitivos una vez multiplicado por el factor de corrección.

Sustituyendo estos valores en la **Ecuación A.2.18**, se obtiene una velocidad másica:

$$G = \frac{4 \cdot 3{,}11 kg/s \cdot 2}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 50} = 782{,}99\ kg/(m^2 \cdot s)$$

Conocido el valor de la velocidad másica ya se puede obtener a partir de la **Ecuación A.2.17** el valor del número de Reynolds.

$$Re = \frac{782{,}99\ kg/(m^2 \cdot s) \cdot 0{,}014m}{4{,}85 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 2{,}3 \cdot 10^5$$

El Reynolds obtenido es mayor a 10.000, por lo que se considera flujo turbulento. Se elige la siguiente expresión para el cálculo del Nusselt, relacionándolo con el Reynolds [Mendia Urquiola, 1994]:

$$Nu_d = 0{,}023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot Pr^n \qquad [A.2.19]$$

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 (si fuese al contrario n = 0,3). Pr representa el número de Prandt, calculado a partir de la siguiente expresión, e introduciendo los valores de las propiedades respecto al fluido que circula por los tubos, es decir, el propileno:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \qquad [A.2.20]$$

$$Pr = \frac{2.308{,}96\ J/(kg \cdot K) \cdot 4{,}85 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s}{0{,}0633 W/(m \cdot K)} = 1{,}77$$

Una vez conocidos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.2.19**, y se obtiene el valor del Nusselt.

$$Nu_d = 0{,}023 \cdot (2{,}3 \cdot 10^5)^{4/5} \cdot 1{,}77^{0{,}4} = 561{,}99$$

Este valor se relaciona ahora mediante la **Ecuación A.2.16** con el coeficiente individual de película interna, despejándolo resulta:

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{D_i} = \frac{561{,}99 \cdot 0{,}0633 W/(m \cdot K)}{0{,}014 m} = 2.498{,}98\ W/(K \cdot m^2)$$

2.7.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa

Este coeficiente se obtendrá del mismo modo que el anterior, haciendo uso del Reynolds y el Nusselt. Pero en este caso las expresiones que los definen son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_o \cdot D_o}{k} \qquad [A.2.21]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_c}{\mu} \qquad [A.2.22]$$

$$G = \frac{4 \cdot m}{\pi(D_c^2 - N_T \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.2.23]$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot Re_D^{0{,}5} \cdot Pr^{1/3}}{[1 + (0{,}4/Pr)^{2/3}]^{0{,}25}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282.000}\right)^{5/8}\right]^{0{,}8} \qquad [A.2.24]$$

Donde: D_c Diámetro interno de carcasa (0,25 m).

D_o Diámetro externo de tubos (0,019 m).

X Representa la relación $Pitch/D_o$ y su valor es 1,33.

Pr Número de Prandt, calculado con la **Ecuación A.2.20** utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa. Tiene un valor de Pr = 0,831.

Sustituyendo los valores de las propiedades del fluido que circula por la carcasa en las **Ecuaciones A.2.21, A.2.22, A.2.23** y **A.2.24** se obtienen los siguientes resultados:

$$G = \frac{4 \cdot 7{,}53\ kg/s}{\pi((0{,}25m)^2 - 50 \cdot (0{,}019\ m)^2) \cdot 1{,}33} = 154{,}15\ kg/(s \cdot m^2)$$

$$Re = \frac{154{,}15\ kg/(s \cdot m^2) \cdot 0{,}25m}{2{,}06 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 1{,}91 \cdot 10^6$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot (1{,}91 \cdot 10^6)^{0{,}5} \cdot 0{,}831^{1/3}}{[1 + (0{,}4/0{,}831)^{2/3}]^{0{,}25}} \left[1 + \left(\frac{1{,}91 \cdot 10^6}{282.000}\right)^{5/8}\right]^{0{,}8} = 2{,}3 \cdot 10^3$$

$$h_o = \frac{2{,}3 \cdot 10^3 \cdot 0{,}0484 \frac{W}{m \cdot K}}{0{,}019\ m} = 5{,}83 \cdot 10^3 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

2.7.4.- Factores de incrustación interno y externo

Estos dos factores adquieren un valor de $R''_{f,i}$ = 0,00045 m^2·K/W y $R''_{f,o}$ = 0,0001 m^2·K/W [Normas TEMA].

2.7.5.- Conductividad térmica del metal

Para hallar la resistencia a la conducción, es necesario conocer la conductividad térmica del material. Teniendo en cuenta el material de los

tubos, que es acero inoxidable AISI 316L, y que la temperatura máxima de las corrientes se encuentra alrededor de los 450ºC se obtiene según **Tabla A.21.3** del Anexo 21 una conductividad $k_m = 20{,}6\ W/(m \cdot K)$.

Conocidos ya los valores de los coeficientes individuales de película, tanto interna como externa, los factores de incrustación, y la conductividad térmica del metal, se puede calcular el coeficiente global de transferencia de calor a partir de la **Ecuación A.2.15.**

$$\frac{1}{U_o} = \frac{0{,}019\ m}{2498{,}98\ W/(K \cdot m^2) \cdot 0{,}014m} + \frac{0{,}00045\ \mathrm{m^2 \cdot K/W}}{0{,}014m} \cdot 0{,}019\ m + \frac{0{,}019\ m \cdot ln\left(\frac{0{,}019\ m}{0{,}014m}\right)}{2 \cdot 20{,}6\ W/(m \cdot K).} + 0{,}0001\ \mathrm{m^2} \cdot \frac{\mathrm{K}}{\mathrm{W}} + \frac{1}{5{,}83 \cdot 10^3 \frac{W}{K \cdot m^2}} = 1{,}55 \cdot 10^{-3} m^2 \cdot K/W$$

Con lo cual el coeficiente global resulta:

$$U_o = 647{,}16\ W/(m^2 \cdot K)$$

A continuación, a partir de la **Ecuación A.2.10,** despejando el área, se calculará la superficie requerida para el intercambio de calor, tanto para el cambio de fase, como para el incremento de temperatura.

$$A = \frac{Q}{U_o \cdot \Delta T_m} \qquad [A.2.25]$$

- Para el cambio de fase:

$$A = \frac{1{,}06 \cdot 10^6\ J/s}{647{,}16\ W/(m^2 \cdot K) \cdot 392{,}83K} = 4{,}17\ m^2$$

- Para el aumento de temperatura:

$$A = \frac{1456313{,}70\frac{J}{s}}{647{,}16\frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 315{,}17K} = 7{,}14\ m^2$$

El área total de intercambio será por tanto:

$$A = 4{,}17\ m^2 + 7{,}14\ m^2 = 11{,}31\ m^2$$

2.8.- Cálculo del número de tubos

Para calcular el número de tubos se debe seleccionar en primer lugar la longitud de éstos. Los valores de longitudes comerciales para los tubos suelen ser 10 ft, 12 ft, 14 ft, 16 ft, 18 ft, 20 ft, 22 ft, 24 ft y 26 ft. Para el caso que se diseña, se va a seleccionar una longitud de tubos de 14 ft (4,27m).

Se calculará en primer lugar la longitud que tendría el intercambiador si estuviera formado por un único tubo (L^*). Para ello se hace uso de la siguiente expresión:

$$L^* = \frac{A}{Perímetro\ tubo} \qquad [A.2.26]$$

Siendo el perímetro del tubo:

$$P = \pi \cdot \left(\frac{D_o}{2}\right) = \pi \cdot \frac{0{,}019}{2} = 0{,}0598\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.2.26**:

$$L^* = \frac{11{,}31\ m^2}{2 \cdot 0{,}0598\ m} = 189{,}06\ m$$

A partir de esta longitud, y sabiendo que cada tubo tiene 4,27 m de largo, se puede obtener el número de tubos:

$$N_t = \frac{189{,}06\ m}{4{,}27\ m} = 45\ tubos$$

Se supuso al principio del cálculo, en el **Apartado 2.7.2.** del presente Anexo, que la carcasa seleccionada tendría 50 tubos. Se comprueba por tanto que el número de tubos necesarios es menor que el supuesto, por lo que el cálculo ha sido correcto. Si hubiese salido un número superior al supuesto, se tendrían que haber rehecho los cálculos suponiendo un nuevo valor de diámetro de carcasa y por tanto, de número de tubos. El intercambiador de calor contará con 50 tubos de 14 pies cada uno, en una carcasa de 10,02 pulgadas de diámetro interno.

2.9.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores

En la carcasa se han de colocar unos tabiques que obligan al fluido a circular de manera perpendicular a los tubos para que se mejore la transmisión de calor, éstos son llamados deflectores.

El número de deflectores (N_c) se determina a partir de la siguiente fórmula:

$$N_c = \frac{l}{P_{def}} \qquad [A.2.27]$$

Donde l es la longitud de los tubos y P_{def} corresponde con el espaciamiento que existe entre deflectores. Este espaciamiento se calcula como la media entre el máximo y el mínimo establecido.

La separación mínima entre deflectores ($P_{def,min}$) será el mayor de los dos valores que se muestran a continuación.

- 1/5 del diámetro interior de la carcasa (0,0509 m).
- 2 in (0,0508 m).

En este caso, aunque son muy parecidos, se opta por el primero de los valores.

La separación máxima viene dada por la siguiente tabla teniendo en cuenta el diámetro exterior y el material de los tubos.

Tabla A.2.1
Separación máxima entre deflectores (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)

Para nuestro caso, se tendrá una separación máxima de 60 pulgadas (1,52 m). Se calcula la media entre la separación máxima y la mínima y se obtiene una separación de deflectores:

$$P_{def} = 0{,}79\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.2.27**, el número de deflectores que se obtiene es el que se muestra a continuación.

$$N_c = \frac{4{,}27m}{0{,}79m} = 5{,}4$$

El número de deflectores del intercambiador será seis.

Las normas TEMA establecen el espesor de los deflectores mediante la **Tabla A.2.2**, a partir del diámetro de la carcasa (10,02 in) y el espaciamiento entre placas (31 in).

Tabla A.2.2
Espesor de placas deflectoras (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)
8 - 24	(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	(737-985)	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 de las placas deflectoras es de 0,19 in (4,8 mm).

Por último, comentar con respecto al diámetro de la deflectora, que éste será ligeramente inferior al de la carcasa y posee un segmento libre igual al 25% del diámetro interior de la carcasa D_c.

2.10.- Diseño mecánico

2.10.1.- Espesor de los tubos

Para determinar el espesor requerido por presión interna en el interior de los tubos que conforman el intercambiador se empleará un cálculo que se rige por las especificaciones del Código ASME B31.3. De acuerdo a este código, el espesor se calcula mediante las siguientes expresiones.

$$t = \frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} \qquad [A.2.28]$$

Teniendo en cuenta el sobreespesor por corrosión y la tolerancia de fabricación, la ecuación anterior queda:

$$t = \left(\frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} + C\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{M}{100}}\right) \qquad [A.2.29]$$

Donde: P_D Presión de diseño.
D_o Diámetro exterior de la tubería.
S Tensión máxima permisible.
E Eficiencia de la soldadura.
Y Coeficiente que depende del material de la tubería y de la temperatura de diseño.
C Margen por corrosión.
M Tolerancia de fabricación.

A continuación se procede a definir y calcular las variables que intervienen en la **Ecuación A.2.29**.

- Presión de diseño, P_D

La presión de diseño se obtiene añadiendo un 10% a la presión máxima de operación.

$$P_{op} = 10{,}2\ atm = 149{,}94\ psi$$

$$P_D = 1{,}1 \cdot 149{,}94\ psi = 164{,}93\ psi$$

- Diámetro exterior, D_o

El diámetro exterior de los tubos del intercambiador es 0,75 pulgadas. (Ver **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

- Tensión máxima admisible, *S*

Para determinar la tensión máxima admisible se recurre a las tablas de materiales del Código ASME B31.3, para tuberías de acero inoxidable AISI 316L sometidas a una temperatura máxima de 900 ºF (temperatura inmediatamente superior a la temperatura de diseño (Tª máxima del sistema +20ºC) la tensión máxima admisible tiene un valor de S=11800 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

- 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%.

- Eficiencia de la soldadura, *E*

Este término representa 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. (Véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21 del presente Proyecto).

- Factor Y

Este factor se obtiene a partir de la **Tabla A.21.9** del Anexo 21. Para una temperatura del sistema por debajo de los 900 ºF y un materia para los tubos que es acero inoxidable AISI 316L, 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.

Se considera que un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año es satisfactorio para recipiente y tuberías. Con respecto a la vida esperada 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 los intercambiadores de calor se considera un valor moderado para la vida de operación, principalmente por razones de seguridad, así que se tomará una vida de 15 años. El margen de corrosión se tomará como el valor del desgaste producido durante ésta, por lo tanto C=0,005 in/año.

$$C = 0{,}005\,\frac{in}{\text{año}} \cdot 15\ años = 0{,}075\ in = 0{,}1905\ cm$$

Si se sustituyen todos estos parámetros en la **Ecuación A.2.29** resulta un valor de espesor:

$$t = \left(\frac{0{,}75\ in \cdot 164{,}934\ psi}{2 \cdot (11800\ psi \cdot 1 + 0{,}4 \cdot 164{,}934\ psi)} + 0{,}075\ in\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{12{,}5}{100}}\right)$$

$$= 0{,}092\ in$$

Se elegirá un espesor de 0,095 in ya que es el espesor estándar inmediatamente superior al calculado (véase en la **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

2.10.2.- Espesor de la carcasa

Antes de comenzar el cálculo del espesor basado en la presión interna, se determinará el espesor mínimo.

- Espesor mínimo según Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}\,(mm) = 2{,}5 + C = 2{,}5 + 1{,}905 = 4{,}405\,mm = 0{,}173\,in$$

- Espesor mínimo según la fórmula para aceros inoxidables:

$$t_{min}\,(mm) = 3mm = 0{,}118\,in$$

Se tomará por tanto como valor mínimo el mayor de los dos calculados, es decir, $t_{min} = 4{,}405\,mm = 0{,}173\,in$.

De acuerdo con el Código ASME VIII-Div.1, el espesor de la carcasa debe determinarse teniendo en cuenta las tensiones a las que se verá sometida. Para cada una de ellas, debe hallarse el espesor necesario para soportarlas, 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.

Tabla A.2.3.

Tensiones a las que está sometido el equipo (Megyesy E.F., 2001)

	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		**TENSIONES LONGITUDINALES**	
CARGA	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**
Peso				X
Viento			X	X
Seísmo			X	X
Presión interior	X		X	
Presión exterior				

Debido a que ejercen una mayor influencia, sólo se tendrán en cuenta las tensiones ejercidas por la presión interna, el resto serán despreciadas. Posteriormente se selecciona un espesor de entre los espesores comerciales, tomando entonces un margen de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo.

Las relaciones que permiten determinar el espesor debido a cada una de estas tensiones se recogen a continuación.

Tensiones circunferenciales:

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0{,}6 \cdot P_D} \qquad [A.2.30]$$

Tensiones longitudinales:

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P_D} \qquad [A.2.31]$$

Donde: P_D Presión de diseño interna, en psi.
R Radio interior de la envolvente, en in.
S Máxima tensión admisible, en psi.
E Eficiencia de junta.
C Margen de corrosión, expresado en in.

A continuación se explican y calculan cada uno de los parámetros que intervienen en estas expresiones:

- Presión de diseño, $P_{D.}$

La presión de diseño será un 10% mayor que la presión de operación. En el caso que este valor no supere los 30 psi se tomará como presión de diseño 30 psi.

$$P_{op} = 2\ atm = 29{,}4\ psi$$

$$P_D = 1{,}1 \cdot 29{,}4\ psi = 32{,}34\ psi$$

- Temperatura de diseño, $T_{D.}$

Se considera que la temperatura de diseño es aquella que supera en 20ºC a la máxima temperatura del sistema. En este caso:

$$T_D = 20℃ + 450℃ = 470℃$$

- Tensión máxima admisible, *S.*

Se determina a través de las tablas de materiales del Código ASME, se tiene que para carcasas de acero inoxidable AISI 316L, a una temperatura de 900ºF (temperatura inmediatamente superior a la de diseño), la tensión máxima admisible, S = 11.800 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

- Eficiencia de la soldadura, *E.*

El valor para la eficiencia de junta se obtiene a partir de la tabla UW-12 del código ASME VIII–Div.1 (véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21). En este caso, 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, se presenta un valor de E = 0,85.

Ya se está en disposición de calcular los espesores, sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.2.30 y A.2.31**.

$$t_{circ} = \frac{32{,}34\ psi \cdot \left(\frac{10{,}02}{2}\right) in}{11.800 psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 32{,}34\ psi} = 0{,}016\ in$$

$$t_{long} = \frac{32{,}34\ psi \cdot \left(\frac{10{,}02}{2}\right) in}{2 \cdot 11.800 psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 32{,}34\ psi} = 0{,}008\ in$$

Con estos espesores calculados se toma el de mayor valor, y se le añadirá el sobreespesor por corrosión.

$$t_{carcasa} = 0{,}016\ in + 0{,}075\ in = 0{,}091\ in$$

Como puede observarse $t_{carcasa} = 0{,}091\ in < t_{min}$, por este motivo, el espesor de la carcasa será el espesor mínimo calculado con anterioridad.

$$t = 0{,}173\ in = 0{,}405\ mm$$

Se tomará finalmente el espesor comercial inmediatamente superior al calculado (véase **Tabla A.21.10** del Anexo 21).

$$t_{carcasa} = 4{,}8\ mm$$

2.11.- Cálculo de las 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.

2.11.1.- Pérdida de carga en los tubos

Para el interior de los tubos, la pérdida de carga se calcula mediante la Ecuación de Fanning.

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{D_i \cdot \rho} \qquad [A.2.32]$$

Siendo: f Factor de fricción.
G Velocidad másica, kg/(m^2·s).
L Longitud de los tubos del intercambiador, m.
D_i Diámetro interior de los tubos, m.
ρ Densidad del fluido que circula por los tubos, kg/m^3.

La velocidad másica se determina a partir de la siguiente expresión:

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.2.33]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por tubos, kg/s.
n_t Paso por los tubos.
N_t Número de tubos del intercambiador de calor.
D_i Diámetro interior de los tubos, m.

Se dispone de todos los datos así que se procede a sustituirlos en la **Ecuación A.2.33**, obteniéndose:

$$G = \frac{4 \cdot 3{,}11 \frac{kg}{s} \cdot 2}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 50} = 782{,}99 \frac{kg}{s \cdot m^2}$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros inoxidables comerciales es ε = 0,002 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,00014.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por los tubos:

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu} \qquad [A.2.34]$$

$$Re = \frac{0{,}014\ m \cdot 782{,}99 \frac{kg}{s \cdot m^2}}{4{,}85 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 2{,}3 \cdot 10^5$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción *f = 0,017*.

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.2.32**.

$$\Delta P = \frac{0{,}017 \cdot \left(782{,}99 \frac{kg}{s \cdot m^2}\right)^2 \cdot 4{,}27\ m}{0{,}014\ m \cdot 264{,}89 \frac{kg}{m^3}} = 11806{,}73 \frac{kg}{m \cdot s^2} = 0{,}118\ bar$$

2.11.2.- Pérdida de carga en la carcasa

El cálculo de la pérdida de carga en la carcasa se realiza mediante el método de CERN, utilizando la siguiente expresión:

$$\Delta P_c = \frac{f_c \cdot G_c^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_c}{\rho \cdot D_e} \qquad [A.2.35]$$

Donde: f_c Factor de fricción en la carcasa.
G_c Velocidad másica en la carcasa.
N_c Número de deflectores.
D_c Diámetro de la carcasa.
D_e Diámetro equivalente.

La velocidad másica para la carcasa se calcula utilizando la expresión:

$$G_c = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot (D_c^2 - N_t \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.2.36]$$

En esta expresión, m representa el caudal másico del fluido que circula por la carcasa, es decir 7,53 kg/s. El término 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.

$$X = \frac{1\ in}{0{,}75\ in} = 1{,}33$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.2.36**:

$$G_c = \frac{4 \cdot 7{,}53\ kg/s}{\pi \cdot ((0{,}25m)^2 - 50 \cdot (0{,}019m)^2) \cdot 1{,}33} = 154{,}15\ kg/(m^2 \cdot s)$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros inoxidables comerciales es ε = 0,002 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,00014.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa:

$$Re = \frac{D_c \cdot G_c}{\mu} \qquad [A.2.37]$$

$$Re = \frac{0{,}25\ m \cdot 154{,}15 \frac{kg}{s \cdot m^2}}{2{,}06 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 1{,}91 \cdot 10^6$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción $f_c = 0{,}013$.

El número de deflectores calculado anteriormente es de 6 deflectores.

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. La expresión para el cálculo del diámetro equivalente es la siguiente, introduciendo el Pitch en metros.

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{(4/3 \cdot Pitch^2) - (\pi \cdot D_o^2/8)}{\pi \cdot D_o/2} \right) \qquad [A.2.38]$$

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{\left(\frac{4}{3} \cdot (0{,}0254m)^2\right) - (\pi \cdot (0{,}019m)^2/8)}{\pi \cdot (0{,}019m)/2} \right) = 0{,}096\, m$$

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.2.35**, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa.

$$\Delta P_c = \frac{0{,}013 \cdot \left(154{,}15 \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)^2 \cdot (6+1) \cdot 0{,}25m}{0{,}96 \frac{kg}{m^3} \cdot 0{,}096m} = 5975{,}74 \frac{kg}{m \cdot s^2}$$
$$= 0{,}060\ bar$$

Sumando las dos pérdidas de carga calculadas para el exterior e interior de los tubos se obtiene una pérdida total de presión de:

$$\Delta P_{total} = 0{,}118bar + 0{,}060bar = 0{,}178\ bar$$

2.12.- Aislamiento

El material elegido para aislar el intercambiador de calor será lana de roca, ya que es el material más económico que cubre las necesidades requeridas. Se aísla la carcasa externa del intercambiador y se recubre el aislante con una chapa de aluminio. El espesor de la lana de roca necesario viene en función de la temperatura máxima de operación, según la **Tabla A.21.11** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera, y para una temperatura máxima de operación de hasta 450ºC, se obtiene un espesor de lana de roca de 150 milímetros.

ANEXO 3:
INTERCAMBIADOR DE CALOR IC-02

3.1.- Introducción

Como ya ha sido justificado en la Memoria Descriptiva, concretamente en el **Capítulo 8** de ésta, se elegirá un intercambiador de calor de carcasa y tubos. Los pasos a seguir para el diseño del intercambiador son los mismos que en el **Anexo 2** del presente proyecto, para el intercambiador IC-01.

3.2.- Corriente de entrada

La corriente de alimentación del intercambiador de calor IC-02 es el reactivo amoniaco, el cual, tras abandonar el tanque donde es almacenado y tras pasar por una válvula donde se reducirá su presión hasta 8,4 atm se introducirá en el presente equipo de intercambio de calor para evaporarse y aumentar su temperatura desde 25ºC (293 K) hasta 75ºC (348 K), utilizando como fluido calefactor los gases de salida del reactor tras pasar por el intercambiador IC-01, que se encuentran a 351,02ºC (624 K).

Propiedades de la corriente del fluido a calentar (amoniaco):

- Densidad media: 307,30 kg/m^3
- Viscosidad media: 7,505·10^{-5} Pa·s
- Temperatura entrada: 293 K
- Temperatura salida: 348 K
- Temperatura media: 320,5 K
- Capacidad calorífica media c_{pF}: 3.721,33 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_F: 0,2617 W/(m·K)
- Calor latente de vaporización λ : 1,19·10^6 J/kg
- Flujo másico m_F: 1,26 kg/s

Propiedades de la corriente del fluido calefactor:

- Densidad media: 1,16 kg/m^3
- Viscosidad media: 1,69·10-5 Pa·s
- Temperatura entrada: 624,02 K
- Temperatura salida: 498,2 K (calculada en el **Apartado 3.4** del presente anexo)
- Temperatura media: 561,11K
- Capacidad calorífica media c_{pC}: 1.849,49 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_C: 0,0366 W/(m·K)
- Flujo másico m_C: 7,53 kg/s

3.3.- Asignación de los flujos

Se asignará que el fluido frío, el amoniaco, circule por el lado de los tubos, debido principalmente a que se encuentra a más presión. Los gases de salida del reactor tras pasar por el primer intercambiador de calor, que actuaran como fluido calefactor circularán por tanto por el lado de la carcasa.

3.4.- Calor intercambiado

La expresión general para obtener el calor intercambiado se obtiene a partir de un balance de energía al intercambiador, y resulta:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \qquad [A.3.1]$$

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 perdida por el fluido caliente es igual a la que gana el fluido frío, si se desprecian las pérdidas térmicas. Por tanto, para el fluido frío, teniendo en cuenta que no sólo se calienta, sino

que también ocurre un cambio de fase, ya que el amoniaco se evapora, se tendría estas dos expresiones:

Para el aumento de la temperatura:

$$Q = m_F \cdot c_{p_F} \cdot \Delta T_F \qquad [A.3.2]$$

Para el cambio de fase:

$$Q = \lambda \cdot \ m_F \qquad [A.3.3]$$

Y la ecuación para el fluido caliente:

$$Q = m_C \cdot c_{p_C} \cdot \Delta T_C \qquad [A.3.4]$$

Donde: Q Calor intercambiado entre los fluidos.
m_F Caudal másico del fluido frío.
m_C Caudal másico del fluido caliente.
C_{pF} Calor específico del fluido frío.
C_{pC} Calor específico del fluido caliente.
ΔT_F Diferencia de temperatura de la corriente fría.
ΔT_C Diferencia de temperatura de la corriente caliente.
λ Calor latente de vaporización.

Para el fluido frío se disponen de todos los datos, por lo que sería posible obtener el calor intercambiado, en primer lugar se calculará para el cambio de fase, a partir de la **Ecuación A.3.3**.

$$Q = 1{,}26 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1{,}19 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 1{,}49 \cdot 10^6 \, J/s$$

A partir de este calor, y de la **Ecuación A.3.4**, se obtiene la temperatura que alcanzará el fluido calefactor cuando se haya producido la vaporización del amoniaco. A esta temperatura se le denominará como temperatura intermedia, T_{int}.

$$T_{int} = \frac{m_C \cdot c_{p_C} \cdot T_{ent\ C} - Q}{m_C \cdot c_{p_C}}$$

$$= \frac{7{,}53\,\frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1849{,}49\ \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 624{,}02\text{K} - 1{,}49 \cdot 10^6\ J/s}{7{,}53\,\frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1849{,}49\,\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}$$

$$= 516{,}68\ K$$

Ahora se calculará el calor total intercambiado, tanto por el cambio de fase como por el aumento de temperatura.

$$Q = m_F \cdot c_{p_F} \cdot \Delta T_F + \lambda \cdot\ m_F \qquad [A.3.5]$$

$$Q = 1{,}26\,\frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 3721{,}33\,\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (348 - 293)K + 1{,}26\,\frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1{,}19 \cdot 10^6\,\frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$Q = 1751942{,}19\,\frac{J}{s}$$

A partir de este calor total intercambiado, y haciendo uso al igual que antes de la **Ecuación A.3.4** se obtendrá la temperatura final del fluido calefactor.

$$T_{sal\ C} = \frac{m_C \cdot c_{p_C} \cdot T_{ent\ C} - Q}{m_C \cdot c_{p_C}}$$

$$= \frac{7{,}53\,\frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1849{,}49\,\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 624{,}02\text{K} - 1751942{,}19\,\frac{J}{s}}{7{,}53\,\frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1849{,}49\,\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}$$

$$= 516{,}68\ K$$

3.5.- Principales características del intercambiador

Los tubos tendrán un diámetro externo de 0,75 pulgadas y un diámetro interno de 0,56 pulgadas. Tendrán una disposición triangular con un Pitch de 1 pulgada. El número de pasos por tubos será 2 y por carcasa 1.

Tanto los tubos como la carcasa, estarán construidos de acero inoxidable AISI 316L debido a su contacto con ácido cianhídrico, que es corrosivo.

3.6.- Diferencia de temperatura media logarítmica

Para el cálculo de esta temperatura media logarítmica (LMTD) se hace uso de la siguiente expresión, donde los subíndices C y F se refieren a las corrientes de fluido caliente y frío respectivamente, y "ent" y "sal" a la entrada y la salida respectivamente.

$$LMTD = \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right) - \left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}{\ln \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right)}{\left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}} \qquad [A.3.6]$$

Se procede a calcular dos valores de diferencia media logarítmica, el primero para el cambio de fase, donde $T_{C,sal}$ toma el valor de la temperatura intermedia calculada antes, T_{int} y el incremento de temperatura en el fluido frío es 0, ya que únicamente se considera su vaporización.

A continuación se calculará la diferencia de temperatura media logarítmica para el aumento de la temperatura, en este caso T_{int} corresponderá al valor de la temperatura de entrada del fluido caliente, $T_{C,ent}$.

Sustituyendo en la **Ecuación A.3.6** para ambos casos se obtiene:

- Referido al cambio de fase:

$$LMTD = \frac{(624{,}02K - 293K) - (516{,}68 - 293K)}{\ln \frac{(624{,}02K - 293K)}{(516{,}68 - 293K)}} = 273{,}86\ K$$

- Referido al aumento de temperatura:

$$LMTD = \frac{(516{,}68\ K - 293K) - (498{,}2K - 348K)}{\ln \frac{(516{,}68K - 293K)}{(498{,}2K - 348K)}} = 184{,}51\ K$$

En el caso de intercambiadores de carcasa y tubos de pasos múltiples, como es el caso en estudio, se introduce un factor de corrección (F), de este modo, la diferencia de temperatura media logarítmica queda:

$$\Delta T_m = F \cdot LMTD \qquad [A.3.7]$$

Como ya se ha comentado anteriormente, para aquellos intercambiadores de calor en los que ocurra un cambio de fase, como es el caso que se está diseñando, el factor de corrección siempre va a adquirir el valor de 1, con lo cual:

- Referido al cambio de fase:

$$\Delta T_m = = 273{,}86\ K$$

- Referido al aumento de temperatura:

$$\Delta T_m = 184{,}51\ K$$

3.7.- Balance de energía

La velocidad de transferencia de calor en un intercambiador de calor se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton de enfriamiento, esto es:

$$Q = U \cdot A_S \cdot \Delta T_m \qquad [A.3.8]$$

Donde: Q Calor intercambiado entre fluidos en J/s.

U Coeficiente global de transferencia de calor ($W/(m^2 \cdot K)$).

A_s Área de transferencia de calor expresado en m^2.

ΔT_m Diferencia de temperatura media logarítmica.

3.7.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

La resistencia térmica total queda definida por la expresión:

$$R = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.3.9]$$

Donde k_m es la conductividad térmica del material de la pared y L es la longitud del tubo. Y los subíndices i y o se refieren a las superficies interior y exterior de los tubos, respectivamente.

Al combinar todas las resistencias en una sola, la transferencia de calor se puede expresar:

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = U \cdot A \cdot \Delta T = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T = U_o \cdot A_o \cdot \Delta T \qquad [A.3.10]$$

Siendo h el coeficiente individual de convección, la ecuación anterior se convierte en la mostrada a continuación.

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_o \cdot A_o} = R = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.3.11]$$

El factor de incrustación R_f representa el efecto de las acumulaciones en la transferencia de calor. Este factor depende de la temperatura de operación, de la velocidad de los fluidos y de la duración del servicio.

Para un intercambiador de calor de carcasa y tubo, la **Ecuación A.3.11** se puede expresar como:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{R_{f,o}^{''}}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.3.12]$$

Para que el coeficiente global de intercambio de calor tenga significado se debe especificar 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=π·D·L.

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{D_i} \cdot D_o + \frac{D_o \cdot ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot k_m} + R_{f,o}^{''} + \frac{1}{h_o} \qquad [A.3.13]$$

3.7.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna

Para el cálculo del coeficiente de película interna se hace uso del Nusselt y del Reynolds, cuyas expresiones son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \qquad [A.3.14]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu} \qquad [A.3.15]$$

Donde: k Conductividad térmica del fluido.
G Velocidad másica del fluido que circula por el interior de los tubos en kg/(s·m^2).
μ Viscosidad del fluido expresado en Pa·s.
D_i Diámetro interior de los tubos en m.

A continuación se muestra la expresión utilizada para el cálculo de la velocidad másica, G.

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.3.16]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por tubos (kg/s).
n_t Número de pasos por tubos.
N_t Número de tubos.
D_i Diámetro interior de los tubos (m).

Para comenzar con el procedimiento iterativo de cálculo, se ha de suponer de antemano un valor de diámetro de carcasa, de los que aparecen en la **Tabla A.21.1** del Anexo 21. A partir de éste, y del número de tubos relacionado con él, se calcularán los coeficientes de convección tanto interior como exterior, y por tanto, el valor del coeficiente global. Una vez conocido el coeficiente global, U, se calculará el área necesaria de intercambio, y con ésta, imponiendo un valor de longitud de tubos (dentro del rango de los valores comerciales), se obtendrá un número de tubos necesarios para el intercambio de calor definido. Conociendo este valor se comprobará que el número de tubos necesarios no sobrepasa a los que se supusieron al principio del proceso iterativo, si por el contrario, el número de tubos obtenidos como necesarios es mayor que el supuesto, se cambiará la longitud de los tubos para que disminuya el número necesario de éstos, si aun así es mayor que el supuesto se tendrá que comenzar de nuevo suponiendo un diámetro de carcasa mayor, y por tanto, un mayor número de tubos.

Se supone por tanto un diámetro de carcasa, para ello, cómo ya se ha comentado es necesario acudir a la **Tabla A.21.1** del Anexo 21. Esta tabla, tal y como está representada es adecuada para diámetros internos de tubo de 0,75 pulgadas y para Pitch de 15/16 pulgadas. En el resto de los casos el número de tubos se verá multiplicado por un factor de corrección según el diámetro interno de tubo y el valor del Pitch, que se encontrará en la **Tabla A.21.2** del Anexo 21.

Los valores seleccionados para un diámetro de tubo de 0,75 pulgada (0,014m) y un Pitch de 1 pulgada son los siguientes:

$$D_c = 15{,}25\ in = 0{,}387\ m$$
$$N_{t,o} = 160$$
$$Factor\ corrección = 0{,}88$$
$$N_t = 141$$

Siendo D_c el diámetro interno de la carcasa, $N_{t,o}$ el número de tubos obtenido en la **Tabla A.21.1** y N_t el número de tubos definitivos una vez multiplicado por el factor de corrección.

Sustituyendo estos valores en la **Ecuación A.3.16**, se obtiene una velocidad másica:

$$G = \frac{4 \cdot 1{,}26\ kg/s \cdot 2}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 141} = 112{,}37\ kg/(m^2 \cdot s)$$

Conocido el valor de la velocidad másica ya se puede obtener a partir de la **Ecuación A.3.15** el valor del número de Reynolds.

$$Re = \frac{112{,}37\ kg/(m^2 \cdot s) \cdot 0{,}014m}{7{,}51 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 2{,}13 \cdot 10^4$$

El Reynolds obtenido es mayor a 10.000, por lo que se considera flujo turbulento. Se elige la siguiente expresión para el cálculo del Nusselt, relacionándolo con el Reynolds [Mendia Urquiola, 1994]:

$$Nu_d = 0{,}023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot Pr^n \qquad [A.3.17]$$

Con respecto a n en este caso también 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 (si fuese al contrario n = 0,3). Pr representa el número de Prandt, calculado a partir de la siguiente expresión, e introduciendo los valores de las propiedades respecto al fluido que circula por los tubos, es decir, el amoniaco:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \qquad [A.3.18]$$

$$Pr = \frac{3721{,}33\ J/(kg \cdot K) \cdot 7{,}51 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s}{0{,}2617\ W/(m \cdot K)} = 1{,}067$$

Una vez conocidos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.3.17**, y se obtiene el valor del Nusselt.

$$Nu_d = 0{,}023 \cdot (2{,}13 \cdot 10^4)^{4/5} \cdot 1{,}067^{0{,}4} = 68{,}50$$

Este valor se relaciona ahora mediante la **Ecuación A.3.14** con el coeficiente individual de película interna, despejándolo resulta:

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{D_i} = \frac{68{,}50 \cdot 0{,}2617\ W/(m \cdot K)}{0{,}014m} = 1260{,}30\ W/(K \cdot m^2)$$

3.7.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa

Este coeficiente se obtendrá del mismo modo que el anterior, haciendo uso del Reynolds y el Nusselt. Pero en este caso las expresiones que los definen son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_o \cdot D_o}{k} \qquad [A.3.19]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_c}{\mu} \qquad [A.3.20]$$

$$G = \frac{4 \cdot m}{\pi(D_c^2 - N_T \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.3.21]$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot Re_D^{0,5} \cdot Pr^{1/3}}{[1 + (0{,}4/Pr)^{2/3}]^{0,25}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{5/8}\right]^{0,8} \qquad [A.3.22]$$

Donde: D_c Diámetro interno de carcasa (0,387 m)

D_o Diámetro externo de tubos (0,019 m)

X Representa la relación $Pitch/D_o$ y su valor es 1,33

Pr Número de Prandt, calculado con la **Ecuación A.3.18** utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa. Tiene un valor de Pr = 0,853.

Sustituyendo los valores de las propiedades del fluido que circula por la carcasa en las **Ecuaciones A.3.19, A.3.20, A.3.21** y **A.3.22** se obtienen los siguientes resultados.

$$G = \frac{4 \cdot 7{,}53\ kg/s}{\pi((0{,}387m)^2 - 141 \cdot (0{,}019\ m)^2) \cdot 1{,}33} = 72{,}70\ kg/(s \cdot m^2)$$

$$Re = \frac{72{,}70 \frac{kg}{s \cdot m^2} \cdot 0{,}387m}{1{,}69 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 1{,}67 \cdot 10^6$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot (1{,}67 \cdot 10^6)^{0{,}5} \cdot 0{,}853^{1/3}}{[1 + (0{,}4/0{,}853)^{2/3}]^{0{,}25}} \left[1 + \left(\frac{1{,}67 \cdot 10^6}{282000}\right)^{5/8}\right]^{0{,}8} = 2{,}06 \cdot 10^3$$

$$h_o = \frac{2{,}06 \cdot 10^3 \cdot 0{,}0366 \frac{W}{m \cdot K}}{0{,}019\ m} = 3{,}96 \cdot 10^3 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

3.7.4.- Factores de incrustación interno y externo

Estos dos factores adquieren un valor de $R''_{f,i}$ = 0,00045 m^2·K/W y $R''_{f,o}$ = 0,0001 m^2·K/W [Normas TEMA].

3.7.5.- Conductividad térmica del metal

Teniendo en cuenta el material de los tubos, que es acero inoxidable AISI 316L, y que la temperatura máxima de las corrientes se encuentra alrededor de los 351,02 ºC se obtiene según **Tabla A.21.3** del Anexo 21 una conductividad $k_m = 19\ W/(m \cdot K)$.

Conocidos ya los valores de los coeficientes individuales de película, tanto interna como externa, los factores de incrustación, y la conductividad térmica del metal, se puede calcular el coeficiente global de transferencia de calor a partir de la **Ecuación A.3.13.**

$$\frac{1}{U_o} = \frac{0{,}019\ m}{1260{,}30\ \ W/(K \cdot m^2) \cdot 0{,}014m} + \frac{0{,}00045\ m^2 \cdot K/W}{0{,}014m} \cdot 0{,}019\ m + \frac{0{,}019\ m \cdot ln\left(\frac{0{,}019\ m}{0{,}014m}\right)}{2 \cdot 19\ W/(m \cdot K).} + 0{,}0001\ m^2 \cdot \frac{K}{W} + \frac{1}{3{,}96 \cdot 10^3 \frac{W}{K \cdot m^2}} = 2{,}16 \cdot 10^{-3} m^2 \cdot K/W$$

Con lo cual el coeficiente global resulta:

$$U_o = 462{,}05\ W/(m^2 \cdot K)$$

A continuación, a partir de la **Ecuación A.3.10,** despejando el área, se calculará la superficie requerida para el intercambio de calor, tanto para el cambio de fase, como para el incremento de temperatura.

$$A = \frac{Q}{U_o \cdot \Delta T_m} \qquad [A.3.23]$$

- Para el cambio de fase:

$$A = \frac{1{,}49 \cdot 10^6\ J/s}{462{,}05\ W/(m^2 \cdot K) \cdot 273{,}86K} = 11{,}81\ m^2$$

- Para el aumento de temperatura:

$$A = \frac{1751942{,}19\ \frac{J}{s}}{462{,}05 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 184{,}51K} = 20{,}55\ m^2$$

El área total de intercambio será por tanto:

$$A = 11{,}81\ m^2 + 20{,}55\ m^2 = 32{,}36\ m^2$$

3.8.- Cálculo del número de tubos

Para el caso que se diseña, se va a seleccionar una longitud de tubos de 14 ft (4,27m). Se calculará en primer lugar la longitud que tendría el intercambiador si estuviera formado por un único tubo (L^*). Para ello se hace uso de la siguiente expresión:

$$L^* = \frac{A}{Perímetro\ tubo} \qquad [A.3.24]$$

Siendo el perímetro del tubo:

$$P = \pi \cdot \left(\frac{D_o}{2}\right) = \pi \cdot \frac{0{,}019}{2} = 0{,}0598\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.3.24**:

$$L^* = \frac{32{,}36\ m^2}{2 \cdot 0{,}0598\ m} = 540{,}70\ m$$

A partir de esta longitud, y sabiendo que cada tubo tiene 4,27 m de largo, se puede obtener el número de tubos:

$$N_t = \frac{540{,}70\ m}{4{,}27\ m} = 127\ tubos$$

Se supuso al principio del cálculo, en el **Apartado 3.7.2.** del presente Anexo, que la carcasa seleccionada tendría 141 tubos. Se comprueba por tanto que el número de tubos necesarios es menor que el supuesto, por lo que el cálculo ha sido correcto. Si hubiese salido un número superior al supuesto, se tendrían que haber rehecho los cálculos suponiendo un nuevo valor de diámetro de carcasa y por tanto, de número de tubos. El intercambiador de calor contará con 141 tubos de 14 pies cada uno, en una carcasa de 15,25 pulgadas de diámetro interno.

3.9.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores

El número de deflectores (N_c) se determina a partir de la siguiente fórmula:

$$N_c = \frac{l}{P_{def}} \qquad [A.3.25]$$

Donde l es la longitud de los tubos y P_{def} corresponde con el espaciamiento que existe entre deflectores. Este espaciamiento se calcula como la media entre el máximo y el mínimo establecido. La separación mínima entre deflectores ($P_{def,min}$) será el mayor de estos dos valores:

- 1/5 del diámetro interior de la carcasa (0,077 m).
- 2 in (0,0508 m).

En este caso se opta por el primero de los valores.

La separación máxima viene dada por la siguiente tabla teniendo en cuenta el diámetro exterior y el material de los tubos.

Tabla A.3.1
Separación máxima entre deflectores (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)

Para nuestro caso, se tendrá una separación máxima de 60 pulgadas (1,52 m). Se calcula la media entre la separación máxima y la mínima y se obtiene una separación de deflectores:

$$P_{def} = 0{,}80\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.3.25**, el número de deflectores es:

$$N_c = \frac{4{,}27m}{0{,}80\ m} = 5{,}33$$

El número de deflectores del intercambiador será seis.

Las normas TEMA establecen el espesor de los deflectores mediante la **Tabla A.3.2**, a partir del diámetro de la carcasa (15,25 in) y el espaciamiento entre placas (31,5 in).

Tabla A.3.2
Espesor de placas deflectoras (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)	
(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)
8 - 24 (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 (737-985)	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 de las placas deflectoras es de 0,25 in (6,35 mm).

Por último, comentar con respecto al diámetro de la deflectora, que éste será ligeramente inferior al de la carcasa y posee un segmento libre igual al 25% del diámetro interior de la carcasa D_c.

3.10.- Diseño mecánico

3.10.1.- Espesor de los tubos

De acuerdo al Código ASME B31.3, el espesor se calcula mediante la siguiente expresión:

$$t = \frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} \qquad [A.3.26]$$

Teniendo en cuenta el sobreespesor por corrosión y la tolerancia de fabricación, la ecuación anterior queda:

$$t = \left(\frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} + C\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{M}{100}}\right) \qquad [A.3.27]$$

Donde:
- P_D Presión de diseño.
- D_o Diámetro exterior de la tubería.
- S Tensión máxima permisible.
- E Eficiencia de la soldadura.
- Y Coeficiente que depende del material de la tubería y de la temperatura de diseño.
- C Margen por corrosión.
- M Tolerancia de fabricación.

A continuación se procede a definir y calcular las variables que intervienen en la **Ecuación A.3.27**.

- Presión de diseño, $P_{D.}$

La presión de diseño se obtiene añadiendo un 10% a la presión máxima de operación.

$$P_{op} = 8{,}4\ atm = 123{,}48\ psi$$

$$P_D = 1{,}1 \cdot 123{,}48\ psi = 135{,}83\ psi$$

- Diámetro exterior, $D_{o.}$

El diámetro exterior de los tubos del intercambiador es 0,75 pulgadas. (Ver **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

- Tensión máxima admisible, *S.*

Para determinar la tensión máxima admisible se recurre a las tablas de materiales del Código ASME B31.3, para tuberías de acero inoxidable AISI 316L sometidas a una temperatura máxima de 700ºF, temperatura inmediatamente superior a la temperatura de diseño (Tª máxima del sistema +20ºC) la tensión máxima admisible tiene un valor de S=12.900 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

- 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%.

- Eficiencia de la soldadura, *E.*

Este término representa 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*.

Este factor se obtiene a partir de la **Tabla A.21.9** del Anexo 21. Para una temperatura del sistema por debajo de los 900ºF y un materia para los tubos que es acero inoxidable AISI 316L, el factor Y toma un valor de 0,4.

- Margen de corrosión, *C*.

Se considera que un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año es satisfactorio para recipientes y tuberías. Para los intercambiadores de calor se considera una vida de 15 años. El margen de corrosión se tomará como el valor del desgaste producido durante ésta, por lo tanto C=0,005 in/año.

$$C = 0{,}005\frac{in}{\text{año}} \cdot 15\ años = 0{,}075\ in = 0{,}1905\ cm$$

Si se sustituyen todos estos parámetros en la **Ecuación A.3.27** resulta un valor de espesor:

$$t = \left(\frac{0{,}75\ in \cdot 135{,}83\ psi}{2 \cdot (12900\ psi \cdot 1 + 0{,}4 \cdot 135{,}83\ psi)} + 0{,}075\ in\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{12{,}5}{100}}\right)$$
$$= 0{,}090\ in$$

Se elegirá un espesor de 0,095 in ya que es el espesor estándar inmediatamente superior al calculado (véase en la **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

3.10.2.- Espesor de la carcasa

Antes de comenzar el cálculo del espesor basado en la presión interna, se determinará el espesor mínimo.

- Espesor mínimo según Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}\,(mm) = 2{,}5 + C = 2{,}5 + 1{,}905 = 4{,}405\,mm = 0{,}173\,in$$

- Espesor mínimo según la fórmula para aceros inoxidables:

$$t_{min}\,(mm) = 3mm = 0{,}118\,in$$

Se tomará por tanto como valor mínimo el mayor de los dos calculados, es decir, $t_{min} = 4{,}405\,mm = 0{,}173\,in$.

De acuerdo con el Código ASME VIII-Div.1, el espesor de la carcasa debe determinarse teniendo en cuenta las tensiones a las que se verá sometida. Para cada una de ellas, debe hallarse el espesor necesario para soportarlas, 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:

Tabla A.3.3.
Tensiones a las que está sometido el equipo (Megyesy E.F., 2001)

	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		**TENSIONES LONGITUDINALES**	
CARGA	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**
Peso				X
Viento			X	X
Seísmo			X	X
Presión interior	X		X	
Presión exterior				

Debido a que ejercen una mayor influencia, sólo se tendrán en cuenta las tensiones ejercidas por la presión interna, el resto serán despreciadas. Posteriormente se selecciona un espesor de entre los espesores comerciales, tomando entonces un margen de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo.

Las relaciones que permiten determinar el espesor debido a cada una de estas tensiones se recogen a continuación.

Tensiones circunferenciales:

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0{,}6 \cdot P_D} \qquad [A.3.28]$$

Tensiones longitudinales:

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P_D} \qquad [A.3.29]$$

Donde: P_D Presión de diseño interna, en psi.
R Radio interior de la envolvente, en in.
S Máxima tensión admisible, en psi.
E Eficiencia de junta.
C Margen de corrosión, expresado en in.

A continuación se explican y calculan cada uno de los parámetros que intervienen en estas expresiones:

- Presión de diseño, $P_{D.}$

La presión de diseño será un 10% mayor que la presión de operación. En el caso que este valor no supere los 30 psi se tomará como presión de diseño 30 psi.

$$P_{op} = 2\ atm = 29{,}4\ psi$$

$$P_D = 1{,}1 \cdot 29{,}4\ psi = 32{,}34\ psi$$

- Temperatura de diseño, $T_{D.}$

Se considera que la temperatura de diseño es aquella que supera en 20ºC a la máxima temperatura del sistema. En este caso:

$$T_D = 20℃ + 351{,}02℃ = 371{,}02℃ = 699{,}8°F$$

- Tensión máxima admisible, *S.*

Se determina a través de las tablas de materiales del Código ASME, se tiene que para carcasas de acero inoxidable AISI 316L, a una temperatura de 700ºF (temperatura inmediatamente superior a la de diseño), la tensión máxima admisible, S = 12.900 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

- Eficiencia de la soldadura, *E.*

El valor para la eficiencia de junta se obtiene a partir de la tabla UW-12 del código ASME VIII–Div.1 (véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21). En este caso, 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, se presenta un valor de E = 0,85.

Ya se está en disposición de calcular los espesores, sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.3.28 y A.3.29**.

$$t_{circ} = \frac{32{,}34\ psi \cdot \left(\frac{15{,}25}{2}\right) in}{12.900 psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 32{,}34\ psi} = 0{,}023\ in$$

$$t_{long} = \frac{32{,}34\ psi \cdot \left(\frac{15{,}25}{2}\right) in}{2 \cdot 12.900 psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 32{,}34\ psi} = 0{,}011\ in$$

Con estos espesores calculados se toma el de mayor valor, y se le añadirá el sobreespesor por corrosión.

$$t_{carcasa} = 0{,}023\ in + 0{,}075\ in = 0{,}098\ in$$

Como puede observarse $t_{carcasa} = 0{,}098\ in < t_{min}$, por este motivo, el espesor de la carcasa será el espesor mínimo calculado con anterioridad.

$$t = 0{,}173\ in = 0{,}405\ mm$$

Se tomará finalmente el espesor comercial inmediatamente superior al calculado (véase **Tabla A.21.10** del Anexo 21).

$$t_{carcasa} = 4{,}8\ mm$$

3.11.- Cálculo de las pérdidas de carga

3.11.1.- Pérdida de carga en los tubos

Para el interior de los tubos, la pérdida de carga se calcula mediante la ecuación de Fanning:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{D_i \cdot \rho} \qquad [A.3.30]$$

Siendo: f Factor de fricción.
G Velocidad másica, kg/(m^2·s).
L Longitud de los tubos del intercambiador, m.
D_i Diámetro interior de los tubos, m.
ρ Densidad del fluido que circula por los tubos, kg/m^3.

La velocidad másica se determina a partir de la siguiente expresión:

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.3.31]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por tubos, kg/s
n_t Paso por los tubos.
N_t Número de tubos del intercambiador de calor.
D_i Diámetro interior de los tubos, m.

Se disponen de todos los datos así que se procede a sustituirlos en la **Ecuación A.3.31**, obteniéndose:

$$G = \frac{4 \cdot 1{,}26 \, \frac{kg}{s} \cdot 2}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 141} = 112{,}37 \frac{kg}{s \cdot m^2}$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros inoxidables comerciales es ε = 0,002 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,00014.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por los tubos.

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu} \qquad [A.3.32]$$

$$Re = \frac{0{,}014\,m \cdot 112{,}37 \dfrac{kg}{s \cdot m^2}}{7{,}51 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 2{,}13 \cdot 10^4$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción $f = 0{,}025$.

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.3.30**.

$$\Delta P = \frac{0{,}025 \cdot \left(112{,}37 \dfrac{kg}{s \cdot m^2}\right)^2 \cdot 4{,}27\,m}{0{,}014\,m \cdot 307{,}30\ \dfrac{kg}{m^3}} = 308{,}27 \frac{kg}{m \cdot s^2} = 0{,}003\ bar$$

3.11.2.- Pérdida de carga en la carcasa

El cálculo de la pérdida de carga en la carcasa se realiza mediante el método de CERN, utilizando la siguiente expresión:

$$\Delta P_c = \frac{f_c \cdot G_c^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_c}{\rho \cdot D_e} \qquad [A.3.33]$$

Donde: f_c Factor de fricción en la carcasa.
G_c Velocidad másica en la carcasa.
N_c Número de deflectores.
D_c Diámetro de la carcasa.
D_e Diámetro equivalente.

La velocidad másica para la carcasa se calcula utilizando la expresión que se muestra a continuación.

$$G_c = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot (D_c^2 - N_t \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.3.34]$$

En esta expresión, m representa el caudal másico del fluido que circula por la carcasa, es decir 7,53 kg/s. El término 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.

$$X = \frac{1\ in}{0{,}75\ in} = 1{,}33$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.3.34**:

$$G_c = \frac{4 \cdot 7{,}53\ kg/s}{\pi \cdot ((0{,}387m)^2 - 141 \cdot (0{,}019m)^2) \cdot 1{,}33} = 72{,}88\ kg/(m^2 \cdot s)$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros inoxidables comerciales es ε = 0,002 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,00014.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa:

$$Re = \frac{D_c \cdot G_c}{\mu} \qquad [A.3.35]$$

$$Re = \frac{0{,}387\ m \cdot 72{,}88 \frac{kg}{s \cdot m^2}}{1{,}69 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 1{,}68 \cdot 10^6$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción $f_c = 0{,}013$.

El número de deflectores calculado anteriormente es de 6 deflectores.

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. La expresión para el cálculo del diámetro equivalente es la siguiente, introduciendo el Pitch en metros.

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{(4/3 \cdot Pitch^2) - (\pi \cdot D_o^2/8)}{\pi \cdot D_o/2} \right) \qquad [A.3.36]$$

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{\left(\frac{4}{3} \cdot (0{,}0254m)^2\right) - (\pi \cdot (0{,}019m)^2/8)}{\pi \cdot (0{,}019m)/2} \right) = 0{,}096\, m$$

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.3.33**, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa.

$$\Delta P_c = \frac{0{,}013 \cdot \left(72{,}88 \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)^2 \cdot (6+1) \cdot 0{,}387m}{1{,}16\ \frac{kg}{m^3} \cdot 0{,}096m} = 1675{,}73 \frac{kg}{m \cdot s^2}$$

$$= 0{,}017\ bar$$

Sumando las dos pérdidas de carga calculadas para el exterior e interior de los tubos se obtiene una pérdida total de presión de:

$$\Delta P_{total} = 0{,}003bar + 0{,}017bar = 0{,}02\ bar$$

3.12.- Aislamiento

El material elegido para aislar el intercambiador de calor será lana de roca, ya que es el material más económico que cubre las necesidades requeridas. Se aísla la carcasa externa del intercambiador y se recubre el aislante con una chapa de aluminio. El espesor de la lana de roca necesario viene en función de la temperatura máxima de operación, según la **Tabla A.21.11** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera, y para una temperatura máxima de operación de hasta 351,02ºC, se obtiene un espesor de lana de roca de 120 milímetros.

ANEXO 4:
DISEÑO DEL HORNO H-01 PARA EL PRECALENTAMIENTO DE OXÍGENO

4.1.-Introducción

En el presente anexo se dispone a diseñar el horno H-01 para el acondicionamiento del reactivo, concretamente del oxígeno. Este horno será diseñado con el objetivo de llevar el oxígeno hasta las condiciones de reacción, 450ºC y 2,5 atm de presión.

Entre los distintos tipos de hornos industriales se selecciona un horno de tipo cilíndrico vertical. El combustible utilizado es gas natural y el exceso de aire utilizado es un 10%.

4.2.-Diseño del horno

4.2.1.-Consideraciones iniciales

Las condiciones de entrada del oxígeno utilizado para llevar a cabo el acondicionamiento del reactivo en el horno son las que se muestran a continuación:

Tabla A.4.1
Alimentación de oxígeno

Caudal	3,55 kg/s
Temperatura	274,5 K
Presión	3 atm
Capacidad calorífica	976 J/(kg·K)
Peso molecular	32 kg/kmol

Para que se produzca el calentamiento del oxigeno en el horno hasta la temperatura deseada, es necesario el calor que desprenden los gases al quemarse un combustible. En este caso, el combustible utilizado es gas

natural, procedente de refinería cuyas propiedades de entrada al horno se recogen en la tabla siguiente:

Tabla A.4.2
Condiciones entrada de gas natural

Combustible	Gas natural
Tipo	Gaseoso
Exceso aire	10%
Temperatura	298 K

Para facilitar los cálculos se supone que la composición del gas natural es 100% CH_4.

4.2.2.-Balance de energía al horno

En este apartado se trata de calcular el calor necesario en el horno para que el oxígeno alcance la temperatura deseada. Como se ha comentado anteriormente, es necesario el uso de un combustible debido a la diferencia de temperatura que experimenta el reactivo. La expresión utilizada es:

$$Q_{necesario} = W \cdot c_p \cdot (T_{sal} - T_{ent}) \qquad [A.4.1]$$

Donde: W Caudal másico de oxígeno, en kg/s.
c_p Capacidad calorífica del oxígeno, en J/(kg·K).
T_{sal} Temperatura salida oxígeno, en K.
T_{ent} Temperatura entrada oxígeno, en K.

Los datos de la **Ecuación A.4.1** son conocidos y se recogen en la **Tabla A.4.1.** Sustituyendo los valores se tiene:

$$Q_{necesario} = 3{,}55\frac{kg}{s} \cdot 976\frac{J}{kg \cdot K} \cdot (723\ K - 274{,}5\ K)$$

$$Q_{necesario} = 1.552.800{,}608\ J/s$$

4.2.3.-Cálculo de la temperatura de salida de los gases (T_{stack}) y eficiencia del horno

Por razones de diseño, la temperatura de salida de los gases de combustión por la chimenea (T_{stack}), presenta una condición que tiene que cumplirse:

$$T_{stack} > 25 - 40\ ºC$$

La temperatura de salida de los gases de combustión ha de ser superior a la temperatura del oxígeno de entrada en ese rango de valores. Para nuestro diseño se utiliza el valor superior, 40ºC, es decir, 313 K. Por tanto, se tiene una temperatura de salida de gases:

$$T_{stack} = 274{,}5 + 313 = 587{,}5\ K$$

A partir de esta temperatura se calcula la eficiencia del horno. La eficiencia de un horno se define como el porcentaje de calor liberado en la llama que es absorbido por el fluido calentado (en este caso, oxígeno). En los hornos industriales los valores de la eficiencia van desde un 70% a un 95%.

Las fuentes de ineficiencia son las pérdidas de calor en las paredes del horno (un 2 % es valor aceptable en el diseño) y las pérdidas de calor en los gases producidos.

Como la composición de los gases de combustión no varía mucho durante ésta, se pueden deducir ecuaciones para determinar la eficacia del horno conociéndose el exceso aire (10%, **Tabla A.4.2**) y la T_{stack}.

Para combustibles gaseosos y un valor del 2% en pérdidas de calor a través de las paredes del horno, se tiene la siguiente ecuación:

$$Eff = 0{,}98 - 9{,}25 \cdot 10^{-5} \cdot {T_{stack}}^{1{,}128} \left(1 + \frac{ex_{aire}}{100}\right)^{0{,}748} \qquad [A.4.2]$$

Sustituyendo los valores en la **Ecuación A.4.2** se obtiene:

$$Eff = 0{,}98 - 9{,}25 \cdot 10^{-5} \cdot (587{,}5\ K)^{1{,}128} \left(1 + \frac{10}{100}\right)^{0{,}748} = 0{,}848$$

$$Eff = 84{,}8\%$$

Comentar que un 10% exceso aire es la cantidad recomendada para la utilización de combustible gaseoso.

4.2.4.-Cálculo del diámetro de los tubos y estimación de la velocidad del gas en el tubo

Como se ha comentado anteriormente, el tipo de horno que se utiliza es cilíndrico vertical, como el que se muestra en la siguiente figura.

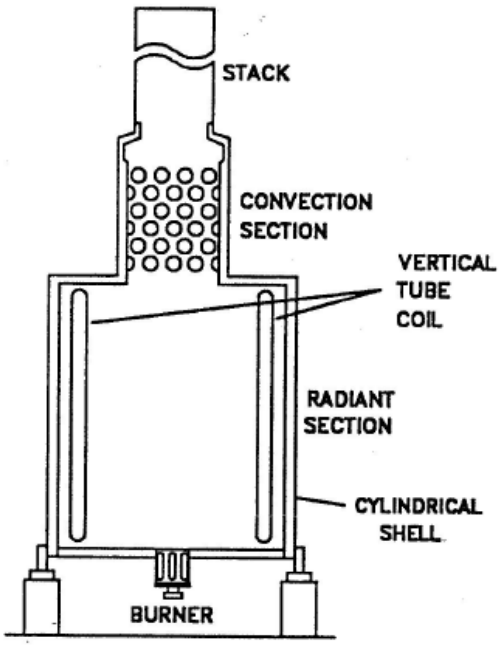


Figura A.4.1. Horno tipo cilíndrico vertical

Este tipo de hornos se constituyen de un casco cilíndrico aislado colocado verticalmente con un piso aislante y techo generalmente plano. Los quemadores se sitúan en el suelo. Los tubos se sitúan verticalmente con flujo ascendente-descendente.

Los fluidos presentes en el horno circulan a contracorriente, de manera que de esta forma se aumenta la eficacia del horno. El oxígeno entra por la parte superior y por el interior de los tubos, mientras que los gases de combustión circulan por el casco cilíndrico desde la parte inferior a la parte superior. Los gases de combustión ceden su calor al oxígeno que circula por el interior de los tubos. Esta transmisión de calor se da en mayor medida, por dos de los mecanismos de transmisión de calor, radiación y convección.

Por esta razón, los hornos presentan dos partes bien diferenciadas, la zona de radiación y la zona de convección. Ésta última, tiene dos tipos de tubos, los tubos de choque y los tubos con aletas.

El horno que se diseñará en el presente anexo, tiene tubos del mismo diámetro en la zona de radiación y en la zona de convección. Esta elección es posible realizarla en este tipo de horno (cilíndrico vertical), y como consecuencia de utilizar combustible gaseoso.

Comentar también que el horno varía un poco sus condiciones de operación, no opera siempre en las condiciones de diseño, pueden encontrarse con cambios en el caudal de combustible o fluido a calentar, cambios en el porcentaje de exceso de aire, pérdidas de conductividad calorífica por suciedad, etc.

El efecto de estas variaciones es el siguiente:

- Si aumenta la carga (cantidad de combustible), aumenta la temperatura de salida de gases (“stack”) y disminuye la eficiencia

del horno. Aumentan los flujos de energía radiante, en tubos de choque y en zona de convección. Aumenta la temperatura en las aletas. El porcentaje de energía transmitido en la sección radiante disminuye y aumenta el transmitido en la sección de convección.

- Si se aumenta el exceso de aire en el horno, implica una mayor carga a calentar con una disminución rápida de la eficiencia del horno. La temperatura de los gases a la salida aumenta. La temperatura en área de radiación disminuye y por lo tanto disminuye la transmisión de calor en radiación

A continuación se procederá al cálculo del diámetro de tubos y la velocidad másica del gas por su interior.

Si el fluido a calentar es en su totalidad vapor, la velocidad de éste a través de los tubos se tomará, como el 70% de la velocidad del sonido de los gases. La ecuación que se utilizará es:

$$\frac{G_{máx}}{P} = 20{,}788 \cdot \sqrt{\frac{kM}{T}} \qquad [A.4.3]$$

Donde: k Relación C_p/C_v.
M Peso molecular del oxígeno.
P Presión de salida, en psi.
T Temperatura salida del oxígeno, en ºR.
$G_{máx}$ Velocidad sónica, en lb/(s·ft^2).

Para obtener el valor de C_v se hace uso de la relación de Mayer:

$$c_p - c_v = R \qquad [A.4.4]$$

Siendo: c_p Capacidad calorífica a presión constante, kJ/(kmol·K)
c_v Capacidad calorífica a volumen constante, kJ/(kmol·K).
R Constante universal de los gases, kJ/(kmol·K).

Conocido el valor de c_p y M dado en la **Tabla A.4.1** y utilizando ambos para operar, se tiene:

$$c_p = 976 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot 32 \frac{kg}{kmol} \cdot \frac{1\ kJ}{1000\ J} = 31{,}23 \frac{kJ}{kmol \cdot K}$$

Sabiendo que R (constante universal de los gases) tiene un valor de:

$$R = 8{,}314 \frac{kJ}{kmol \cdot K}$$

Operando con la **Ecuación A.4.4** el valor de c_v será:

$$c_v = c_p - R = 31{,}23 \frac{kJ}{kmol \cdot K} - 8{,}314 \frac{kJ}{kmol \cdot K}$$

$$c_v = 22{,}91 \frac{kJ}{kmol \cdot K}$$

Por tanto, se tiene que el valor de k de la **Ecuación A.4.3** es:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{31{,}23}{22{,}91} = 1{,}36$$

Para conocer el valor de la temperatura de salida del oxígeno en ºR, se utiliza la siguiente expresión:

$$°R = \frac{9}{5} \cdot K \qquad [A.4.5]$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.4.5** el valor de la temperatura de salida del oxígeno en K, se obtendrá:

$$°R = \frac{9}{5} \cdot 723K = 1301{,}4\ °R$$

En la siguiente tabla se mostrará un cuadro resumen con los datos de los valores que se utilizarán en la **Ecuación A.4.3** en las unidades correspondientes.

Tabla A.4.3
Valores de propiedades para Ec. A.4.3

Ecuación velocidad sónica [A.4.3]	
Propiedad	**Valor**
Presión salida oxígeno (P)	36,75 psi
Relación C_p/C_v (k)	1,36
Masa molecular (M)	32 kg/kmol
Temperatura salida (T)	1301,4 ºR

Comentar que para esta estimación se ha supuesto una pérdida de presión del oxígeno por los tubos del valor de 0,5 atm.

Sustituyendo los datos en la **Ecuación A.4.3** y despejando el valor de $G_{máx}$ se obtiene:

$$G_{máx} = 20{,}788 \cdot \sqrt{\frac{1{,}36 \cdot 32}{1301{,}4}} \cdot 36{,}75 = 139{,}85 \frac{lb}{s \cdot ft^2}$$

Por lo tanto:

$$G = 0{,}7 \cdot G_{máx}$$

$$G = 0{,}7 \cdot 139{,}85 = 97{,}89 \frac{lb}{s \cdot ft^2}$$

Ahora se podría calcular la sección total de tubos por los que circularía el oxígeno. Para ello, es necesario realizar un cambio de unidades en el caudal de oxígeno (lb/s).

Teniendo en cuenta la equivalencia entre kg y libra, se obtiene:

$$1\ kg = 2{,}2\ lb$$

$$W = 3{,}55\frac{kg}{s} \cdot \frac{2{,}2\ lb}{1\ kg} = 7{,}805\frac{lb}{s}$$

Dividiendo el caudal másico entre el valor de G obtenido, resulta:

$$Área = \frac{W}{G} = \frac{7{,}805\ lb/s}{97{,}89\ lb/(s \cdot ft^2)} = 0{,}0797 ft^2 \qquad [A.4.6]$$

A partir de esa área, se calcula el diámetro de tubo a partir de la siguiente expresión:

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \qquad [A.4.7]$$

Despejando la **Ecuación A.4.7** y sustituyendo el valor del área calculada con la **Ecuación A.4.6** nos saldrá un diámetro nominal:

$$D_{nom} = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}0797\ ft^2}{\pi}} = 0{,}318\ ft = 3{,}82\ in$$

Según se ha calculado, el diámetro nominal de los tubos por los que circulará el oxígeno en el horno será $D_{nom} = 4\ in$.

Sin embargo, por razones de diseño el valor de la velocidad del gas en el tubo, no debe salirse de un rango determinado dependiendo de la operación que se esté realizando.

Tabla A.4.4
Condiciones de diseño para procesos de calentamiento

Reformado catalítico	**Velocidad másica G (lb/(s·ft^2))**
a. Precalentamiento gas	35 a 60
b. Precalentamiento nafta	100 a 200
c. Mezcla de gas y nafta	15 a 40

Como se observa en la tabla anterior, el valor de la velocidad másica para el calentamiento de un gas debe estar comprendido en ese rango de valores. Por esta razón, para el diseño del horno se utilizarán tubos con un diámetro nominal de 6 pulgadas.

$$D_{nom} = 6\ in$$

Los tubos elegidos tienen las siguientes dimensiones:

Tabla A.4.5
Dimensiones de los tubos

D_{nom}	**Schedule**	**$D_{interior}$**	**$D_{exterior}$**
6 in	40 Sch	6,065 in	6,625 in

Una vez conocidos los tubos y sus dimensiones, se procederá al cálculo del área y la velocidad másica real. Para ello, se utilizará la **Ecuación A.4.7** para el cálculo del área utilizando el diámetro interior y la **Ecuación A.4.6** para la velocidad másica.

$$A_{real} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{int}^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 6{,}065^2 = 28{,}89\ in^2 = 0{,}2005\ ft^2$$

$$Área = \frac{W}{G} \rightarrow G_{real} = \frac{W}{A_{real}} = \frac{7{,}805\ lb/s}{0{,}2005\ ft^2} = 38{,}92 \frac{lb}{s \cdot ft^2}$$

Como se puede observar, el valor de la velocidad másica real está comprendido en el rango adecuado para el precalentamiento de gas que se ha mostrado en la **Tabla A.4.4.**

4.2.5.-Cálculo del calor liberado, cantidades requeridas de aire y combustible.

El calor liberado por los quemadores en un horno es el calor necesario para el proceso dividido por la eficiencia del horno.

$$Q_{liberado} = \frac{Q_{necesario}}{Eff} \qquad [A.4.8]$$

Sustituyendo los valores que se calcularon anteriormente para la eficiencia y el calor necesario, se tiene:

$$Q_{liberado} = \frac{1.552.800{,}608\ \frac{J}{s}}{0{,}848} = 1.831.113{,}372\ \frac{J}{s}$$

A continuación, se procederá a realizar el cálculo de las cantidades requeridas de combustible y aire para nuestro proceso. En primer lugar, se necesita el poder calorífico neto o inferior del combustible que se utiliza, en este caso, se ha considerado que el combustible gaseoso (gas natural) es en su totalidad metano.

El poder calorífico de un combustible se define como la cantidad de calor que entrega un kilogramo, o un metro cúbico de combustible al oxidarse de forma completa. La oxidación completa de un combustible se da cuando el carbono pasa a anhídrido carbónico.

$$C + O_2 \rightarrow CO_2$$

El poder calorífico puede expresarse de dos formas distintas: poder calorífico superior (PCS), y poder calorífico inferior (PCI). Para el caso que nos ocupa, se procederá a la definición del poder calorífico inferior. Esta propiedad de un combustible considera que el vapor de agua contenido en los gases de la combustión no condensa. Por lo tanto, no hay aporte adicional de calor por condensación del vapor de agua producido en el proceso de combustión. Solo se dispondrá del calor de oxidación del combustible, el cual se define como PCI. Como se ha comentado anteriormente, el gas natural que se empleará se considerará 100% metano. Para este combustible, el valor del PCI a 25ºC (temperatura de entrada de nuestro combustible) es:

$$PCI_{CH_4} = 50\,\frac{MJ}{kg}$$

Para conocer la cantidad de combustible requerido en el proceso se utilizará la siguiente expresión:

$$W_{CH_4} = \frac{Q_{lib}\left(\frac{MJ}{s}\right)}{PCI\left(\frac{MJ}{kg}\right)} \qquad [A.4.9]$$

Sustituyendo los valores en la **Ecuación A.4.9** en sus unidades correspondientes, se obtendrá el caudal másico requerido de combustible:

$$W_{CH_4} = \frac{\frac{1.831.113{,}372}{1 \cdot 10^6}\left(\frac{MJ}{s}\right)}{50\left(\frac{MJ}{kg}\right)} = 0{,}04\ \frac{kg}{s}$$

Una vez conocido este valor, se procederá a conocer la cantidad de oxígeno (aire) necesario para la combustión, teniendo en cuenta el exceso de aire impuesto en el sistema. La reacción química que representa el proceso de combustión es la que se muestra a continuación:

$$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O + Calor$$

Como se puede observar en esta reacción química, los moles de oxígeno necesario o también llamado oxígeno estequiométrico para la combustión completa del metano son el doble de los moles de éste. Por lo tanto, teniendo en cuenta el peso molecular de los compuestos (oxígeno y metano), se puede calcular el caudal molar de oxígeno necesario (kmol/s).

Tabla A.4.6
Pesos moleculares

Peso molecular	**Valor**
Oxígeno (O_2)	32 kg/kmol
Metano (CH_4)	16 kg/kmol

$$W_{molar\ O_2} = \frac{0{,}04\frac{kg}{s}}{16\ \frac{kg}{kmol}} \cdot 2 = 0{,}005\ \frac{kmol}{s}$$

Este valor calculado, es el caudal molar de oxígeno necesario para la combustión. Como ya se ha comentado anteriormente, se utilizará aire para el proceso. Teniendo en cuenta que el aire seco tiene una composición del 21% O_2 y 79% N_2, se necesita conocer los moles de aire necesarios para la combustión completa. Para ello, se hace uso de la siguiente ecuación:

$$W_{molar\ Aire} = \frac{0{,}005\frac{kmol}{s}}{0{,}21} = 0{,}02179\ \frac{kmol}{s}$$

En la ecuación anterior, se ha calculado el aire estequiométrico para la combustión completa. Por razones de diseño en este tipo de casos, se utiliza un exceso de aire, que se fijó en un 10% como se ha comentado anteriormente.

Una vez conocidas las cantidades de combustible y aire requerido, se puede conocer la relación aire-combustible. Esta relación será una relación de caudales másicos, con la que se podrá continuar el diseño por la sección

de radiación. Para estimar el caudal másico de aire a través del caudal molar es necesario conocer el peso molecular del aire.

$$PM_{Aire} = 29\ \frac{kg}{kmol}$$

Mediante la siguiente ecuación se conocerá el caudal másico de aire necesario para la combustión completa:

$$W_{másico\ Aire} = 0{,}02179\ \frac{kmol}{s} \cdot 29\ \frac{kg}{kmol} = 0{,}6319\ \frac{kg}{s}$$

Ahora se puede calcular la relación másica G aire-combustible que será necesaria para continuar con el diseño. La ecuación que se utiliza es la siguiente:

$$G = \frac{W_{aire}}{W_{combustible}} \qquad [A.4.10]$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.4.10** los valores de los caudales másicos de aire y combustible, se obtendrá la relación G:

$$G = \frac{W_{aire}}{W_{combustible}} = \frac{0{,}6319\ \frac{kg}{s}}{0{,}04\ \frac{kg}{s}} = 17{,}255$$

4.2.6.-Diseño de la sección de radiación

4.2.6.1.-Estimación del flujo de energía radiante, calor cedido en la zona de radiación y número de tubos en la zona de radiación.

En esta sección se procederá a profundizar en el diseño de la sección de radiación. Como se explicó anteriormente, el horno presenta dos zonas bien diferenciadas, la zona de radiación y la zona de convección, donde

ésta última se diseñará con profundidad en el **Apartado 4.2.7** del presente anexo. Para comenzar con el diseño de la zona de radiación, se procederá a definir el término flujo de energía radiante (q), que representa la relación entre el calor generado y el área de los tubos radiantes por unidad de tiempo. A mayor flujo mayor es la diferencia de temperaturas entre el fluido y la superficie del tubo. Si el coeficiente de transmisión de calor dentro de los tubos es bueno mayor puede ser el flujo de energía radiante.

Por razones de diseño, se han establecido algunos valores para el flujo de energía radiante q, dependiendo del servicio para el cual el horno se diseña. En la siguiente tabla, se recogen algunos de estos valores para el flujo de energía radiante.

Tabla A.4.7
Valores estándar para el flujo energía radiante (q)

Servicios	**q (Btu/(h·ft^2))**
Precalentamiento gas	10000
Precalentamiento nafta	12000
Mezcla de gas y nafta	12000
Destilación de crudo	10000-12000
Destilación a vacío	8000-10000

Como se observa en la **Tabla A.4.7** el valor de q (flujo de energía radiante) para el precalentamiento de un gas (en este caso O_2), toma el valor de:

$$q = 10.000\ \frac{Btu}{h \cdot ft^2}$$

Una vez determinado este valor de q, se procede a realizarle un cambio de unidades por razones de concordancia con los parámetros anteriormente calculados. Por tanto, este valor queda:

$$q = 10000\ \frac{Btu}{h \cdot ft^2} = 32.563{,}58\ \frac{J}{s \cdot m^2}$$

El siguiente paso en el diseño es conocer el valor de R. Este valor se obtendrá gráficamente a partir de q y G (**Apartado 4.2.5** del presente anexo), flujo de energía radiante y relación aire-combustible, respectivamente.

El valor de R representa la fracción de calor liberado que es absorbido en la sección radiante.

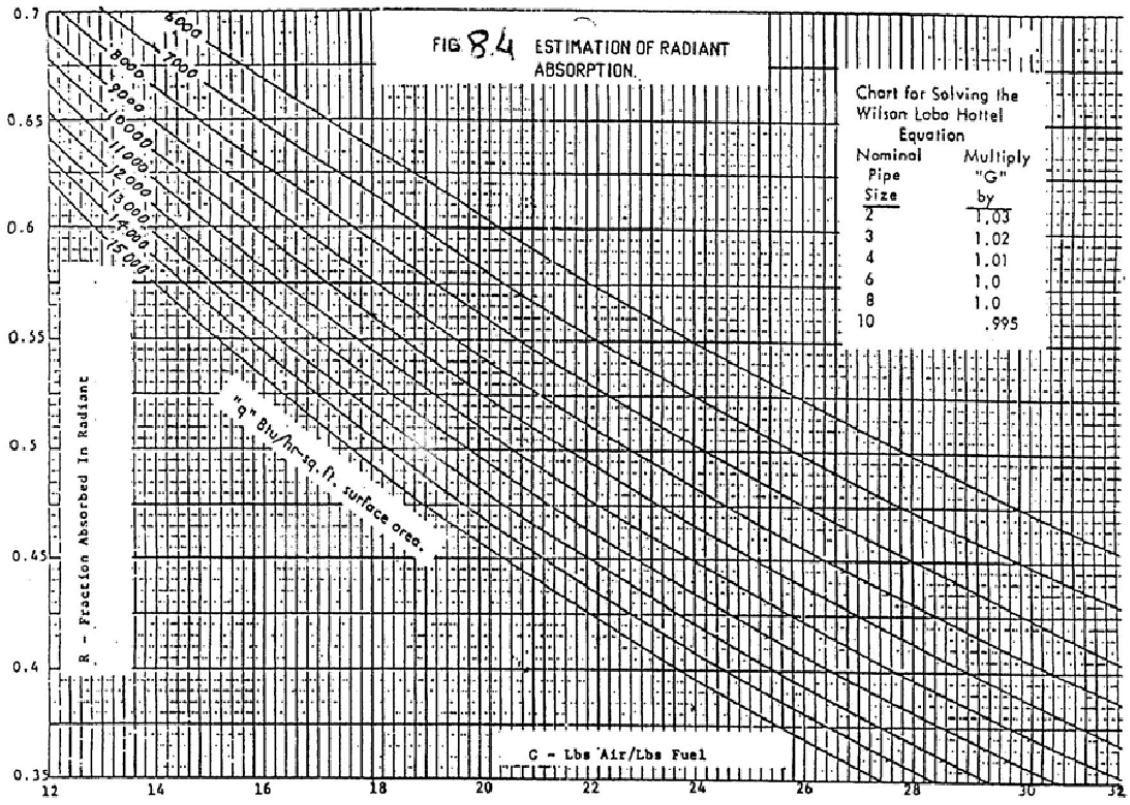


Figura A.4.2. Gráfica para el cálculo de R

El valor para el parámetro R obtenido a partir de la **Figura A.4.2** ha sido $R = 0{,}575$. Una vez conocido el valor de R, se procede a calcular el calor absorbido en la sección de radiación mediante la siguiente ecuación:

$$Q_R = Q_{liberado} \cdot R \qquad [A.4.11]$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.4.11** se obtiene el calor absorbido en la sección de radiación:

$$Q_R = Q_{liberado} \cdot R \qquad [A.4.11]$$

$$Q_R = 1.831.113{,}372\ \frac{J}{s} \cdot 0{,}575 = 1.052.890{,}189\ \frac{J}{s}$$

Para continuar con el diseño, se procederá a calcular el área refractaria de la sección de radiación. La efectividad de la transferencia de energía radiante depende de la cantidad de área refractaria no cubierta por tubos que está disponible en el horno. Se calcula a través de la siguiente expresión:

$$A_R = \frac{Q_R}{q} \qquad [A.4.12]$$

De nuevo, sustituyendo en la **Ecuación A.4.12** los valores correspondientes se obtiene un área refractaria en la sección de radiación de:

$$A_R = \frac{1.052.890{,}189\ \frac{J}{s}}{32.563{,}58\ \frac{J}{s \cdot m^2}} = 32{,}33\ m^2 = 347{,}855\ ft^2$$

Una vez que se ha obtenido el valor de esta área, se procede a la elección de las dimensiones de horno. Se eligen las dimensiones recogidas en la tabla siguiente:

Tabla A.4.8
Dimensiones del horno para la sección de radiación

Diámetro	15 ft
Altura	30 ft

Como se comentó anteriormente, en estos tipos de hornos (cilíndrico vertical), los tubos en la sección de radiación se disponen verticalmente

para un flujo descendente de oxígeno por el interior de ellos. Como consecuencia de esto, los tubos de la zona de radiación presentan una longitud de $L = 30\ ft$.

Una vez conocidas las dimensiones del horno, se procederá al cálculo del número de tubos. Para ello, conociendo la longitud de un tubo y el diámetro exterior, se determinará el área de intercambio de un tubo, y, posteriormente, dividiendo el área refractaria en la sección de radiación entre el área de intercambio de un tubo se determinará el número de tubos.

A continuación se muestra la ecuación para el cálculo del área de intercambio de un tubo:

$$A_{1\ tubo} = \frac{D_{ext}\ (in) \cdot \pi \cdot L_{tubo}\ (ft)}{12} \qquad [A.4.13]$$

En la ecuación anterior, se determina el área de intercambio de un tubo en ft^2. Debido a la correspondencia entre las unidades, la **Ecuación A.4.13** se divide entre 12, ya que $12\ in = 1\ ft$.

Sustituyendo en la **Ecuación A.4.13** los valores en sus correspondientes unidades, se obtiene un área de intercambio para un tubo de la zona de radiación de:

$$A_{1\ tubo} = \frac{6{,}625\ in \cdot \pi \cdot 30\ ft}{12} = 52{,}03\ ft^2$$

Ya determinado el área de intercambio de 1 tubo, mediante la división del $A_{Total} = A_R$ y el valor obtenido en la **Ecuación A.4.13**, se determina el número de tubos:

$$N_{tubos} = \frac{A_R}{A_{1\ tubo}} \qquad [A.4.14]$$

Finalmente, el número de tubos en la sección de radiación es:

$$N_{tubo\ s} = \frac{347{,}855\ ft^2}{52{,}03\ ft^2} = 6{,}68 \ \rightarrow \ N_{tubos} = 7$$

4.2.6.2.- Dimensiones y parámetros para la zona de radiación y constantes de la ecuación de Lobo-Evans.

En el presente apartado, se determinarán algunos parámetros para dar por finalizada la zona de radiación. El procedimiento que se seguirá, es un proceso iterativo, en el cual se hará coincidir el valor calculado del flujo de energía radiante (q), con el inicialmente supuesto (q=10.000 Btu/(h·ft^2)). En el proceso iterativo, se deben resolver varias ecuaciones que se irán detallando a continuación. La ecuación que se resolverá es la ecuación de Lobo-Evans.

Son tantas las variables que influyen en la definición de la forma de un horno que es muy difícil formular unas reglas, en resumen:

- El horno ha de adaptarse a la configuración de la planta donde se instale, en este caso, se decidió vertical para una menor ocupación del equipo.
- Los tubos han de ser tan largos como sea razonable.
- El calor cedido por unidad de volumen ha de ser inferior a 16.000 Btu/(hr·ft^2) para combustibles gaseosos.
- Los tubos montados en la pared deben estar al menos a 4 in de la pared interior o 1,5 veces el diámetro (se tomará el mayor de los dos valores).

Las ecuaciones de Lobo-Evans son una aproximación teórica muy exacta, y su uso es común en el diseño final de la sección radiante del horno.

El método considera los gases calientes en la cámara de combustión como un cuerpo radiante y los tubos como un plano frío de absorción de radiación. El movimiento de los gases alrededor de los tubos se considera en los coeficientes de transmisión de calor por convección.

Para llevar un orden del proceso de iteración, se van a dividir las variables en 3 tipos distintos:

- Explícitas
- Intermedias
- Implícitas

Las variables explícitas del sistema se muestran a continuación. Algunas se han impuesto por razones de diseño, mientras que otras se calcularán posteriormente:

- Tipo de combustible, gaseoso (gas natural)
- Porcentaje de exceso de aire, 10%
- Relación aire/combustible, $G = 17{,}255$
- Diámetro nominal de tubería en la zona radiante, $D_{nom} = 6\ in$
- Temperatura del fluido a calentar, $T_{ent} = 274{,}5\ K$
- Temperatura de la superficie del metal, T_m (se calculará posteriormente)
- Presión parcial de los gases (CO_2 yH_2O), P (se calculará posteriormente)
- Factor de plano frío, α (se calculará posteriormente)
- Calor total liberado por la llama, $Q_{lib} = 1.831.113{,}372\ \frac{J}{s}$
- Flujo de energía radiante, $q = 32.563{,}58\ \frac{J}{s \cdot m^2}$

A continuación, se determinarán las variables explícitas que faltan. En primer lugar, se comenzará por la temperatura de la superficie del metal, T_m.

La temperatura de la superficie exterior de la tubería depende de la temperatura del fluido que circula por el interior del tubo, el coeficiente de película interno, la resistencia de la pared y el flujo de calor en la sección radiante.

Un valor razonable de la temperatura de la superficie metálica se puede estimar sumando 150ºF (65ºC) a la máxima temperatura del fluido a calentar.

$$T_m = T_{máx_{O_2}} + 65℃ \qquad [A.4.15]$$

La temperatura máxima del fluido a calentar (O_2) es la temperatura de salida, $T_{sal} = 723\,K$. Por tanto, sustituyendo los datos en la **Ecuación A.4.15** se tiene:

$$T_m = 723K + 338K = 1061K = 1450{,}4°F$$

Seguidamente, se continuará con el cálculo de la presión parcial de los gases (CO_2 y H_2O), P. El valor de la presión parcial P se determina con la ecuación:

$$P = 0{,}291 - 0{,}0029ex_{aire} + 2{,}72 \cdot 10^{-5}ex_{aire}^2 - 1{,}17 \cdot 10^{-7}ex_{aire}^3$$

$$[A.4.16]$$

Introduciendo el valor del exceso de aire (10%) en la **Ecuación A.4.16** se obtiene una presión parcial de los gases con un valor de:

$$P = 0{,}291 - 0{,}0029 \cdot 0{,}1 + 2{,}72 \cdot 10^{-5} \cdot 0.1^2 - 1{,}17 \cdot 10^{-7} \cdot 0{,}1^3 = 0{,}29\ atm$$

La siguiente variable explícita que se calculará es el factor de plano frío, α. Como se comentó anteriormente, el método de Lobo-Evans considera los tubos como un plano frío de absorción de radiación. Este factor, se aplica al área fría plana para corregir el espaciado entre las filas

de tubos. En este caso, en la zona de radiación solo existe una fila de tubos verticales en cada lado de la pared del horno, por lo que la ecuación correspondiente para el cálculo de este factor es la siguiente:

$$\alpha = 1{,}255 - 0{,}20536 \cdot \left(\frac{C}{D}\right) + 0{,}099167 \cdot \left(\frac{C}{D}\right)^2 \qquad [A.4.17]$$

Donde: C Distancia de centro a centro de dos tubos, in.
D Diámetro de tubo externo, in.

El parámetro C se determina a través de la siguiente expresión y presenta un valor de:

$$C = 2 \cdot D_{nom} = 2 \cdot 6\ in = 12\ in \qquad [A.4.18]$$

En este momento, ya se dispone de los parámetros necesarios para el cálculo del factor de plano frío, α. Por tanto, sustituyendo los valores necesarios para la **Ecuación A.4.17** se determina este valor:

$$\alpha = 1{,}255 - 0{,}20536 \cdot \left(\frac{12\ in}{6{,}625\ in}\right) + 0{,}099167 \cdot \left(\frac{12\ in}{6{,}625\ in}\right)^2$$

$$\alpha = 0{,}916$$

Una vez que se han determinado todas las variables explícitas, se procede a enumerar las variables intermedias. Éstas se fijan tras estimar la superficie requerida en la zona radiante, son fijas en el proceso iterativo, pero pueden cambiar para repetir cálculos. Las variables intermedias en este proceso son:

- Dimensiones del horno en la zona de radiación, (se calculará posteriormente).

- Longitud media del rayo radiante, L (se calculará posteriormente).
- Área del plano frío del banco de tubos, A_{cp} (se calculará posteriormente).
- Área de intercambio de la zona radiante, $A_R = 347{,}855\ ft^2$.

Una vez que son enumeradas las variables intermedias, en el siguiente paso se procederá a la explicación y el cálculo de aquellas que no sean conocidas.

En primer lugar, comentar que las dimensiones del horno en la zona de radiación ya se impusieron anteriormente en la **Tabla A.4.8**. Por lo tanto:

$$D = 15\ ft$$

$$L = 30\ ft$$

A continuación, se procederá a la explicación del parámetro longitud media del rayo radiante, L. Este parámetro, es función del ángulo esférico que tiene un pie cuadrado de superficie absorbente con la llama. Su valor se obtiene en función de las dimensiones del horno (diámetro, altura) divididas por la menor de ellas en modo creciente. Para hornos cilíndricos verticales, la siguiente tabla muestra los valores de la longitud media del rayo radiante, L.

Tabla A.4.9
Longitud media del rayo radiante

Hornos cilíndricos verticales	
Diámetro/Altura	Longitud media del rayo radiante
1-1	$L = \frac{2}{3}$ del diámetro
1-2 a 1-∞	$L = D$

Por lo tanto, según las dimensiones expuestas anteriormente para la zona radiante del horno, el valor de la longitud media del rayo radiante toma el valor:

$$L_{rayo\ radiante} = 15\ ft$$

La siguiente variable intermedia, es el área del plano frío para el banco de tubos, A_{cp}. Esta área, representa el área del plano de tubos que configuran el plano frío de absorción de radiación. La ecuación que determina este valor es la que se muestra a continuación:

$$\frac{A_t}{\alpha \cdot A_{cp}} = \frac{\pi \cdot \frac{D_0}{D_{nom}}}{2 \cdot \alpha} \qquad [A.4.19]$$

Donde:
- A_t Área exterior de los tubos, ft^2
- α Factor de plano frío
- D_0 Diámetro exterior de tubo, in
- D_{nom} Diámetro nominal, in

Para la utilización de la **Ecuación A.4.19** se determinará anteriormente el área exterior de los tubos, A_t en ft^2. Para ello, se utilizará la expresión que se muestra a continuación:

$$A_t = \left(\frac{D_{ext}\,(in) \cdot \pi \cdot L_{tubo}\,(ft)}{12}\right) \cdot N_{tubos} \qquad [A.4.20]$$

Sustituyendo los valores en la **Ecuación A.4.20** se obtiene un área total exterior de los tubos en la zona de radiación de:

$$A_t = \left(\frac{6{,}625\ in \cdot \pi \cdot 30\ ft}{12}\right) \cdot 7 = 364{,}23\ ft^2$$

Una vez conocido el valor de A_t se puede continuar con la utilización de la **Ecuación A.4.19.** Despejada ésta de manera adecuada y sustituyendo los valores correspondientes se puede conocer el valor del área del plano frio para el banco de tubos, A_{cp}.

$$A_{cp} = \left(\frac{2 \cdot \alpha}{\pi \cdot \frac{D_0}{D_{nom}}} \right) \cdot \frac{A_t}{\alpha} = \left(\frac{2 \cdot 0{,}916}{\pi \cdot \frac{6{,}625\ in}{6\ in}} \right) \cdot \frac{364{,}23\ ft^2}{0{,}916}$$

$$A_{cp} = 203{,}33\ ft^2 = 18{,}9\ m^2$$

En este momento, se han determinado todas las variables intermedias del proceso. El siguiente y último tipo de variables, son las variables implícitas, que son aquellas que se obtienen de la solución simultánea de las ecuaciones. En la resolución de este tipo de variables, también entran en juego algunas gráficas que se mostrarán a continuación y se explicará cómo se utilizan. Las variables implícitas se listan a continuación:

- Temperatura de los gases del horno, T_g
- Fracción de calor absorbida en la zona radiante, Q_R
- Emisividad del gas
- Factor de intercambio, F

La primera de las variables implícitas es la temperatura de los gases del horno, T_g, la cual es la temperatura de los gases de combustión a la entrada de la sección de choque (inicio de la zona de convección o salida de la zona de radiación). Se puede calcular la temperatura de los gases que salen de la sección de radiación utilizando las mismas ecuaciones que se utilizan para la eficiencia total del horno quedando, para un combustible gaseoso:

$$T_g = \left(\frac{0{,}98 - R}{9{,}25 \cdot 10^{-5} \cdot \left(1 + \frac{ex_{aire}}{100}\right)^{0{,}748}} \right)^{\frac{1}{1{,}128}} \qquad [A.4.21]$$

Donde: R Fracción de calor liberado que es absorbido en la zona radiante.

ex_{aire} Porcentaje del exceso de aire.

T_g Temperatura gases saliendo de la zona radiante, ºF.

Sustituyendo los valores en la **Ecuación A.4.21** se obtiene un valor de temperatura para los gases que abandonan la sección de radiación de:

$$T_g = \left(\frac{0{,}98 - 0{,}575}{9{,}25 \cdot 10^{-5} \cdot \left(1 + \frac{10}{100}\right)^{0{,}748}} \right)^{\frac{1}{1{,}128}} = 1587{,}33\ ºF$$

La siguiente variable, según el orden establecido en el proceso de iteración, es la emisividad del gas. Esta variable, se determinará gráficamente. La emisividad de los gases calientes en el horno depende de *P*, *L* (presión parcial de los gases y longitud media del rayo radiante, respectivamente) y de la temperatura de equilibrio del gas en la sección radiante. La temperatura de equilibrio del gas es la temperatura después de que la llama ha dado todo su calor a los tubos, es la temperatura a la que entran los gases en los tubos de choque de la sección de convección, T_g. La gráfica para la determinación de la emisividad del gas se encuentra en el Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera. Mediante la **Figura A.21.2**, un valor del eje de abscisas de $P{\cdot}L$ = 4,4 atm·ft, y el valor de la temperatura de equilibrio de T_g =1.587,33 ºF, la emisividad toma un valor de:

$$Emisividad\ del\ gas = 0{,}55$$

El siguiente parámetro, el factor de intercambio *F*, también se determina a través de una gráfica del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera. Mediante la **Figura A.21.3** del Anexo 21, utilizando el valor de la emisividad anteriormente calculado, y mediante la relación,

$$\frac{A_R}{\alpha \cdot A_{cp}} = 1{,}87$$

El valor del factor de intercambio F es:

$$F = 0{,}745$$

Este factor de intercambio *F*, nos da la fracción de calor disponible por radiación de la llama que realmente se absorbe por la superficie fría de los tubos. El factor, debe ser corregido con la siguiente ecuación:

$$F_s = \frac{F}{1 + 0{,}111 \cdot F} \qquad [A.4.22]$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.4.22** el valor del factor de intercambio *F*, se corrige el presente factor, para obtener uno nuevo F_S que toma un valor de:

$$F_s = \frac{0{,}745}{1 + 0{,}111 \cdot 0{,}745} = 0{,}688$$

Una vez que se conoce el valor del factor F_S, el siguiente paso es conocer el valor de la fracción de calor absorbida en la zona de radiación Q_R mediante la **Figura A.21.4** (véase Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera). En esta figura, se necesita el valor de la temperatura de equilibrio T_g = 1587,33ºF para el eje de abscisas, y el valor de la temperatura de la pared del tubo T_m =1450,4ºF.

Con estos valores, se obtiene un valor para la siguiente relación (eje ordenadas) de:

$$\frac{Q_R}{\alpha \cdot F_S \cdot A_{cp}} = 8.500\ \frac{Btu}{h \cdot ft^2}$$

Para calcular el valor de Q_R se despeja de la relación anterior y se sustituyen los valores correspondientes.

$$Q_R = 8.500\ \frac{Btu}{h \cdot ft^2} \cdot 0{,}916 \cdot 0{,}688 \cdot 203{,}33\ ft^2 = 1.089.326{,}375\,\frac{Btu}{h}$$

Una vez que se tiene el valor de Q_R, que es el último término de las variables implícitas, se pueden calcular los parámetros que servirán de comprobación a los inicialmente supuestos. Estos parámetros son *R* (fracción de calor absorbida en la zona radiante) y q (flujo de energía radiante). El valor de *R* se puede calcular a través de la siguiente expresión:

$$R = \frac{Q_R}{Q_{Lib}} \qquad [A.4.23]$$

Antes de poder calcular *R* se debe conocer el valor de Q_{Lib} en las mismas unidades que Q_R por razones de correspondencia de unidades. Así que, el valor de Q_{Lib} en las mismas unidades será:

$$Q_{Lib} = 6.244.096{,}59\ \frac{Btu}{h}$$

Sustituyendo los valores del calor liberado y calor absorbido en la zona de radiación en la **Ecuación A.4.23**, *R* toma el valor de:

$$R = \frac{1.089.326{,}37\,\frac{Btu}{h}}{6.244.096{,}59\ \frac{Btu}{h}} = 0{,}174 \neq 0{,}575$$

Siendo R_{calc} = 0,575 el valor inicialmente calculado a partir de la **Figura A.4.2** del presente Anexo.

Además, también se puede calcular el valor de q (flujo de energía radiante) que, lógicamente no coincidirá con el valor inicialmente supuesto ($q_{inicial} = 10.000\ \frac{Btu}{h \cdot ft^2}$). Para comprobarlo, se utiliza la siguiente expresión:

$$q = \frac{Q_R}{\left(\frac{N_t \cdot D_0 \cdot \pi \cdot L_t}{12}\right)} \qquad [A.4.24]$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.4.24** los valores correspondientes q toma el valor de:

$$q = \frac{1.089.326{,}37\,\frac{Btu}{h}}{\left(\frac{7 \cdot 6{,}625\ in \cdot \pi \cdot 30\ ft}{12}\right)} = 2.990{,}8\ \frac{Btu}{h \cdot ft^2}$$

$$q = 2.990{,}8\ \frac{Btu}{h \cdot ft^2} \neq 10.000\ \frac{Btu}{h \cdot ft^2}$$

Una vez realizado todo este procedimiento, se procedería a realizar de nuevo todos los cálculos, hasta que coincidieran o se aproximarán los valores calculados a los valores inicialmente supuestos. El procedimiento se realizaría como se explica a continuación:

- El valor de $q_{calc} < q_{inicial}$, por lo tanto, es necesario aumentar este valor. Esto se consigue suponiendo una mayor temperatura de equilibrio (T_g).

- En la **Figura A.21.4** (Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera) con la nueva T_g supuesta y la misma T_m (ya que este valor no cambiará) se determina una nueva relación $Q_R/(\alpha \cdot F_S \cdot A_{cp})$.

- Con esta relación se calcula un nuevo valor Q_R, teniendo en cuenta que solo cambia F_S, que tendrá que ser determinado a partir de las **Figuras A.21.2** y **A.21.3** del Anexo 21 del presente Proyecto.

- Con el nuevo valor de Q_R, se calcula el nuevo valor de R, ya que el Q_{Lib} no cambiará.

- Finalmente, también utilizando el nuevo valor de Q_R, se calculará el valor de q, utilizando la **Ecuación A.4.24** hasta que el valor sea cercano a $q = 10.000\ \frac{Btu}{h \cdot ft^2}$

Este procedimiento, se repetirá tantas veces como sea necesario hasta que el valor de R y q sean cercanos a los valores inicialmente supuestos.

En el caso de que el primer valor de $q_{calc} > q_{inicial}$ se procederá al contrario, es decir, se tendrá que ir suponiendo una temperatura de equilibrio T_g menor. A continuación, se mostrará una tabla en la que se recogen todos los datos de la iteración que se ha desarrollado.

Tabla A.4.10
Resumen de valores de la zona de radiación

$\boldsymbol{T_g}$	1.850 °F
$\frac{\boldsymbol{Q_R}}{\boldsymbol{\alpha \cdot F_S \cdot A_{cp}}}$	$29000\ \frac{Btu}{h \cdot ft^2}$
$\boldsymbol{Emisividad\ gas}$	0,525
$\boldsymbol{F}$	0,73
$\boldsymbol{F_S}$	0,675
$\boldsymbol{Q_R}$	$3.647.304{,}84\ \frac{Btu}{h}$
$\boldsymbol{q}$	$10.013{,}8\ \frac{Btu}{h \cdot ft^2}$
$\boldsymbol{R}$	0,584

4.2.7.-Diseño de la sección de convección

Como ya se comentó anteriormente, la sección de convección tiene dos partes bien diferenciadas, los tubos de choque (desnudos) y tubos con aletas.

Antes de que se proceda a cada una de las secciones, se va a aclarar mediante la **Figura A.4.3**, todas las temperaturas del proceso puestas en juego, tanto para los gases de combustión como para el fluido a calentar.

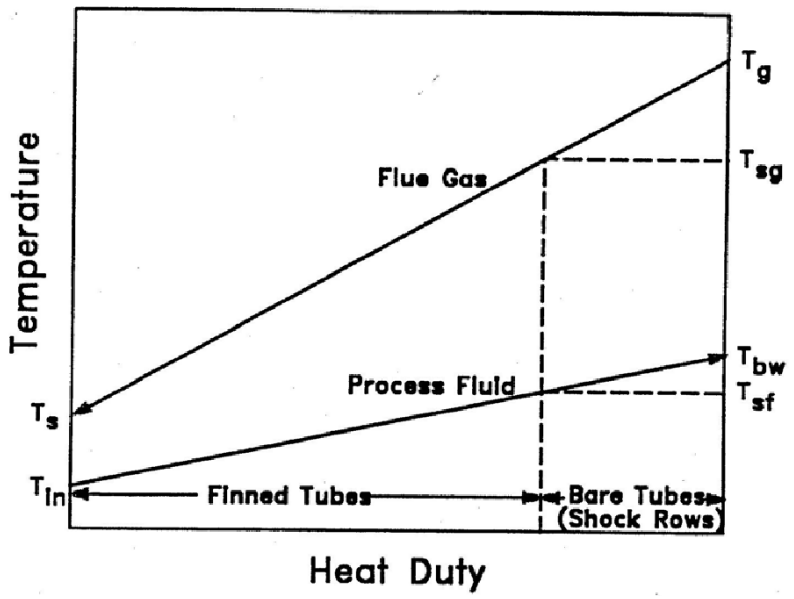


Figura A.4.3. Diagrama de temperaturas en el interior del horno.

Donde:
- T_{in} Temperatura de entrada del fluido a calentar.
- T_{sf} Temperatura del fluido a la entrada de la sección de choque.
- T_{bw} Temperatura del fluido a la entrada de la zona de radiación.
- T_g Temperatura de los gases a la entrada de la sección de choque.
- T_{sg} Temperatura de los gases a la salida de la sección de choque.
- T_s Temperatura de los gases, entrada de la chimenea.

A continuación, se procederá a calcular algunas de estas temperaturas y conocer el calor absorbido en toda la zona completa de convección (tubos de choque y tubos con aletas).

Del punto anterior, se conoce el valor de T_g y la fracción absorbida en la zona radiante R. Por lo tanto, a partir de la siguiente expresión se podrá conocer el calor absorbido en toda la zona de convección:

$$R_C = Eff - R \qquad [A.4.25]$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.4.25** el valor de la eficiencia y el del calor absorbido en la zona de radiación, se obtendrá como resultado el calor absorbido en toda la zona de convección.

$$R_C = 0{,}848 - 0{,}584 = 0{,}264$$

Seguidamente, se continuará con el cálculo de algunas de las temperaturas ilustradas en la **Figura A.4.3** como se indicó anteriormente. La temperatura del fluido calentado que abandona los tubos de choque y entra en la zona radiante es la temperatura puente (bridgewall) T_{bw}. Esta temperatura depende del proceso de calentamiento y es difícil de calcular manualmente. La expresión que se utilizará para el cálculo de esta temperatura es la que se muestra a continuación:

$$T_{bw} = T_{in} + (T_{out} - T_{in}) \cdot \frac{R_C}{R + R_C} \qquad [A.4.26]$$

Donde:
- T_{in} Temperatura del fluido a la entrada del horno.
- T_{out} Temperatura del fluido a la salida del horno.
- R_C Fracción de calor absorbida en la zona convección.
- R Fracción calor absorbida en la zona de radiación.

Sustituyendo las temperaturas y las fracciones de calor en la **Ecuación A.4.26** se obtiene un valor para la temperatura del fluido a la entrada de la zona radiante:

$$T_{bw} = 274{,}5K + (723K - 274{,}5K) \cdot \frac{0{,}264}{0{,}584 + 0{,}264}$$

$$T_{bw} = 414{,}07\ K = 285{,}92\ °\text{F}$$

El número de pasos en la sección de convección es el mismo que en la sección radiante o un múltiplo de éste.

La velocidad másica del gas a través de los tubos debe estar comprendida entre $G = 0{,}3 - 0{,}4\ \frac{lb}{S \cdot ft^2}$. Esta velocidad la controla el número de tubos al ser la relación entre el caudal másico y el área libre.

Los tubos se colocan normalmente en configuración triangular equilátera.

4.2.7.1.-Sección de convección. Tubos de choque

En este apartado, el cálculo se centra en la sección de los tubos de choque. El primer paso, es decidir cuantas filas de tubos de choque se le pondrán al horno. Normalmente, para la mayoría de los hornos suele ser 1 o 2 filas de tubos de choque. Para el diseño del horno del presente Proyecto Fin de Carrera se ha elegido 1 única fila de tubos de choque.

La siguiente decisión que se toma para el diseño del horno, son las dimensiones para la zona de convección. Normalmente, en hornos cilíndricos verticales se toma un $D_{convecci\ ón} \leq D_{radiaci\ ón}$. En este caso, se ha elegido un $D_{convecci\ ón} = 12\ ft$.

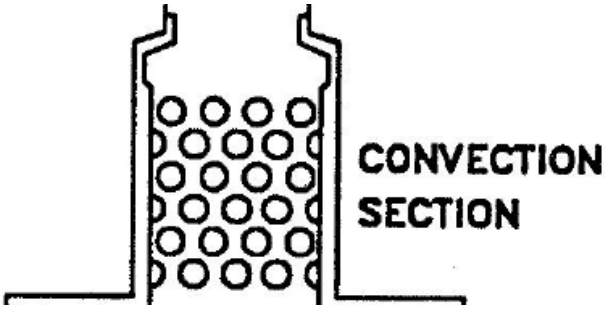


Figura A.4.4. Sección convección en horno cilíndrico vertical.

En la **Figura A.4.4** se puede observar que los tubos de la sección de convección se colocan normalmente en posición horizontal. Para el diseño de esos tubos, es necesario conocer según el diámetro del tubo cuantos pueden ser colocados según el diámetro de la sección (12 ft en este caso). Para ello, se debe hacer uso de un parámetro ya utilizado, C, que representa la distancia de centro a centro en dos tubos consecutivos:

$$C = 2 \cdot D_{nom} = 2 \cdot 6\ in = 12\ in$$

Una vez que se conoce la sección de convección y la separación entre los centros de tubos consecutivos, es posible conocer el número de tubos que se colocarían en una fila:

$$N_t = \frac{D_{convecci\ ón}}{C} = \frac{144\ in}{12\ in} = 12\ tubos \qquad [A.4.27]$$

Se determina el área neta libre para la circulación de gas alrededor de los tubos de choque desnudos a partir de la expresión:

$$N_{fas} = \frac{N_{tr} L_t (2 \cdot D_{nom} - D_0)}{12} \qquad [A.4.28]$$

Donde:
- N_{fas} Área neta libre para la circulación de gas alrededor de los tubos de choque, ft^2.
- *Ntr* Número de tubos en una fila horizontal.
- L_t Longitud de los tubos de convección, ft.

Sustituyendo en la **Ecuación A.4.28**, se obtiene el valor del área libre que los gases de combustión tienen para atravesar los tubos de choque:

$$N_{fas} = \frac{12 \cdot 12\ ft(2 \cdot 6\ in - 6{,}625\ in)}{12} = 64{,}50\ ft^2 = 5{,}8\ m^2$$

Otro parámetro que se necesita conocer para el estudio de los coeficientes de convección, es la velocidad másica de los gases alrededor de los tubos. Para ello, primero es necesario conocer el caudal másico de los gases que forman la combustión (aire con exceso y CO_2 y H_2O). La reacción química (combustión) que tiene lugar era:

$$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O + Calor$$

El caudal másico de metano necesario para el proceso era el que se muestra a continuación. Si se divide éste entre el peso molecular del CH_4, recogido éste en la **Tabla A.4.6,** se obtiene:

$$W_{CH_4} = 0{,}04\ \frac{kg}{s}$$

$$W_{CH_4} = \frac{0{,}04\ \frac{kg}{s}}{16\ \frac{kg}{kmol}} = 0{,}0023\ \frac{kmol}{s}$$

En la siguiente tabla se muestran los pesos moleculares de los gases producidos en la combustión (CO_2 y H_2O), que también serán necesarios para obtener el caudal másico de éstos.

Tabla A.4.11
Pesos moleculares

Peso molecular	**Valor**
Dióxido de Carbono (CO_2)	44 kg/kmol
Vapor de Agua (CO_2)	18 kg/kmol

Por estequiometria se pueden conocer los valores del caudal molar de estos gases. El caudal molar para el CO_2 es el mismo que para el CH_4, mientras que para el H_2O es el doble. Si se multiplican estos caudales molares por los pesos moleculares correspondientes, se obtiene:

$$W_{gases} = 0{,}0023\ \frac{kmol}{s} \cdot 44 \frac{kg}{kmol} + 2 \cdot 0{,}0023\ \frac{kmol}{s} \cdot 18 \frac{kg}{kmol}$$

$$W_{gases} = 0{,}1831 \frac{kg}{s}$$

Ahora ya se conoce el caudal másico de los gases de combustión. A este caudal, hay que añadirle el caudal másico debido al aire de combustión con su exceso (10%), que también formará parte de los gases de combustión que circularán alrededor de los tubos de choque. El caudal molar de aire necesario para el proceso era:

$$W_{molar\ \ Aire} = 0{,}02179\ \frac{kmol}{s}$$

Si le añadimos el exceso de aire (10%) se obtiene:

$$W_{molar\ \ Aire} = 1{,}1 \cdot 0{,}02179\ \frac{kmol}{s} = 0{,}0240 \frac{kmol}{s}$$

Si se multiplica ese valor por el peso molecular del aire, se obtiene el caudal másico del aire utilizado en la combustión:

$$PM_{Aire} = 29\ \frac{kg}{kmol}$$

$$W_{Aire} = 0{,}0240 \frac{kmol}{s} \cdot 29 \frac{kg}{kmol} = 0{,}695 \frac{kg}{s}$$

Si se suman los valores del caudal másico de aire y de gases de combustión, se obtiene el caudal másico total de gases que circularán alrededor de los tubos de choque. Este caudal será utilizado para que al dividirlo por el área libre calculada en la **Ecuación A.4.28** nos de cómo resultado una velocidad másica de los gases de combustión alrededor de los tubos de choque:

$$G = \frac{Caudal\ másico}{Área\ libre} \qquad [A.4.29]$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la **Ecuación A.4.29** se obtendrá como resultado el valor de la velocidad másica de los gases de combustión que circularán a través de los tubos de choque:

$$G = \frac{0{,}695\ \frac{kg}{s} + 0{,}1831 \frac{kg}{s}}{5{,}8\ m^2} = 0{,}151\ \frac{kg}{s \cdot m^2}$$

$$G = 0{,}151\ \frac{kg}{s \cdot m^2} = 0{,}031 \frac{lb}{s \cdot ft^2}$$

Una vez que se conocen todos estos valores (G, N_{fas}, L_t), se estima el porcentaje de calor transferido en la zona de choque. Se denota como Rc_c. El valor final se determina mediante un proceso iterativo que se explicará a continuación. Se partirá de un valor de calor transferido en la zona de choque de un 3%, por lo tanto, el valor inicial de $Rc_c = 0{,}03$.

La sección de convección de un horno se calcula igual que un intercambiador de calor. El flujo en general es a contracorriente, y más bien cruzado. Se puede utilizar la formula de la diferencia media logarítmica de temperatura LMTD, con lo que la ecuación de transferencia de calor queda:

$$Q_s = U_0 \cdot LMTD \cdot A_0 \qquad [A.4.30]$$

Donde: Q_s Calor transferido en los tubos de choque, Btu/h.
U_0 Coeficiente global de transferencia de calor, Btu/(h·ft^2·ºF).
LMTD Diferencia de temperatura media logarítmica, °F.
A_0 Área exterior de los tubos de choque, ft^2.

A continuación, se irán explicando por separado cada uno de estos términos de la **Ecuación A.4.30.** El primer término que se desarrollará es la diferencia de temperaturas media logarítmica, *LMTD*.

$$LMTD = \frac{\left(T_g - T_{bw}\right) - \left(T_{sg} - T_{sf}\right)}{Ln\left(\frac{\left(T_g - T_{bw}\right)}{\left(T_{sg} - T_{sf}\right)}\right)} \qquad [A.4.31]$$

Para la resolución de esta ecuación, se necesitan dos temperaturas que aún son desconocidas, T_{sg} (temperatura de los gases a la salida de la sección de choque) y T_{sf} (temperatura del fluido O_2 a la entrada de la sección de choque). La primera de ellas, se conocerá a través de la siguiente expresión:

$$T_{sg} = \left(\frac{0{,}98 - R - Rc_c}{9{,}25 \cdot 10^{-5} \cdot \left(1 + \frac{ex_{aire}}{100}\right)^{0{,}748}}\right)^{\frac{1}{1{,}128}} \qquad [A.4.32]$$

Sustituyendo los valores en la **Ecuación A.4.32** se obtiene una temperatura T_{sg} de:

$$T_{sg} = \left(\frac{0{,}98 - 0{,}584 - 0{,}03}{9{,}25 \cdot 10^{-5} \cdot \left(1 + \frac{10}{100}\right)^{0{,}748}}\right)^{\frac{1}{1{,}128}} = 1450{,}63\ °\text{F}$$

Para la temperatura T_{sf} se utiliza la siguiente expresión:

$$T_{sf} = T_{in} + (T_{out} - T_{in}) \cdot \frac{R_{CA}}{Eff} \qquad [A.4.33]$$

Donde: T_{in} Temperatura del fluido a la entrada del horno.
T_{out} Temperatura del fluido a la salida del horno.
R_{CA} Fracción de calor absorbida en la zona de tubos con aletas.
Eff Eficiencia del horno.

Para conocer la fracción de calor absorbida en la zona de tubos con aletas, se le elimina a la eficiencia la fracción de calor en la zona de radiación, y la fracción de calor en la zona de tubos de choque. La ecuación que resulta es la siguiente:

$$R_{CA} = Eff - R - Rc_c \qquad [A.4.34]$$

Sustituyendo los valores en la **Ecuación A.4.34** se obtiene una fracción de calor para tubos con aletas de:

$$R_{CA} = 0{,}848 - 0{,}584 - 0{,}03 = 0{,}234$$

Una vez que se conoce este valor, se sustituye en la **Ecuación A.4.33** junto con el resto de valores, y se obtiene una temperatura T_{sf} de:

$$T_{sf} = 274{,}5K + (723K - 274{,}5K) \cdot \frac{0{,}234}{0{,}848} = 398{,}20\ K$$

$$T_{sf} = 398{,}20\ K = 257{,}36\ °\text{F}$$

Sustituyendo los valores de las temperaturas en la **Ecuación A.4.31** se obtiene una diferencia media de temperatura logarítmica de:

$$LMTD\ (°\text{F}) = \frac{(1.850 - 285{,}92) - (1.450{,}63 - 257{,}36)}{Ln\left(\frac{(1.850 - 285{,}92)}{(1.450{,}63 - 257{,}36)}\right)} = 1370{,}3\ °\text{F}$$

El siguiente término de la **Ecuación A.4.30** que se calculará será el coeficiente global de transferencia de calor, el cual incluye varios términos que se irán desglosando. La ecuación que lo representa es la siguiente:

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_{i0}} + \frac{1}{h_0} + r_{di} + r_{d0} + r_{m0} \qquad [A.4.35]$$

El término que se explicará a continuación es el coeficiente de convección exterior, es decir, h_0, este término representa la transferencia de calor desde los gases de combustión que circulan por alrededor de los tubos hasta la pared del tubo. Para hornos, esta expresión es distinta a la de los intercambiadores de calor:

$$h_0 = \left(1{,}6 \cdot \left(\frac{G^2}{D}\right)^{0{,}33} \cdot T^{0{,}3} + 0{,}0025T - 1{,}65\right) \cdot 1{,}75 \qquad [A.4.36]$$

Donde: G Velocidad másica de los gases en los tubos, lb/(s·ft^2).
T Temperatura media del gas, °R.

Para la temperatura media del gas, se utiliza la siguiente expresión:

$$T_{av} = \frac{T_g + T_{sg}}{2} \qquad [A.4.37]$$

Sustituyendo los valores de las temperaturas, se obtendrá el valor de la temperatura media del gas:

$$T_{av} = \frac{1850 + 1450{,}63}{2} = 1650{,}31°\text{F} = 2109{,}71°R$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la **Ecuación A.4.36,** se obtiene un valor para el coeficiente de transferencia exterior de:

$$h_0 = \left(1{,}6 \cdot \left(\frac{0{,}031^2}{6{,}625}\right)^{0{,}33} \cdot 2109{,}71^{0{,}3} + 0{,}0025 \cdot 2109{,}71 - 1{,}65\right) \cdot 1{,}75$$

$$h_0 = 7{,}85\ \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot °\mathrm{F}}$$

El siguiente término correspondiente al coeficiente global de transmisión de calor U_0, es el coeficiente de transmisión por el interior de los tubos (h_{i0}) que se determina a partir de la siguiente expresión:

$$h_{i0} = h \cdot 1{,}2174 \cdot \frac{d_i^{0{,}8}}{d_0} \qquad [A.4.38]$$

El término *h*, se determina a partir de la **Figura A.21.5** (véase Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera). Para esta figura, se necesita el valor de la c_p relativa del oxígeno respecto al aire que tiene un valor de:

$$c_{p_{relativa}} = \frac{c_{p\ O_2}}{c_{p\ Aire}} = \frac{0{,}416\ \frac{Btu}{lb \cdot °\mathrm{F}}}{0{,}433\ \frac{Btu}{lb \cdot °\mathrm{F}}} = 0{,}96$$

El eje de abscisas para la **Figura A.21.5** (véase Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera), es el valor de la velocidad másica del oxígeno por el interior de los tubos que fue calculada en el **Apartado 4.2.4** del presente Anexo.

$$G_{real} = 38{,}92\ \frac{lb}{s \cdot ft^2}$$

El término h que se utiliza para determinar h_{i0}, obtenido en la **Figura A.21.5** (véase Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera) toma

un valor aproximado de $h = 90 \frac{Btu}{h \cdot ft^{2} \cdot °\mathrm{F}}$. Sustituyendo los valores en la **Ecuación A.4.38** el término h_{i0} resulta:

$$h_{i0} = 90 \frac{Btu}{h \cdot ft^{2} \cdot °\mathrm{F}} \cdot 1{,}2174 \cdot \frac{6{,}065^{0,8}}{6{,}625} = 69{,}94 \frac{Btu}{h \cdot ft^{2} \cdot °\mathrm{F}}$$

Los tres últimos términos necesarios para obtener el valor del coeficiente global de transmisión de calor, son resistencias al calor debido a la resistencia de la suciedad interna en el tubo, resistencia debido a la pared metálica y resistencia debido a la suciedad en la parte externa del tubo. La resistencia debido a la suciedad interna del tubo, se calcula a través de la siguiente expresión:

$$r_{di} = r_{di0} \cdot \frac{d_0}{d_i} \qquad [A.4.39]$$

El valor de r_{di0} se tomará junto con el valor de r_{d0} y la conductividad térmica del material k_m de las [Normas TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association)]. Los valores obtenidos de estos parámetros son: $r_{di0} = 0{,}0015 \frac{h \cdot ft^{2} \cdot °\mathrm{F}}{Btu}$, el mismo valor para el parámetro de suciedad externa (r_{d0}), y $k_m = 16 \frac{Btu}{h \cdot ft \cdot °\mathrm{F}}$ (Acero inoxidable 316L debido a la corrosión que puede ocasionarse a altas temperaturas).

Sustituyendo en la **Ecuación A.4.39** se obtiene:

$$r_{di} = 0{,}0015 \frac{h \cdot ft^{2} \cdot °\mathrm{F}}{Btu} \cdot \frac{6{,}625\ in}{6{,}065\ in} = 0{,}00164 \frac{h \cdot ft^{2} \cdot °\mathrm{F}}{Btu}$$

Para el cálculo de la resistencia de la pared metálica, se utiliza la expresión que se muestra a continuación.

$$r_{m0} = d_0 \cdot \frac{Ln\frac{d_0}{d_i}}{2 \cdot k_m} \qquad [A.4.40]$$

Sustituyendo los valores necesarios, finalmente se obtiene un valor para la resistencia de la pared metálica de:

$$r_{m0} = 6{,}625\ in \cdot \frac{Ln\frac{6{,}625}{6{,}065}}{12 \cdot 2 \cdot 16\frac{Btu}{h \cdot ft \cdot °F}} = 0{,}001524\ \frac{h \cdot ft^2 \cdot °F}{Btu}$$

Se tienen los datos suficientes para realizar el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor. Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.4.35** y despejando adecuadamente se obtendrá un coeficiente global que toma un valor de:

$$U_0 = \left(\frac{1}{69{,}94} + \frac{1}{7{,}85} + 0{,}00164 + 0{,}0015 + 0{,}001524\right)^{-1} = 6{,}83\frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot °F}$$

Una vez que se ha calculado el coeficiente global de intercambio de calor, el último término de la **Ecuación A.4.30** es A_0, área exterior de los tubos de choque. Para calcularla, se hará uso de la siguiente ecuación donde sustituyendo los valores correspondientes a la zona de choque se obtiene como resultado:

$$A_0 = \frac{N_t \cdot D_0 \cdot \pi \cdot L_t}{12} = 20{,}81\ ft^2 \qquad [A.4.41]$$

Una vez conocido todos los valores de la **Ecuación A.4.30** sustituyendo se obtiene un valor de Q_s, calor transferido en la sección de choque de:

$$Q_s = 20{,}81\ ft^2 \cdot 6{,}83\frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot °F} \cdot 1370{,}3\ °F = 194.749{,}04\ \frac{Btu}{h}$$

Para comprobar que la fracción de calor absorbida en la zona de choque Rc_c, presenta un valor igual o parecido al inicialmente supuesto, se utiliza la siguiente expresión:

$$Rc_c = \frac{Q_s}{Q_{Lib}} \qquad [A.4.42]$$

Sustituyendo en la expresión anterior los datos imponiendo la coherencia de sus unidades, se obtiene un Rc_c de:

$$Rc_c = \frac{194.749{,}04\ \frac{Btu}{h}}{6.244.096{,}59\ \frac{Btu}{h}} = 0{,}031 \cong Rc_{c\ inicial}$$

Este valor obtenido en la fracción de calor de la sección de choque es prácticamente igual al valor inicialmente supuesto. Si no fuera así, se debería realizar todos los pasos anteriormente explicados desde el punto en el cual se supuso un valor de Rc_c inicial, con la única diferencia de que en este caso el valor inicial sería el Rc_c calculado (proceso iterativo).

4.2.7.2.-Sección de convección. Tubos con aletas.

Este apartado, solo se centrará en la sección de tubos con aletas. Esta sección es la parte más alta del horno (exceptuando la chimenea). El procedimiento que se seguirá para el diseño la sección de convección de tubos con aletas es muy similar al realizado anteriormente. Este diseño, tratará de calcular el número de tubos de esta sección y una vez que se disponga de este valor, se procederá a dimensionar la altura de la sección de convección completa. En este diseño, se considera que la sección de tubos con aletas tiene las mismas dimensiones que la sección de tubos de choque, por lo tanto:

- $L_t = D_{convecci\ ón} = 12\ ft$
- $N_t = 12$

En primer lugar, debe determinarse la diferencia de temperatura media logarítmica para la sección de convección de tubos con aletas:

$$LMTD = \frac{(T_{sg} - T_{sf}) - (T_{stack} - T_{in})}{Ln\left(\frac{(T_{sg} - T_{sf})}{(T_{stack} - T_{in})}\right)} \qquad [A.4.43]$$

El significado de todas estas temperaturas ya se indicaron en la **Figura A.4.3.** Todas estas temperaturas son conocidas, así que se procederá a la sustitución de los valores para hallar la *LMTD* de la sección de tubos con aletas:

$$LMTD = \frac{(1450{,}63 - 257{,}36) - (598{,}1 - 34{,}7)}{Ln\left(\frac{(1450{,}63 - 257{,}36)}{(598{,}1 - 34{,}7)}\right)} = 839{,}31\ °F$$

El siguiente paso en la resolución de este problema, es conocer cuál es el valor del área libre de paso para los gases de combustión en la sección de tubos con aletas. Este cálculo se realiza a través de la siguiente ecuación:

$$N_{faf} = N_{fas} - \frac{N_t \cdot L_t \cdot 2 \cdot H \cdot t \cdot f_{pi}}{12} \qquad [A.4.44]$$

Donde:
- N_{faf} Área libre de paso para los gases entre los tubos con aletas, ft^2.
- N_{fas} Área libre de paso para los gases entre los tubos de choque, ft^2.
- N_t Número de tubos en una fila horizontal.
- L_t Longitud de los tubos con aletas (diámetro de la sección convección), ft.
- H Altura de las aletas, in.
- t Espesor de las aletas, in.
- f_{pi} Número de aletas por pulgada de tubo.

Las dimensiones estándar de las aletas para los tubos de convección en hornos cilíndricos industriales son:

- $H = \frac{3}{4}\ in$
- $t = 0{,}105\ in$
- $f_{pi} = 3$

Sustituyendo en la **Ecuación A.4.44** los valores correspondientes (todos son conocidos) se determina el área libre de paso para los gases de combustión en la sección de tubos con aletas:

$$N_{faf} = 64{,}50\ ft^2 - \frac{12 \cdot 12\ ft \cdot 2 \cdot 0{,}75\ in \cdot 0{,}105\ in \cdot 3}{12} = 58{,}83\ ft^2$$
$$= 5{,}3\ m^2$$

La temperatura media de los gases en esta sección de tubos con aletas se determina con la siguiente expresión:

$$T_{av} = \frac{T_{sg} + T_{stack}}{2} \qquad [A.4.45]$$

Sustituyendo los valores de las temperaturas en ºF, el resultado de la temperatura media es:

$$T_{av} = \frac{1.450{,}63 + 598{,}1}{2} = 1024{,}36\ °\text{F} = 1.483{,}76\ ºR$$

Una vez conocida esa temperatura, se procede a calcular el coeficiente de convección exterior (lado de los gases de combustión) a través de la siguiente ecuación:

$$h_0 = \left(1{,}6 \cdot \left(\frac{G^2}{D}\right)^{0{,}33} \cdot T^{0{,}3} + 0{,}0025T - 1{,}65\right) \qquad [A.4.46]$$

Para el uso de esta ecuación, se necesita conocer el valor de *G* (velocidad másica de los gases). Para ello, se divide el caudal másico total (que ya es conocido) entre el área libre de paso para los gases en la sección de tubos con aletas (N_{faf}).

$$G = \frac{W_{másico\ total}}{N_{faf}} \qquad [A.4.47]$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.4.47** se obtiene:

$$G = \frac{0{,}695\ \frac{kg}{s} + 0{,}1831 \frac{kg}{s}}{5{,}3\ m^2} = 0{,}166\ \frac{kg}{s \cdot m^2}$$

$$G = 0{,}166\ \frac{kg}{s \cdot m^2} = 0{,}034\ \frac{lb}{s \cdot ft^2}$$

Sustituyendo ahora los valores en la **Ecuación A.4.46,** se obtiene un coeficiente de transferencia de calor exterior con un valor de:

$$h_0 = \left(1{,}6 \cdot \left(\frac{0{,}034^2}{6{,}625}\right)^{0{,}33} \cdot 1.483{,}76^{0{,}3} + 0{,}0025 \cdot 1.483{,}76 - 1{,}65\right)$$

$$h_0 = 2{,}88\ \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot °\mathrm{F}}$$

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en la zona de convección para tubos con aletas, la ecuación que se utiliza presenta alguna peculiaridad, y es la siguiente:

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_{i0}} + \frac{1}{h_{0eff}} + r_{di} + r_{d0} + r_{m0} \qquad [A.4.48]$$

El calor transferido en la zona con aletas no es tan eficiente como en la zona desnuda midiéndose este factor como Eff_f. El valor efectivo del coeficiente de película externo se calcula por:

$$h_{0eff} = h_0 \cdot \frac{\left(Eff_f \cdot A_f + A_b\right)}{A_0} \qquad [A.4.49]$$

Donde: h_0 Coeficiente convección externo, Btu/(h·ft^2·ºF).
Eff_f Eficiencia de las aletas.
A_f Superficie de las aletas, ft^2.
A_b Superficie desnuda del tubo, ft^2.
A_0 Superficie exterior del tubo, ft^2.

Ahora, se va a proceder a calcular estas 3 áreas, utilizando sus ecuaciones correspondientes:

$$A_0 = \frac{\pi \cdot D_0}{12} = \frac{\pi \cdot 6{,}625\ in}{12} = 1{,}73\ ft^2 \qquad [A.4.50]$$

$$A_b = A_0 \cdot \left(1 - f_{pi} \cdot t\right) = 1{,}19\ ft^2 \qquad [A.4.51]$$

$$A_f = \frac{f_{pi}\left(\frac{2\pi}{4}[(D_0 + 2H)^2 - D_0^2] + \pi t(D_0 + 2H)\right)}{12} = 9{,}36\ ft^2 \quad [A.4.52]$$

El único factor de la **Ecuación A.4.49** que falta por conocer es Eff_f. Este factor, se determinará a partir de la **Figura A.21.6** (véase Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera). En esta figura, se tiene en cuenta la altura de la aleta (H), el coeficiente de convección externo (h_0), y el producto k_{aleta}·t (mismo material que los tubos). El valor obtenido para el parámetro Eff_f es:

$$Eff_f = 0{,}94$$

Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.4.49** se tiene un valor de:

$$h_{0eff} = 2{,}88 \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot °\text{F}} \cdot \frac{(0{,}94 \cdot 9{,}36 + 1{,}19)}{1{,}73} = 16{,}59 \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot °\text{F}}$$

Debido a que los demás parámetros de la **Ecuación A.4.48** son los mismos valores que para la sección de convección con tubos de choque, se puede sustituir los valores correspondientes y despejando de manera adecuada, el coeficiente global de transmisión de calor para la zona de tubos con aleta toma el valor de:

$$U_0 = \left(\frac{1}{69{,}94} + \frac{1}{16{,}59} + 0{,}00164 + 0{,}0015 + 0{,}00152\right)^{-1}$$
$$= 12{,}62 \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot °\text{F}}$$

Una vez que se conoce el valor del coeficiente global para la transmisión de calor de los tubos con aletas, se procede a calcular el calor trasmitido en la zona de convección con aletas a través de la siguiente expresión:

$$Q_{ca} = Q_{Lib}(Eff - R - Rc_c) \qquad [A.4.53]$$

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior se obtiene un valor para el calor trasmitido en la zona de convección con aletas de:

$$Q_{ca} = 6.244.096{,}59 \frac{Btu}{h}(0{,}848 - 0{,}584 - 0{,}031) = 1.453.155{,}97 \frac{Btu}{h}$$

Dividiendo el calor absorbido en la zona con aletas entre el coeficiente global de transmisión en la zona de aletas y la diferencia de temperatura media logarítmica, se obtiene:

$$A_{ca} = \frac{Q_{ca}}{LMTD \cdot U_0} = \frac{1.453.155{,}97\,\frac{Btu}{h}}{12{,}62\,\frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot °F} \cdot 839{,}31\ °F} = 137{,}2\ ft^2 \qquad [A.4.54]$$

Esta área, es la necesaria para la zona de convección con aletas si los tubos fueran desnudos. A partir de ella, se puede sacar el número de tubos necesarios para la zona de convección con aletas a través de la siguiente expresión:

$$N_{tf} = \frac{A_{ca}}{\frac{L_t \cdot D_0 \cdot \pi}{12}} = \frac{137{,}2\ ft^2}{\frac{\pi \cdot 6{,}625\ in \cdot 12\ ft}{12}} = 6{,}6 \rightarrow 7\ tubos \qquad [A.4.55]$$

En la sección de convección de tubos con aletas son necesarios 7 tubos, debido al diámetro de la sección de convección elegido, se podían colocar 12 tubos en una fila horizontal, por lo tanto, en el horno solo es necesario 1 fila de tubos de convección con aletas.

4.2.7.3.-Diseño de la altura de la sección de convección.

En este apartado, solo se realizará el dimensionamiento de la altura en la zona de convección completa, es decir, tanto para tubos de choque como para tubos con aletas. El total de filas en la zona completa de convección son 2 (1 para cada tipo de tubo). Por lo tanto, la altura vertical mínima de convección será:

$$h_{conv} = \frac{2 \cdot C + 2 \cdot D_0}{12} \qquad [A.4.56]$$

Donde: C Distancia de centro a centro de tubos, in

D_0 Diámetro exterior de los tubos, in

Sustituyendo los valores en la **Ecuación A.4.56** se obtiene una altura vertical mínima de:

$$h_{conv} = \frac{2 \cdot 12\ in + 2 \cdot 6{,}625\ in}{12} = 3{,}10\ ft$$

$$h_{conv} = 4\ ft$$

4.2.7.4.-Temperatura de la superficie metálica para tubos de choque y tubos con aletas.

Seguidamente se hallarán las temperaturas de la superficie metálica de los tubos en la sección de choque y en la superficie de los tubos con aletas, para ello se emplearán las siguientes expresiones:

$$T_{surf} = T_{fluid} + q_c \left(\frac{1}{h_{i0}} + r_{di} + r_{m0}\right) \qquad [A.4.57]$$

$$T_{tip} = T_{surf} + \theta\left(T_{gas} - T_{surf}\right) \qquad [A.4.58]$$

En primer lugar, se calcula el flujo de calor en convección y se comprueba que no sea mayor que el máximo admisible. El flujo radiante máximo se calcula como el 200 % del flujo radiante, por lo tanto, el flujo radiante máximo será:

$$q_{c_{máx}} = 10.000 \cdot 2 = 20.000\ \frac{Btu}{h}$$

Sección de choque:

$$q_c = U_0\left(T_{gas} - T_{fluid}\right) \qquad [A.4.59]$$

Donde: T_{gas} Temperatura gases a la entrada sección choque (T_g).

T_{fluid} Temperatura fluido a la entrada en zona radiante (T_{bw}).

U_0 Coeficiente global en la zona de choque, $\frac{Btu}{h \cdot ft^{2} \cdot °F}$

Sustituyendo los valores se tiene un flujo de calor que toma el valor de:

$$q_c = 6{,}83\ \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot °\text{F}}(1.850°\text{F} - 285{,}92°\text{F}) = 10.682{,}86\ \frac{Btu}{h \cdot ft^2}$$

Sustituyendo los valores en la **Ecuación A.4.57** se obtiene un valor para la temperatura metálica de los tubos de choque:

$$T_{surf} = 285{,}92°\text{F} + 10.682{,}9\ \frac{Btu}{h \cdot ft^2}\left(\frac{1}{69{,}94} + 0{,}0016 + 0{,}0015\right)$$
$$= 472{,}42°\text{F}$$

Sección de tubos con aletas:

En esta zona, la máxima diferencia de temperatura media logarítmica *LMTD* se encuentra en la transición choque-aleta. Por lo tanto, es necesario que se calcule un coeficiente de transferencia de calor global en esta zona, utilizándose las temperaturas T_{sg} y T_{sf} (temperatura de salida de los gases en la sección de choque, y temperatura de entrada del fluido en la sección de choque, respectivamente). Los valores que muestran estas temperaturas son:

- $T_{sg} = 1450{,}63\ °\text{F} = 1.910{,}03\ °R$
- $T_{sf} = 257{,}36\ °\text{F}$

A continuación, se utiliza la **Ecuación A.4.46** utilizando como temperatura el valor de T_{sg} en ºR. El valor del coeficiente externo de convección es $h_0 = 4$ Btu/(h·ft^2·ºF). Utilizando el mismo valor de la eficiencia de las aletas y la **Ecuación A.4.49** se obtiene un valor efectivo de coeficiente convección externo de $h_{0eff} = 22{,}79$ Btu/(h·ft^2·ºF).

Debido a que todos los demás valores son conocidos en la **Ecuación A.4.48**, se pueden sustituir, y despejando adecuadamente se obtendrá un

valor para el coeficiente global de transmisión de calor en la transición de tubos choque-aleta con un valor de:

$$U_0 = 15{,}92 \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot °\text{F}}$$

$$q_c = U_0 \left(T_{sg} - T_{sf}\right) \qquad [A.4.60]$$

Sustituyendo en la ecuación anterior se obtiene un valor para el flujo de energía radiante en la sección de tubos con aletas de:

$$q_c = 15{,}92 \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot °\text{F}} (1.450{,}63\ °\text{F} - 257{,}36\ °\text{F}) = 18.990{,}84 \frac{Btu}{h \cdot ft^2}$$

Como se puede comprobar, tanto en la sección de tubos con aletas como en la de tubos de choque, los flujos de energía radiante no superan el máximo permitido.

El término θ de la **Ecuación A.4.58** se obtiene de la **Figura A.21.7** (véase Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera). En esta figura, se tiene en cuenta la altura de la aleta (*H*), el coeficiente de convección externo (h_0), y el producto $k_{aleta} \cdot t$. El valor obtenido para el parámetro θ es el que se muestra a continuación:

$$\theta = 0{,}14$$

Sustituyendo los valores en la **Ecuación A.4.57,** se obtiene un valor para la superficie metálica de:

$$T_{surf} = 257{,}36°\text{F} + 18.990{,}8 \left(\frac{1}{69{,}94} + 0{,}0016 + 0{,}0015\right) = 588{,}9\ °\text{F}$$

Por último, sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.4.58** se obtiene un valor para la superficie metálica de los tubos con aletas de:

$$T_{tip} = 588{,}9\ °\text{F} + 0{,}14(1.450{,}63\ °\text{F} - 588{,}9\ °\text{F}) = 756°\text{F}$$

4.2.8.-Diseño de la chimenea

La altura de la chimenea depende normalmente de requisitos de contaminación atmosférica por dilución de humos. También hay que tener en cuenta el TIRO o draft de la chimenea cuando este es natural. Se le llama tiro a la diferencia de presión entre presión atmosférica y la presión en chimenea a la misma altura (indicado en pulgadas de agua). Interesa que la presión en el interior del horno y chimenea sea siempre inferior al exterior, ya que la dirección de los fluidos va siempre de mayor a menor presión, en el borde de la chimenea esta presión ha de ser mayor a la ambiente para favorecer la salida de gases. Se pueden observar los valores en la siguiente figura:

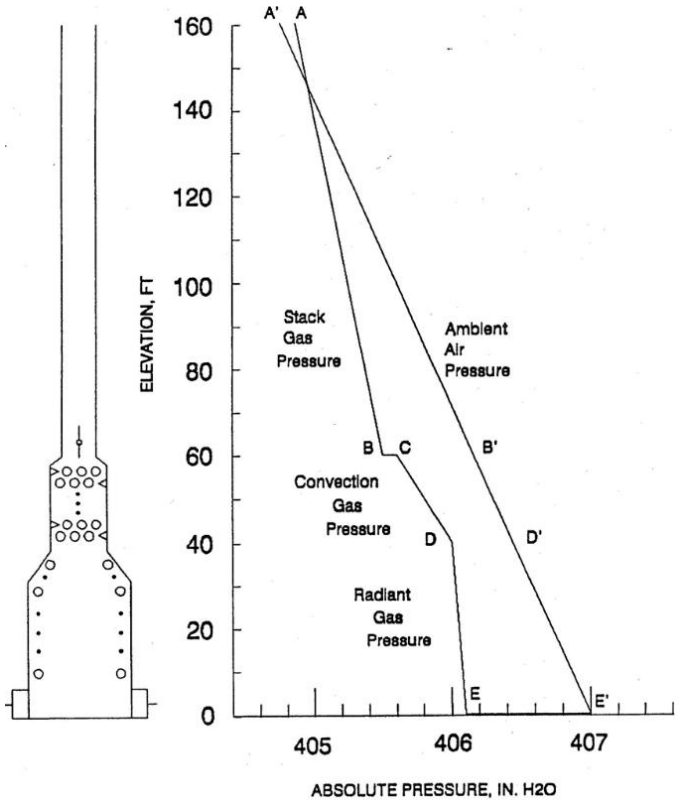


Figura A.4.5. Variación del Draft según la elevación.

En primer lugar, se procederá a conocer cuáles son las consideraciones iniciales de la chimenea. Los datos de partida son:

- $Altura\ chimenea = 100\ ft$
- $Pérdida\ T^{a}\ en\ la\ chimenea = 25°\text{F}$
- $T^{a}aire = 70°\text{F}$
- $Velocidad\ lineal\ en\ chimenea = 30\frac{ft}{s}$

La temperatura de salida de los gases, se calcula teniendo en cuenta las pérdidas de Tª en la chimenea y la T_{stack}. La ecuación que le corresponde es la siguiente:

$$T^{a}_{salida\ \ gases} = T_{stack} - \frac{Pérdida\ T^{a}\ chimenea}{2} \qquad [A.4.61]$$

Introduciendo los valores en las mismas unidades (Pérdida Tª chimenea = 269,11K) en la **Ecuación A.4.61** se obtiene una temperatura de salida de los gases con un valor de:

$$T^{a}_{salida\ \ gases} = 587{,}5\ K - \frac{269{,}11\ K}{2} = 452{,}94\ K = 911{,}04\ °R$$

A continuación, se procederá a calcular la densidad de los gases a su temperatura de salida. La ecuación que se utilizará es:

$$\rho = \frac{M_g P_g}{10{,}73 \cdot T_g} \qquad [A.4.62]$$

Donde:
- M_g Peso molecular de los gases.
- P_g Presión atmosférica, psi.
- T_g Temperatura de salida de los gases, ºR.

Introduciendo los valores en la **Ecuación A.4.62** sabiendo que $M_g = 29\ lb/mol$ y $P_g = 14{,}7psi$ se obtiene una densidad para los gases a la temperatura de salida con un valor de:

$$\rho = \frac{29 \cdot 14{,}7}{10{,}73 \cdot 911{,}04} = 0{,}0436\ \frac{lb}{ft^3}$$

Una vez que se conoce esta densidad, se calcula el flujo volumétrico de gases, conociendo el caudal másico de gases (aire con exceso y combustible), a partir de la **Ecuación A.4.63:**

$$G = \frac{W_{m\ aire} + W_{m\ aire}}{\rho_g} = \frac{1{,}61\frac{lb}{s}}{0{,}0436\frac{lb}{ft^3}} = 36{,}91\ \frac{ft^3}{s} \qquad [A.4.63]$$

A partir de este flujo volumétrico de gases, utilizando la velocidad lineal se obtiene la sección de la chimenea, y a partir de ésta, el diámetro de la chimenea por la que escaparan los gases. Las Ecuaciones son:

$$A = \frac{G}{v} = \frac{36{,}91\frac{ft^3}{s}}{30\frac{ft}{s}} = 1{,}23\ ft^2 \qquad [A.4.64]$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}23\ ft^2}{\pi}} = 1{,}252\ ft \rightarrow D = 2ft \qquad [A.4.65]$$

Por lo tanto, la velocidad másica de los gases se calcula a través de la siguiente expresión donde se utiliza el A_{real} y el flujo de gases (lb/s):

$$G' = \frac{W_{m\ aire} + W_{m\ aire}}{A_{real}} = \frac{1{,}61\frac{lb}{s}}{\left(\frac{\pi}{4} \cdot 2^2\right) ft^2} = 0{,}51\frac{lb}{s \cdot ft^2} \qquad [A.4.66]$$

4.2.8.1.-Calculo de la pérdida de presión y del "Draft" en cada punto

En primer lugar, se calcula la densidad del aire a través de la siguiente expresión y utilizando la Tª del aire en ºR:

$$\rho_a = \frac{M_a P_a}{10{,}73 \cdot T_a} = \frac{29 \cdot 14{,}7}{10{,}73 \cdot 529{,}4} = 0{,}075 \frac{lb}{ft^3} \qquad [A.4.67]$$

La pérdida de presión a la salida de la chimenea tiene un valor:

$$\Delta P_{ex} = 0{,}003 \cdot \frac{G'^2}{\rho_g} = 0{,}003 \cdot \frac{\left(0{,}51 \frac{lb}{s \cdot ft^2}\right)^2}{0{,}0436 \frac{lb}{ft^3}} = 0{,}018\ in\ H_2O \qquad [A.4.68]$$

La pérdida de presión a lo largo de la chimenea presenta el valor de:

$$\Delta P_f = 0{,}09 \cdot \frac{G'^2}{\rho_g \cdot D} = \frac{\left(0{,}51 \frac{lb}{s \cdot ft^2}\right)^2}{0{,}0436 \frac{lb}{ft^3} \cdot 2ft \cdot 12} = 0{,}0226\ in\ \ H_2O \qquad [A.4.69]$$

El tiro o "Draft" en la chimenea viene dado por la siguiente expresión:

$$Draft = 0{,}018 \cdot P_a \left(\frac{M_a}{T_a} - \frac{M_g}{T_g}\right) \cdot (h_2 - h_1) \qquad [A.4.70]$$

Sustituyendo estos valores en la expresión anterior en sus unidades correspondientes y sabiendo que la diferencia de altura son 100 ft, el Draft en la chimenea toma un valor de:

$$Draft = 0{,}018 \cdot 14{,}7 \left(\frac{29}{529{,}4} - \frac{29}{911{,}04}\right) \cdot (100\ ft) = 0{,}604 in\ \ H_2O$$

Por lo tanto, la presión diferencial a la entrada de la chimenea viene dada por el tiro en la chimenea, menos la pérdida a lo largo de ésta menos la pérdida en la boca de la chimenea:

$$\Delta P = 0{,}604 - 0{,}0226 - 0{,}018 = 0{,}56\ in\ H_2O$$

Una vez calculada la pérdida en la chimenea y el tiro en ésta, se procede a continuar calculando pérdidas y tiros en otros puntos del horno. En primer lugar, la pérdida de presión del regulador está establecida en 0,05 in H_2O, mientras que la pérdida en la recámara de entrada tiene la siguiente expresión, aunque no pueden tomarse valores inferiores a 0,05 in H_2O:

$$\Delta P_{rec\ entrada} = \frac{1}{2} \cdot \Delta P_{ex} = \frac{1}{2} \cdot 0{,}018 in\ H_2O = 0{,}009 in\ H_2O \qquad [A.4.71]$$

Por lo tanto, el valor que se fija para la pérdida presión en la recamara de entrada es 0,05 in H_2O. Debido a que en la recámara de entrada no hay diferencia de altura, el Draft en ésta tiene un valor de 0 in H_2O. Por lo tanto, el cambio neto de presión en la recámara es:

$$\Delta P = 0 - 0{,}05 - 0{,}05 = -0{,}1\ in\ H_2O$$

Para estimar el Draft a la salida de la sección de convección, se deben sumar las dos pérdidas de presión globales:

$$Draft_{convecci\ ón} = 0{,}56 - 0{,}1 = 0{,}46\ in\ H_2O$$

Una vez que se conocen las pérdidas en la chimenea y a la salida de la sección de convección, se pasará a calcular las pérdidas en la propia sección de convección.

Para ello se necesita conocer algunos valores.

- $h_{convecci\ ón} = 4ft$
- $T_{m_{convecci\ ón}} = \frac{T_{stack} + T_{sg}}{2} = 1.024{,}36\ °\text{F} = 1.843{,}85\ °R$
- $G_{gas} = 0{,}0339 \frac{lb}{ft^2 \cdot s}$

Con los valores anteriores, y la **Figura A.21.8** (véase el Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera), se obtiene un valor para la pérdida de presión en la sección de convección de $\Delta P_{convecci\ ón} = 0{,}027\ inH_2O$.

Para la pérdida de presión en los tubos de choque, se utiliza la siguiente expresión donde sustituyendo los valores correspondientes se obtiene:

$$\Delta P_{choque} = \frac{1}{2} \cdot \Delta P_{row} \cdot F_{row} \qquad [A.4.72]$$

$$\Delta P_{choque} = \frac{1}{2} \cdot 0{,}027 \cdot 1 = 0{,}0135\ in\ H_2O$$

El factor F_{row} es obtenido en la **Figura A.21.8** (véase el Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera). Por último, para terminar con la sección de convección se calcula el Draft en ésta, y, posteriormente se calcula el cambio neto de presión. Sustituyendo en la **Ecuación A.4.70** los datos correspondientes se obtiene:

$$Drafs_{conv} = 0{,}018 \cdot 14{,}7 \left(\frac{29}{529{,}4} - \frac{29}{1843{,}85} \right) \cdot (4\ ft) = 0{,}041 in\ H_2O$$

$$\Delta P_{neto} = 0{,}041 - 0{,}0135 - 0{,}027 = 0{,}0006\ in\ \ H_2O$$

A continuación, se calcula el Draft a la cabeza de la sección radiante:

$$Draft_{cabeza\ \ rad} = 0{,}0006 + 0{,}46 = 0{,}464\ in\ H_2O$$

Ahora se procede al cálculo de la última parte del horno, sección de radiación y quemadores. Para ello, es necesario el valor de la temperatura $T_g = 2309{,}4\ °R$, además de conocer la altura de la sección de radiación. Sustituyendo los valores correspondientes en la **Ecuación A.4.70** se obtiene:

$$Draft_{rad} = 0{,}018 \cdot 14{,}7 \left(\frac{29}{529{,}4} - \frac{29}{2309{,}4}\right) \cdot (30\ ft) = 0{,}333\ in\ H_2O$$

Suponiendo que las pérdidas por fricción en la zona donde se encuentran los quemadores son nulas, se obtiene:

$$Draft_{burners} = 0{,}333 + 0{,}464 = 0{,}797\ in\ H_2O$$

4.2.9.- Aislamiento

Para el aislamiento del horno se usará lana de roca, cubierta a su vez, de una placa de aluminio. En la **Tabla A.21.11** del Anexo 21, se muestran los espesores estándar para lana de roca en función del rango de temperatura de operación. Se tomará el espesor máximo de lana de roca, que tiene un valor de 180 milímetros.

ANEXO 5:
DISEÑO DEL SISTEMA DE REACCIÓN

5.1.- Introducción

El objeto del presente Anexo consiste en describir el proceso de cálculo de las variables termodinámicas que intervienen en las ecuaciones de diseño de la unidad de reacción, R-01. Esta sección se ocupará de la primera etapa en la producción de acrilonitrilo, el reactor catalítico de lecho fluidizado.

5.2.- Características de la reacción

Como ya se ha dicho anteriormente, la producción de acrilonitrilo puede llevarse a cabo mediante diferentes reacciones químicas, según los reactivos que se utilice para ello. La reacción para producirlo que se llevará a cabo en este Proyecto Fin de Carrera, será la de amoxidación catalítica del propileno.

Reacción principal:

$$C_3H_6 + NH_3 + \frac{3}{2}O_2 \longrightarrow CH_2 = CHCN + 3H_2O$$

Como ya se ha explicado con anterioridad en la memoria, el catalizador que se emplea en esta reacción es un compuesto formado por óxido de molibdeno y bismuto, de un tamaño uniforme de partícula de 51μm. Además de acrilonitrilo, debido a las reacciones secundarias que se dan, se obtiene, en pequeñas cantidades, acetonitrilo, ácido cianhídrico, monóxido de carbono, dióxido de carbono, además de propileno, amoniaco y oxígeno sin reaccionar.

La reacción de amoxidación de propileno se llevará a cabo a una temperatura de aproximadamente 450ºC (723K) y a una presión comprendida entre 2 y 3 atmósferas. A continuación se exponen todos los datos necesarios para el diseño del reactor, que han sido obtenidos de la bibliografía, como es el caso de la constante de reacción (Estudios de Ikeda, 1999) y del simulador Chemcad versión 6.2.0.

- Conversión de propileno a acrilonitrilo, X = 76%
- Constante de la reacción, k_r = 1,0389 s^{-1}
- Entalpía de reacción, ΔH_r = -123.000 cal/mol propileno alimentado
- Densidad del gas, ρ_g = 1,331 kg/m^3
- Viscosidad del gas, $\mu_g = 4 \cdot 10^{-4}$ g/(cm·s)
- Difusividad del gas, D=0,39 cm^2/s
- Coeficiente de transferencia de calor del gas, $k_g = 1{,}3 \cdot 10^{-4}$ cal/(cm·s·ºC)
- Capacidad calorífica del gas, C_{pg} = 0,5 cal/(ºC·g)
- Diámetro de partícula (catalizador), d_p = 51μm
- Capacidad calorífica del catalizador, C_{ps} = 0,2 cal/(g·ºC)
- Esfericidad catalizador, ψ = 0,6
- Porosidad, ε = 0,5
- Densidad catalizador, ρ_s = 2.500 kg/m^3
- Coeficiente interno de transferencia de calor en tubos, h_i = 0,044 cal/(cm^2·s·ºC)

Conocidos todos estos datos, ya se puede comenzar con el diseño del reactor catalítico de lecho fluidizado, para el cual, se sigue el modelo de lecho de burbuja, propuesto por Kunni y Levenspiel.

5.3.- Diseño del reactor

Se diseñará un reactor catalítico de lecho fluidizado, la razón principal por la que utilizar un reactor de este tipo es que la temperatura puede ser controlada de manera mucho más efectiva; incluso en un sistema

como el de nuestro objeto, caso en el que están ocurriendo reacciones altamente exotérmicas. La elevada velocidad de circulación de sólidos con un calor específico relativamente alto distribuye el calor rápidamente y ayuda a eliminar posibles puntos calientes. Debido a esto, se alcanzan condiciones casi isotérmicas. Un control efectivo de la temperatura es mucho más difícil de alcanzar en otro tipo de reactores. En reactores de lecho fijo, se requieren grandes superficies de intercambio de calor y la dilución de los reactivos para controlar la temperatura del lecho. Esto se debe a las malas condiciones para la transferencia de calor de los gases y a su baja capacidad calorífica comparada con sus calores de reacción.

La situación física en un reactor de lecho fluido es muy compleja y por ello se han desarrollado multitud de modelos para predecir su funcionamiento. Debe asegurarse que el modelo elegido se ajusta bien al sistema que se está diseñando.

El parámetro más importante a determinar por el modelo es el nivel de contacto entre los reactivos y el catalizador a medida que el gas va fluyendo por el lecho. El gas que fluye en la emulsión contacta íntimamente con las partículas de catalizador y así la reacción entre ellos puede proceder de manera eficiente. En las burbujas sin embargo, prácticamente no hay partículas y el gas interior sólo puede reaccionar en las paredes de la burbuja y en la capa que la rodea.

El modelo de Kunii y Levenspiel, será el que se utilice en el diseño, y hace las siguientes suposiciones:

1. El gas de alimentación, que contiene uno o más de los reactivos, reacciona de acuerdo a una reacción de primer orden en contacto con el catalizador.
2. El lecho consta de tres regiones: burbuja, nube y emulsión.
3. Todo el gas de alimentación pasa por el lecho en forma de burbujas.

4. Se supone que la velocidad del gas es suficientemente grande ($u >> u_{mf}$), por lo que la velocidad del flujo a través de la emulsión se considera despreciable.
5. El gas se transfiere entre la burbuja y la nube, y entre la nube y la emulsión.

La aportación fundamental de este modelo consiste en relacionar el coeficiente de intercambio entre la burbuja y la emulsión con un parámetro observable, e incluso predecible, como es el diámetro de burbuja.

5.3.1- Alimentación del reactor

La alimentación del reactor consta de dos corrientes gaseosas, una formada por una mezcla de amoniaco y propileno, que entra a 338K y 2 atm, y otra de oxígeno, proveniente del horno, donde ha sido calentado hasta 723K y lleva una presión de 2,5 atm. Al tratarse de una reacción exotérmica, tras ponerse en contacto los reactivos, se producirá un incremento de temperatura, que con el sistema de refrigeración se logrará mantener en unos 723K.

La corriente de amoniaco y propileno, se introducirán por la parte superior de la placa distribuidora, mientras que la de oxígeno entrará por debajo de ella, con el objeto de evitar la formación de mezclas explosivas antes de la entrada al reactor. Para el cálculo de la cantidad de reactivos necesaria se ha tenido en cuenta la especificación en cuanto a la producción anual de acrilonitrilo. Se desea producir aproximadamente unas 75.000 toneladas al año. Sabiendo que el rendimiento respecto al acrilonitrilo en la planta va a ser de un 84%, y el coeficiente de utilización anual de la planta es de 0,95, se obtiene el flujo de acrilonitrilo que se necesita producir en el reactor, utilizando la siguiente expresión:

$$Flujo\ acrilonitrilo\ = \frac{Producción\ acrilonitrilo}{horas \cdot días \cdot PM \cdot Coef.utilización} \qquad [A.5.1]$$

Donde PM representa el peso molecular del acrilonitrilo, cuyo valor es 53 g/mol.

Sustituyendo los datos en la **Ecuación A.5.1**:

$$Flujo\ acrilonitrilo = \frac{75.000.000\ kg/año}{24h \cdot 365días \cdot 53kg/kmol \cdot 0{,}95} = 170{,}0426\ kmol/h$$

Además, se conoce que del total de acrilonitrilo producido, se obtendrá en la planta como producto final aproximadamente un 84%, y que la conversión respecto al propileno en el reactor es del 76%, con lo cual, haciendo uso de la siguiente expresión, se obtiene la cantidad de propileno necesaria a introducir en el reactor:

$$Flujo\ propileno = \frac{Flujo\ acrilonitrilo\ reactor}{Rendimiento \cdot Conversión} \qquad [A.5.2]$$

$$Flujo\ propileno = 266{,}1073\frac{kmol}{h} = 73{,}92mol/s$$

Conociendo la estequiometria de la reacción se obtienen los flujos de entrada del resto de reactivos, cuyos valores se recogen en la siguiente tabla.

Tabla A.5.1.
Datos de composición de la alimentación

Componente	**Caudal molar (kmol/h)**
Propileno	266,1073
Amoniaco	266,1073
Oxígeno	399,1610
Total	931,3756

5.3.2- Velocidad de fluidización

Una vez conocida la alimentación al reactor y las propiedades tanto de los reactivos, como del catalizador empleado, el siguiente paso es calcular la velocidad a la que se va a introducir la mezcla gaseosa, íntimamente ligada al diámetro del lecho, con el objetivo de lograr la fluidización de éste.

Cuando se hace pasar una corriente de gas a través de un lecho en sentido ascendente se observan una serie de etapas características según la velocidad con que el fluido atraviesa el lecho. Los distintos regímenes de flujo se muestran esquematizados en la figura adjunta, comparándolos mediante un gráfico de caída de presión frente a velocidad superficial. Cuando la velocidad superficial del fluido es suficientemente elevada para soportar el peso de las partículas sólidas comienza la fluidización incipiente, y esta velocidad se denomina velocidad mínima de fluidización u_{mf}.

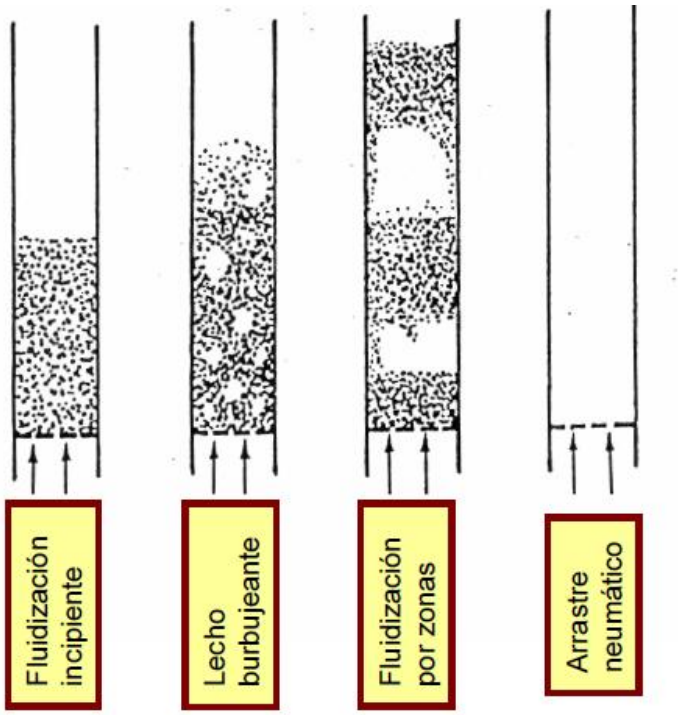


Figura A.5.1. Regímenes de flujo en fluidización

Cuando la velocidad superficial del gas aumenta respecto de u_{mf}, las burbujas comienzan a visualizarse (lecho burbujeante). En este caso, las burbujas de gas tienen dimensiones inferiores al diámetro del tubo, este régimen suele ser el encontrado en la operación a escala industrial.

Cuando la velocidad superficial del gas aumenta aún más se alcanza el régimen por zonas, donde el tamaño de las burbujas es comparable al diámetro del lecho, por lo que el movimiento de las burbujas es restringido por las paredes.

Cuando la velocidad superficial excede de la velocidad terminal, las partículas son transportadas fuera del sistema, se produce un transporte neumático (elutriación).

A continuación se va a calcular la velocidad mínima de fluidización y la velocidad terminal, para conocer en que rango de velocidades debe encontrarse la corriente de gases objeto de estudio.

5.3.2.1.- Velocidad mínima de fluidización

Para el caso de partículas pequeñas, con Re < 20, se utiliza la siguiente expresión para el cálculo de la velocidad mínima de fluidización:

$$u_{mf} = \frac{\left(\psi \cdot d_p\right)^2}{150} \cdot \frac{\rho_s - \rho_g}{\mu_g} \cdot g \cdot \frac{\varepsilon_{mf}^3}{1 - \varepsilon_{mf}} \qquad [A.5.3]$$

De la expresión se conocen todos los parámetros excepto ε_{mf}, que se trata de la porosidad de mínima fluidización y se obtiene con la siguiente expresión:

$$\varepsilon_{mf} = 0{,}586 \cdot \psi^{-0{,}72} \cdot \left(\frac{\mu^2}{\rho_g \cdot \eta \cdot d_p^3}\right)^{0{,}029} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_s}\right)^{0{,}021} \qquad [A.5.4]$$

Donde:

$$\eta = g\left(\frac{cm}{s^2}\right)\cdot\left(\rho_s - \rho_g\right)\left(\frac{g}{cm^3}\right) = 981\,\frac{cm}{s^2}\cdot(2{,}5 - 0{,}0013)\,\frac{g}{cm^3}$$
$$= 2.451{,}19\,\frac{g}{s^2 cm^2}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.5.4**, se obtiene:

$$\varepsilon_{mf} = 0{,}586\cdot 0{,}6^{-0{,}72}$$
$$\cdot\left(\frac{(4\cdot 10^{-4}\,g/(cm\cdot s))^2}{0{,}0013\,\frac{g}{cm^3}\cdot 2451{,}19\,\frac{g}{s^2 cm^2}\cdot(51\cdot 10^{-4}cm)^3}\right)^{0{,}029}$$
$$\cdot\left(\frac{0{,}0013\,\frac{g}{cm^3}}{2{,}5\,\frac{g}{cm^3}}\right)^{0{,}021} = 0{,}7$$

Conocido el valor de ε_{mf} , se procede a sustituir todos los términos de la **Ecuación A.5.3**,

$$u_{mf} = \frac{(0{,}6\cdot 51\cdot 10^{-4}cm)^2}{150}\cdot\frac{(2{,}5 - 0{,}0013)\,\frac{g}{cm^3}}{4\cdot 10^{-4}\,g/(cm\cdot s)}\cdot 981\,\frac{cm}{s^2}$$
$$\cdot\frac{0{,}7^3}{1 - 0{,}7} = 0{,}4441\ cm/s$$

Antes de continuar, se ha de comprobar que el Reynolds cumple con lo supuesto anteriormente, para ello se utiliza la expresión:

$$Re_p = \frac{u_{mf}\cdot d_p\cdot\rho_g}{\mu} \qquad [A.5.5]$$

$$Re_p = 7{,}5\cdot 10^{-3} < 20$$

Queda comprobado que es posible utilizar esa expresión para el cálculo de la velocidad mínima de fluidización.

5.3.2.2.- Velocidad terminal o de arrastre

A continuación se va a proceder a calcular el margen superior del rango posible de velocidades, que se trata de la velocidad terminal, y se halla utilizando la siguiente expresión:

$$u_t = \left(\frac{4}{225} \cdot \frac{\left(\rho_s - \rho_g\right)^2 \cdot g^2}{\rho_g \cdot \mu} \right)^{1/3} \cdot d_p \qquad [A.5.6]$$

Todos los parámetros que forman parte de la ecuación son conocidos, por lo que se sustituyen y se obtiene la velocidad terminal.

$$u_t = \left(\frac{4}{225} \cdot \frac{\left((2{,}5 - 0{,}0013)\frac{g}{cm^3}\right)^2 \cdot \left(981\frac{cm}{s^2}\right)^2}{0{,}0013\frac{g}{cm^3} \cdot \frac{4 \cdot 10^{-4} g}{cm \cdot s}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot 51 \cdot 10^{-4} cm$$

$$= 29{,}86\frac{cm}{s}$$

Esta ecuación es válida para aquellos casos en que Reynolds sea superior a 0,4 por lo que al igual que en el apartado anterior, se comprobará el valor de dicho número adimensional.

$$Re_p = \frac{u_t \cdot d_p \cdot \rho_g}{\mu} \qquad [A.5.7]$$

$$Re_p = 0{,}51 > 0{,}4$$

Ha sido correcto por tanto emplear la **Ecuación A.5.6.**

5.3.2.3.- Selección del valor de la velocidad

Una vez conocido el margen dentro del cual debe encontrarse la velocidad del gas, se seleccionará un determinado valor para ésta, y se procederá a realizar con él el resto de los cálculos.

Se ha tomado como valor de velocidad del gas, $u_o = 25\ cm/s$

5.3.3- Cálculo del diámetro del reactor

El recipiente donde se llevará a cabo la reacción será de forma cilíndrica, en cuyo interior se dispondrán una serie de tubos que tendrán como misión la refrigeración del reactor, y que más tarde serán diseñados. Para el comienzo del dimensionamiento del reactor, lo primero que se va a calcular será su diámetro. Se llevará a cabo partiendo de la siguiente expresión:

$$S \cdot Fracción\ libre\ de\ tubos = \frac{Flujo\ volumétrico}{Velocidad\ del\ gas} \qquad [A.5.8]$$

Donde S representa a la sección del reactor, y la velocidad del gas tendrá el valor que se ha seleccionado en el apartado anterior, u_o.

En un principio, no se conoce el dato exacto de tubos que se necesitarán, por lo que se supondrá que toda la superficie del reactor está libre de tubos, es decir, que la fracción no ocupada por tubos es 1; con esta premisa, se calculará mediante un proceso iterativo que se explicará a continuación un diámetro de reactor, conociendo éste, se hallará mediante un balance energético la cantidad de tubos necesarios y sus dimensiones, de este modo se obtiene un nuevo valor de diámetro ya incluyendo la fracción ocupada por los tubos. Con este nuevo diámetro se repetirá el proceso iterativo hasta que el diámetro obtenido al final de la iteración coincida con el supuesto al principio de ésta.

Se procede entonces a obtener el diámetro del reactor libre de tubos sustituyendo los valores conocidos en la **Ecuación A.5.8.** El flujo volumétrico de gases en el reactor es simple de calcular conociendo el caudal molar total de gases, el peso molecular medio y la densidad de la mezcla.

- Q_m = Caudal molar = 931,3756 kmol/h
- ρ_g = 1,331 kg/m^3
- PM_m = 30,6 kg/kmol

$$Flujo\ volumétrico = \frac{Q_m \cdot PM_m}{\rho_g} = 21.414{,}14\frac{m^3}{h} = 5{,}95\frac{m^3}{s}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.5.8:**

$$Sección\ reactor = \frac{5{,}95\frac{m^3}{s}}{0{,}25\frac{m}{s}} = 23{,}79m^2$$

La sección de un recipiente cilíndrico viene dado por la expresión

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \qquad [A.5.9]$$

Donde *D* representa el diámetro del reactor, que si se despeja queda:

$$D = \sqrt{\frac{(4 \cdot S)}{\pi}} = 5{,}50\ m$$

5.3.4- Tamaño y velocidad de las burbujas en el lecho

Las burbujas se forman a partir de la diferencia de densidades entre el gas y el sólido, salen desde el distribuidor y comienzan a ascender. Para

el cálculo del diámetro de burbuja, se recurre a la Ecuación de Darton, que se muestra a continuación:

$$D_b = 0{,}474 \cdot \left[\frac{u_o - u_{mf}}{\varphi - \sqrt{g}}\right]^{0,4} \cdot \left(H + 3{,}94 \cdot \sqrt{A_0}\right)^{0,3} \qquad [A.5.10]$$

Donde: H Altura del lecho fluidizado, cm.

A_0 Área de orificio de la placa distribuidora, cm^2.

φ Es una constante que toma los siguientes valores:

φ = 0,64 para $D_t \leq 1$ m.

$\varphi = 1{,}6 D_t^{0,4}$ para $D_t > 1$m.

u_0 Velocidad de fluidización, cm/s.

u_{mf} Velocidad mínima de fluidización, cm/s.

Para comenzar los cálculos se ha de suponer inicialmente dos premisas, en primer lugar un valor para la altura, que se tomará H = 10 m = 1.000 cm, y en segundo lugar se diseñará el reactor asumiendo que la placa distribuidora tendrá un tamaño de orificio de 0,3 cm de diámetro, por lo que el área de orificios de la placa será:

$$A_0 = \pi \cdot \frac{0{,}3^2}{4} = 0{,}071\ cm^2$$

Si se sustituyen todos los valores en la **Ecuación A.5.10**:

$$D_b = 0{,}474 \cdot \left[\frac{25\frac{cm}{s} - \frac{0{,}44cm}{s}}{1{,}6 \cdot (550cm)^{0,4} - \sqrt{981\frac{cm}{s^2}}}\right]^{0,4} \cdot \left(1.000 + 3{,}94 \cdot \sqrt{0{,}071cm^2}\right)^{0,3} = 1{,}03\ cm$$

Como se observa, se obtiene un diámetro de burbuja de 1,03 cm. Una vez conocido este valor, se procede al cálculo de la velocidad con la cual ascenderán las burbujas a través del lecho, para ello se aplica la siguiente expresión, propuesta por Davidson y Harrison, específica para una sola burbuja:

$$u_{br} = 0{,}71 \cdot \sqrt{g \cdot D_b} \qquad [A.5.11]$$

Sustituyendo los datos, la expresión queda de la siguiente forma:

$$u_{br} = 0{,}71 \cdot \sqrt{981 \frac{cm^2}{s} \cdot 1{,}03\ cm} = 22{,}59 \frac{cm}{s}$$

El caso más común se trata de aquel que considera la presencia de muchas burbujas en el lecho, cuando esto ocurre, la velocidad calculada se vería afectada por otros factores, el resto de burbujas presentes, el arrastre de unas burbujas sobre otras, etc.

Un número elevado de burbujas deriva de la situación de una alta cantidad de gas atravesando el lecho, lo que implica un mayor valor de u_0, por lo tanto, cuanto mayor sea el valor de esta velocidad de fluidización, más rápida será la velocidad de ascensión de la burbuja.

Otros factores que pueden afectar a este término son la viscosidad del gas y el tamaño y la densidad de las partículas sólidas que forman el lecho.

Para una mejora del modelo de Kunii y Levenspiel, Davidson y Harrison proponen una expresión simple para reflejar las interacciones en estos sistemas, y hallar así la velocidad global de ascensión de todas las burbujas en el lecho, y es la que se muestra a continuación.

$$u_b = u_o - u_{mf} + u_{br} \qquad [A.5.12]$$

$$u_b = 25\ {}^{cm}/_{s} - 0{,}44\ {}^{cm}/_{s} + 22{,}59\ {}^{cm}/_{s} = 47{,}14\ {}^{cm}/_{s}$$

Otro parámetro a tener en cuenta y que va a ser necesario más adelante en el diseño siguiendo el modelo de Kunii y Levenspiel se trata de la fracción de lecho ocupada por burbujas, que será calculada atendiendo a la siguiente expresión.

$$\delta = \frac{u_0 - u_{mf}}{u_b} \qquad [A.5.13]$$

Ya se conocen todos los términos presentes en la ecuación anterior, así que se procede a su sustitución:

$$\delta = \frac{25\ cm/s - 0{,}44 cm/s}{47{,}14\ cm/s} = 0{,}52$$

Se tiene una fracción de burbujas en el lecho de 0,52.

Una vez conocido este valor, se procede al cálculo de la velocidad de subida del gas en la emulsión y la de descenso de los sólidos a partir de las siguientes expresiones.

Velocidad de descenso de los sólidos:

$$u_s = \frac{\alpha \cdot \delta \cdot u_b}{1 - \delta - \alpha\delta} \qquad [A.5.14]$$

El parámetro α relaciona el volumen de la estela y de la burbuja, y se determina a partir de la figura adjunta, en función del diámetro de partícula y del tipo de relleno.

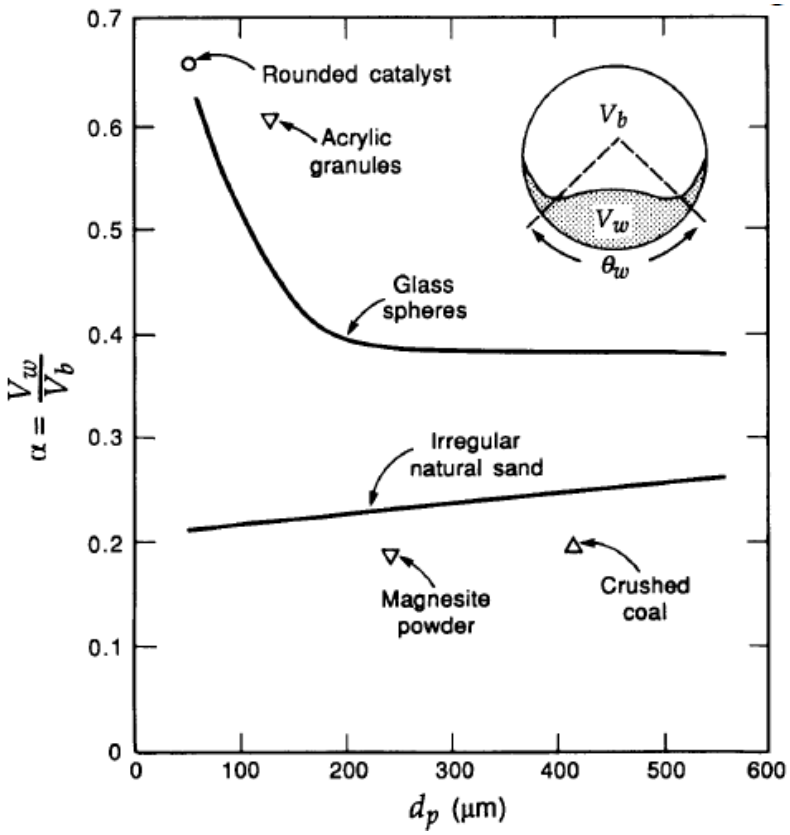


Figura A.5.2. Relación entre volumen de estela y de burbuja.

En función de la gráfica anterior, para un diámetro de partícula de 51 μm y considerándolas partículas esféricas de catalizador, se determina un valor de α = 0,65. Por lo que, sustituyendo en la **Ecuación A.5.14**, la velocidad de bajada de los sólidos es la siguiente,

$$u_s = 112{,}08\ cm/s$$

Velocidad de subida del gas en la emulsión:

$$u_e = \frac{u_{mf}}{\varepsilon_{mf}} - u_s \qquad [A.5.14]$$

$$u_e = -111{,}45\ cm/s$$

Como se puede comprobar, la velocidad de bajada de sólidos y la de ascenso de gas tienen signos opuestos. Esta última velocidad tiene signo

negativo ya que se considera signo positivo al sentido hacia abajo en el lecho, y ésta se trata de una ascensión.

5.3.5- Determinación de la altura de lecho

Para poder determinar la altura que tendrá el lecho, es necesario realizar un análisis de la transferencia de materia que ocurre entre las diferentes fases del lecho fluidizado.

Para el intercambio de gas que ocurre entre la nube y la burbuja, se aplica la expresión propuesta por Kunii y Levenspiel para el cálculo del coeficiente de intercambio de gas, K_{bc}, el cual, además, tendrá el mismo valor que el coeficiente de intercambio de gas inverso, es decir $K_{bc} = K_{cb}$. La ecuación que se utiliza para determinarlo se muestra a continuación.

$$K_{bc} = 4{,}5 \cdot \left(\frac{u_{mf}}{D_b}\right) + 5{,}85 \cdot \left(\frac{D^{1/2} \cdot g^{1/4}}{D_b^{5/4}}\right) \qquad [A.5.16]$$

De esta ecuación se conocen ya todos los valores, aunque se resumen a continuación:

- u_{mf} = 0,44 cm/s
- D_b = 1,03 cm
- D = 0,39 cm^2/s

Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.5.16**, resulta un coeficiente de intercambio de gas entre la nube y la burbuja de,

$$K_{bc} = 4{,}5 \cdot \left(\frac{0{,}44\ cm/s}{1{,}03\ cm}\right) + 5{,}85 \cdot \left(\frac{(0{,}39 cm^2/s)^{1/2} \cdot (981\ cm/s^2)^{1/4}}{(1{,}03\ cm)^{\ 5/4}}\right)$$
$$= 21{,}60\ s^{-1}$$

Del mismo modo, se tiene una expresión análoga para el cálculo del coeficiente de intercambio de gas entre la nube y la emulsión, K_{ce}, que se determina mediante la siguiente ecuación:

$$K_{ce} = 6{,}77 \cdot \sqrt{\left(\frac{\varepsilon_{mf} \cdot D \cdot u_b}{D_b^3}\right)} \qquad [A.5.17]$$

Donde ε_{mf} representa la porosidad del lecho para la mínima fluidización, y ha sido calculada en apartados anteriores, habiéndose obtenido un valor de $\varepsilon_{mf} = 0{,}7$.

Al sustituir los valores en la **Ecuación A.5.17**, se obtiene el valor para el coeficiente de intercambio de gas entre la nube y la emulsión, que resulta:

$$K_{ce} = 6{,}77 \cdot \sqrt{\left(\frac{0{,}7 \cdot 0{,}39 \ \frac{cm^2}{s} \cdot 47{,}14 \ \frac{cm}{s}}{(1{,}03 \ cm)^3}\right)} = 23{,}22 \ s^{-1}$$

Conociendo los coeficientes de transferencia de materia, la cantidad de gas intercambiada entre las fases de un lecho fluidizado puede ser calculada y combinada para predecir el comportamiento global de la transferencia de materia y de la reacción en el lecho.

A continuación se procede a desarrollar un balance de materia a cada una de las fases existentes en el lecho, éstos serán aplicados a un elemento diferencial de altura, Δz, para un componente A, en cada una de las fases.

Queda esquematizado este elemento diferencial en la figura que se muestra a continuación.

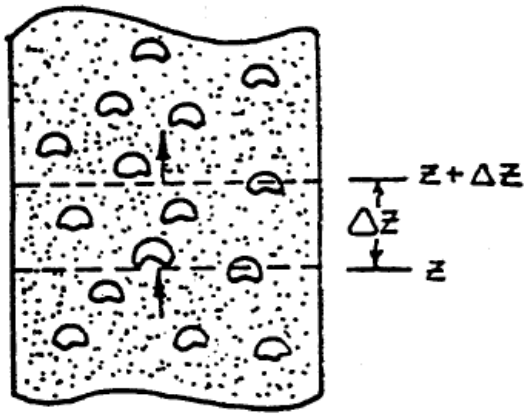


Figura A.5.3. Elemento diferencial de altura en el lecho

La ecuación general que se va a utilizar para un balance global de materia es la expuesta a continuación, asumiendo que se trata de un sistema en condiciones de estado estacionario, lo que implica que la acumulación es nula. La expresión queda de la siguiente forma:

$$\begin{bmatrix} ENTRADA \\ sección\ z \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} SALIDA \\ sección \\ z + \Delta z \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} Transferido \\ a \\ fase\ nube \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} Consumo \\ por \\ reacción \end{bmatrix} = 0 \qquad [A.5.18]$$

Se va a comenzar por el balance de materia a la fase burbuja, se analiza en primer lugar la entrada, es decir, la cantidad de A que entra en z, asumiendo que el lecho entero está formado por burbujas, y viene dado por el flujo:

Fase Burbuja:

$$(u_b \cdot A_c \cdot C_{Ab}) \cdot (\delta) = \begin{pmatrix} Caudal \\ molar \\ de\ \ A \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} Fracción\ de \\ lecho\ ocupada \\ por\ burbujas \end{pmatrix}$$

Se puede escribir una expresión similar para la cantidad de A en el flujo de salida en la sección z + Δz. Además, se considera que para una

reacción de orden 1, la velocidad de reacción viene determinada por la siguiente expresión.

$$r_{Ab} = -k_b \cdot C_{Ab}$$

Donde k_b es la constante de velocidad de reacción en la fase burbuja.

Teniendo en cuenta todos estos parámetros, y sustituyéndolos en la **Ecuación A.5.18**, queda el balance de materia para la fase burbuja que se muestra en la siguiente expresión.

$$\begin{aligned}[(u_b \cdot A_c \cdot C_{Ab})(\delta)]_z - [(u_b \cdot A_c \cdot C_{Ab})(\delta)]_{z+\Delta z} \\ - [K_{bc} \cdot (C_{Ab} - C_{Ac}) \cdot A_c \cdot \Delta z \cdot \delta] - [k_b \cdot C_{Ab} \cdot A_c \cdot \Delta z \cdot \delta] \\ = 0\end{aligned}$$

Dividiendo todos los términos entre $A_c \cdot \Delta z \cdot \delta$, y tomando el límite cuando Δz → 0, el balance de materia en la sección Δz para el componente A en la fase burbuja, queda definitivamente:

$$u_b \cdot \frac{dC_{Ab}}{dz} = -k_b \cdot C_{Ab} - K_{bc}(C_{Ab} - C_{Ac}) \qquad [A.5.19]$$

Si se realiza el mismo procedimiento para las otras dos fases, nube y emulsión, se obtendrán expresiones análogas para sus balances de materia, a continuación se muestran las resultantes para cada una de estas fases.

Fase nube:

$$u_b \delta \left[\frac{3 \cdot \left({u_{mf}}/{\varepsilon_{mf}} \right)}{u_{br} - \left({u_{mf}}/{\varepsilon_{mf}} \right)} + \alpha \right] \frac{dC_{Ac}}{dz} = K_{bc}(C_{Ab} - C_{Ac}) - K_{ce}(C_{Ac} - C_{Ae}) - k_c C_A \qquad [A.5.20]$$

Donde k_c es la constante de velocidad de reacción en la fase nube, para $r_{Ac} = -k_c \cdot C_{Ac}$ y el producto $\alpha{\cdot}\delta$ representa la fracción del lecho en estelas.

Fase emulsión:

La fracción del lecho en la fase emulsión viene dada por la expresión: $1 - \delta - \alpha\delta$. La expresión para el balance de materia que se obtiene se refleja en la siguiente ecuación.

$$u_e \left(\frac{1 - \delta - \alpha\delta}{\delta}\right) \frac{dC_{Ae}}{dz} = K_{ce}(C_{Ac} - C_{Ae}) - k_e C_{Ae} \qquad [A.5.21]$$

Siendo k_e la constante de velocidad de reacción en la fase emulsión, para $r_{Ae} = -k_e \cdot C_{Ae}$.

El conjunto de los tres balances de materia da lugar a tres ecuaciones diferenciales con una variable independiente, z, y tres variables dependientes, C_{Ac}, C_{Ab} y $C_{Ae.}$ Estas tres ecuaciones pueden ser resueltas por métodos numéricos pero el modelo de Kunii y Levenspiel simplifica este sistema, asumiendo que los términos de derivación de la izquierda de los balances de materia en las fases nube y emulsión son despreciables en comparación con los términos de la derecha de la igualdad.

Aplicando la anterior simplificación y asumiendo el término t como el tiempo que ha pasado la burbuja en el lecho hasta alcanzar la posición z, $t = z/u_b$, las **Ecuaciones A.5.19, A.5.20** y **A.5.21** quedan de la forma:

$$\frac{dC_{Ab}}{dt} = -(k_b C_{Ab}) - K_{bc}(C_{Ab} - C_{Ac}) \qquad [A.5.22]$$

$$K_{bc}(C_{Ab-}C_{Ac}) = (k_c C_{Ac}) + K_{ce}(C_{Ac} - C_{Ae}) \qquad [A.5.23]$$

$$K_{ce}(C_{Ac-}C_{Ae}) = (k_e C_{Ae}) \qquad [A.5.24]$$

Para poder resolver el conjunto de ecuaciones de los balances de materia obtenidos, se han de conocer los valores de k_b, k_c y k_e. Para ello es necesario definir y calcular tres nuevos parámetros.

$$\gamma_b = \frac{\begin{matrix}Volúmen\ de\ sólidos\\ en\ las\ burbujas\end{matrix}}{Volúmen\ de\ burbujas} = 0{,}001 \sim 0{,}01 \qquad [A.5.25]$$

$$\gamma_b = 0{,}01$$

$$\gamma_c = \frac{\begin{matrix}Volúmen\ de\ sólidos\\ en\ las\ nubes\end{matrix}}{Volúmen\ de\ burbujas} = (1-\varepsilon_{mf})\left[\frac{3\left({}^{u_{mf}}/_{\varepsilon_{mf}}\right)}{u_b - \left({}^{u_{mf}}/_{\varepsilon_{mf}}\right)} + \alpha\right]$$

$$[A.5.26]$$

$$\gamma_c = 0{,}21$$

$$\gamma_e = \frac{\begin{matrix}Volúmen\ de\ sólidos\\ en\ la\ emulsión\end{matrix}}{Volúmen\ de\ burbujas} = (1-\varepsilon_{mf})\left(\frac{1-\delta}{\delta}\right) - \gamma_c - \gamma_b$$

$$[A.5.27]$$

$$\gamma_e = 0{,}06$$

Las relaciones entre estos tres parámetros y las constantes de velocidad de reacción en cada fase son las siguientes,

$$k_b = \gamma_b k_{cat} \qquad k_c = \gamma_c k_{cat} \qquad k_e = \gamma_e k_{cat}$$

Donde K_{cat} representa la constante de la velocidad de la reacción catalizada, cuyo valor se conoce.

Sustituyendo estos términos en las **Ecuaciones A.5.22, A.5.23** y **A.5.24**, las expresiones de los balances de materia resultan finalmente como se muestran a continuación.

FASE BURBUJA

$$\frac{dC_{Ab}}{dt} = -(\gamma_b k_{cat} C_{Ab}) - K_{bc}(C_{Ab} - C_{Ac}) \qquad [A.5.28]$$

FASE NUBE

$$K_{bc}(C_{Ab-}C_{Ac}) = (\gamma_c k_{cat} C_{Ac}) + K_{ce}(C_{Ac} - C_{Ae}) \qquad [A.5.29]$$

FASE EMULSIÓN

$$K_{ce}(C_{Ac-}C_{Ae}) = (\gamma_e k_{cat} C_{Ae}) \qquad [A.5.30]$$

Cuando se trata de una reacción de orden 1, como es el caso que se estudia, estas tres expresiones pueden combinarse en una sola ecuación diferencial. Para llegar a ella es necesario expresar la concentración del compuesto A en la fase emulsión C_{Ae}, y en la fase nube C_{Ac} en términos de concentración de la fase burbuja C_{Ab} . En primer lugar, de la **Ecuación A.5.30** se despeja la concentración de A en la fase emulsión, dando lugar a la siguiente expresión:

$$C_{Ae} = \frac{K_{ce} C_{Ac}}{\gamma_e k_{cat} + K_{ce}} \qquad [A.5.31]$$

A continuación se despeja de la **Ecuación A.5.29** la concentración de A en la fase nube, C_{Ac}, al hacerlo se sustituye en la expresión el término C_{Ae} por el obtenido en la **Ecuación A.5.31**,

$$C_{Ac} = \frac{K_{bc}\, C_{Ab}}{\gamma_c k_{cat} + K_{bc} + \left[\frac{K_{ce}\gamma_e k_{cat}}{\gamma_c k_{cat} + K_{ce}}\right]} \qquad [A.5.32]$$

Si se sustituye esta expresión en la **Ecuación A.5.28**, se llega a una nueva ecuación del balance de materia para la fase burbuja, cuyo resultado es el que se muestra a continuación,

$$\frac{dC_{Ab}}{dt} = \gamma_b k_{cat}\, C_{Ab} + \left[C_{Ab} - \frac{K_{bc}\, C_{Ab}}{\gamma_c k_{cat} + K_{bc} + \left[\frac{K_{ce}\gamma_e k_{cat}}{\gamma_e k_{cat} + K_{ce}}\right]}\right]$$

Reordenando los términos, queda la expresión:

$$-\frac{dC_{Ab}}{dt} = k_{cat}\, C_{Ab}\left[\gamma_b + \frac{1}{\frac{k_{cat}}{K_{bc}} + \frac{1}{\gamma_c + \frac{1}{\frac{1}{\gamma_e} + \frac{k_{cat}}{K_{ce}}}}}\right]$$

Si se le designa K_R al término que se encuentra entre corchetes, cuyo valor es el siguiente, K_R = 0,2707 (Para $\gamma_b = 0{,}01;\ \gamma_c = 0{,}21\ y\ \gamma_e = 0{,}06$)

Sustituyéndolo en la ecuación resulta:

$$-\frac{dC_{Ab}}{dt} = k_{cat}\, C_{Ab} K_R \qquad [A.5.33]$$

Por otro lado, la concentración del reactivo A, se puede expresar en función de la conversión, mediante la relación siguiente,

$$C_{Ab} = C_{A0}(1 - X) \qquad [A.5.34]$$

Donde: C_{Ao} Concentración inicial del compuesto A
X Conversión alcanzada

Al sustituir esta última expresión en la **Ecuación A.5.33**, se obtiene

$$\frac{dX}{dt} = k_{cat}\, K_R (1 - X)$$

Si se integra esta ecuación se llega a la obtención de la ecuación de diseño, de la cual se obtiene la altura de lecho necesaria. La ecuación de diseño es la siguiente,

$$ln\left(\frac{1}{1-X}\right) = k_{cat}\, K_R\, t \qquad [A.5.35]$$

Para finalizar, conociendo que la altura de lecho necesaria viene dada por $h = t \cdot u_b$, y a partir de la **Ecuación A.5.35** se llega a la expresión que se utiliza para el cálculo de la altura de lecho.

$$h = \frac{u_b}{k_{cat}\, K_R} \cdot \ln \frac{1}{1-X} \qquad [A.5.36]$$

Se conocen todos los valores de los términos de esta ecuación, que se resumen a continuación:

u_b = 47,14 cm/s
k_{cat} = 1,0389 s^{-1}
K_R = 0,2707
X=0,76

Sustituyendo todos estos datos en la **Ecuación A.5.36**, se obtiene un valor para la altura de lecho fluidizado de:

$$h = \frac{47{,}14\ cm/s}{1{,}0389 s^{-1} \cdot 0{,}2707} \cdot \ln \frac{1}{1-0{,}76} = 239{,}21\ cm$$

Conocido el valor de la altura de lecho en estado de fluidización se procede a determinar esta dimensión pero para el caso de lecho compacto, para ello se hace uso de la expresión que se muestra a continuación.

$$h_c = \frac{h(1-\delta)\left(1-\varepsilon_{mf}\right)}{1-\varepsilon_m} \qquad [A.5.37]$$

$$h_c = \frac{239{,}21\ cm(1-0{,}52)(1-0{,}7)}{1-0{,}5} = 68{,}90\ cm$$

Además de conocer estos dos valores de alturas, es necesario, a la altura del lecho fluidificado, añadir *H*, que expresa la altura de la sección de lecho entre la superficie de la fase emulsión y la salida de los productos gaseosos, y *TDH*, la altura necesaria para que las partículas de catalizador caigan de nuevo al lecho. Para determinar estos dos incrementos en la altura, se utilizan las siguientes expresiones:

Para el cálculo de TDH,

$$\frac{u_0^2}{g \cdot TDH} = 10^{-3} \qquad [A.5.38]$$

Despejando de la expresión el término *TDH* resulta, *TDH* = 637,10 cm.

Para determinar H,

$$F = F_0 \cdot e^{-aH} \qquad [A.5.39]$$

Donde: *a* Constante de desagregación de las partículas catalíticas. F/F_0 = 0,01 (Para condiciones normales de arrastre en el lecho, cuando la velocidad de fluidización no es elevada).

El valor de la constante *a* se determina a partir de la velocidad de fluidización y del diámetro de partícula a partir de la gráfica que se muestra a continuación.

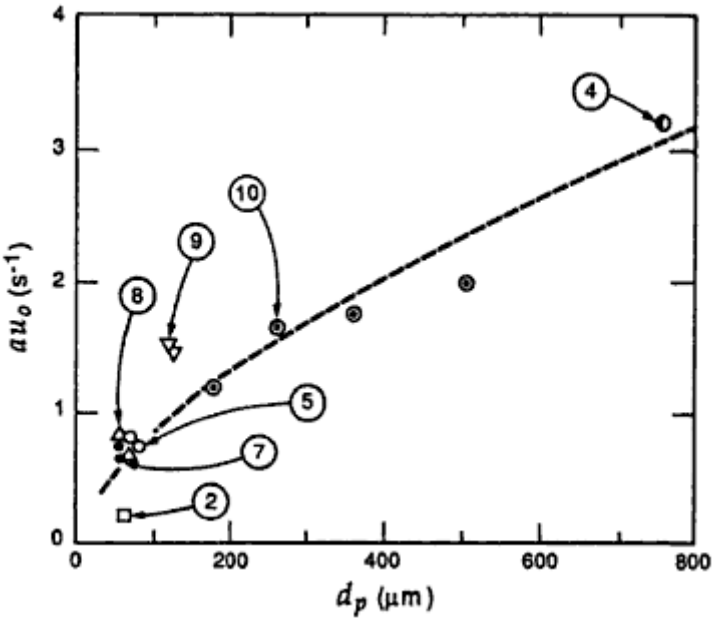


Figura A.5.4. Constante de desagregación de las partículas catalíticas.

Para un diámetro de partícula de 51μm, y localizando la intersección con la línea discontinua, que muestra el valor para partículas de catalizador esféricas, se obtiene un valor de $a \cdot u_s = 0{,}5\ s^{-1}$, despejando el coeficiente a = 0,02 cm^{-1}.

Sustituyendo estos valores en la **Ecuación A.5.39**, y despejando el valor de *H* se obtiene:

$$H = 230{,}26\ cm$$

Finalmente ya es posible determinar la altura total del reactor, ya que ésta es la suma de las alturas de lecho fluidizado, de H y de TDH.

$$h_{TOT} = h + H + TDH \qquad [A.5.40]$$

$$h_{TOT} = 1.106{,}57\ cm$$

En el **Apartado 5.3.4** del presente anexo, se supuso inicialmente una altura de reactor de 1.000 cm, como se puede observar, no coincide con la que se ha obtenido tras realizar los cálculos. El procedimiento que se sigue a continuación es realizar todos los pasos desde el **Apartado 5.3.4**, pero con la suposición de un nuevo valor de altura, el obtenido en la **Ecuación A.5.40.** Al finalizar toda la secuencia de cálculo se obtendrá otro valor de altura para comparar con el supuesto, y si no coinciden se repetirá el proceso hasta que el valor supuesto y el calculado sean el mismo. Una vez realizada esta iteración se obtiene un valor final de altura:

$$h_{TOT} = 11{,}15\ m$$

5.3.6- Determinación de la masa de catalizador

Conocidas las dimensiones del reactor, y las propiedades fundamentales del catalizador que se va a utilizar, es posible determinar la masa de catalizador que va a ser necesaria mediante la siguiente expresión.

$$W = \rho_c A_r h_c (1 - \varepsilon) \qquad [A.5.41]$$

Donde: ρ_c Densidad del catalizador.

A_r Área del reactor, $A_r = \pi \frac{D^2}{4}$

h_c Altura lecho compacto.

ε Porosidad.

El término h_c será el obtenido en la última iteración del cálculo de la altura total del reactor, realizado en el **Apartado 5.3.5.** Este presenta un valor de h_c = 71,02 cm. Sustituyendo todos estos valores en la **Ecuación A.5.41**, resulta una masa de catalizador:

$$W = 2{,}5 \frac{g}{cm^3} \cdot 237934{,}84\ cm^2 \cdot 71{,}02\ cm(1 - 0{,}5) = 21123637{,}49\ g$$
$$= 21{,}12\ ton.$$

5.3.7- Placa distribuidora de gas

Para los reactores de lecho fluidizado como el que se está modelando, los tamaños de las burbujas (y su distribución radial-axial) determinan la eficiencia de esos procesos, por lo tanto, es importante desarrollar técnicas que permitan fijar y controlar los tamaños de burbuja que se generan en estos reactores.

En la zona inferior del reactor se situará una placa perforada, con el objetivo de lograr una buena distribución de los gases en el lecho, así como un tamaño de burbuja adecuado.

El número de orificios de que consta el distribuidor del gas va a depender, entre otras cosas, de la pérdida de presión en éste. La pérdida de presión en el distribuidor será la mayor de dos valores: 35 g/cm^2 o bien, la obtenida mediante la siguiente expresión:

$$\Delta P_{distribuidor} = 10\%\ \Delta P_{lecho} = 0{,}1 \cdot \frac{W}{A_r} \qquad [A.5.42]$$

Donde: A_r Área del reactor, $A_r = \pi \frac{D^2}{4}$.

W Masa de catalizador, g.

Sustituyendo los valores en la **Ecuación A.5.42**, se obtiene una pérdida de presión en el distribuidor:

$$\Delta P_{distribuidor} = 0{,}1 \cdot \frac{26.645.999{,}41\ g}{\pi \frac{(550cm)^2}{4}} = 11{,}20 \frac{g}{cm^2} < 35 \frac{g}{cm^2}$$

Se tomará por tanto una pérdida de presión de 35 g/cm^2.

Una vez conocida la caída de presión en el distribuidor, se procede al cálculo de la velocidad del gas a través de los orificios mediante la siguiente expresión.

$$u_{or} = C_d \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \Delta P_{distribuidor}}{\rho_g}} \qquad [A.5.43]$$

Siendo C_d un coeficiente de orificio, que se determina haciendo uso de la siguiente tabla, dependiendo del número de Reynolds.

Tabla A.5.2
Coeficiente de orificio en función del número de Reynolds
("Fluidization Engineering", D. Kunii y O. Levenspiel)

Re	100	300	500	1000	2000	>3000
Cd	0,68	0,70	0,68	0,64	0,61	0,60

Para conocer pues el valor del coeficiente de orificio, en primer lugar habrá que calcular el número de Reynolds a través de la expresión,

$$Re = \frac{D \cdot \rho_g \cdot u_0}{\mu} \qquad [A.5.44]$$

Donde: ρ_g Densidad del gas.
u_0 Velocidad de fluidización.
D Diámetro del reactor.
μ Densidad del gas.

Si se sustituyen en la **Ecuación A.5.44** los valores de todos estos términos ya conocidos, resulta,

$$Re = \frac{550cm \cdot 0{,}0013 \frac{g}{cm^3} \cdot 25cm/s}{4 \cdot 10^{-4} g/(cm \cdot s)} = 4{,}58 \cdot 10^4$$

Por tanto, y como Re > 3.000, el coeficiente de orificio adopta un valor de $C_d = 0{,}60$. Sustituyendo en la **Ecuación A.5.43:**

$$u_{or} = 0{,}60 \sqrt{\frac{2 \cdot 981 \frac{cm}{s^2} \cdot 35 g/cm^2}{0{,}0013 \frac{g}{cm^3}}} = 4.360{,}77\ cm/s$$

A continuación, conocida la velocidad del gas a través de los orificios, se va a determinar la fracción de área abierta mediante la relación entre las velocidades.

$$\frac{u_0}{u_{or}} \approx 0{,}6\%$$

El siguiente paso es la selección del diámetro de orificio y el cálculo del número y disposición geométrica de éstos, para ello construimos una tabla a partir de la siguiente relación:

$$u_0 = d_{or}^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot u_{or} \cdot N_{or} \qquad [A.5.45]$$

Donde: d_{or} Diámetro de orificio.
N_{or} Número de orificios por cm^2.
u_{or} Velocidad a través de los orificios.

Como se ha comentado, a partir de esta expresión se construye una tabla que relaciona el diámetro de orificio con el número de orificios por cm^2.

Tabla A.5.3.
Relación entre diámetro de orificio y número de orificios por cm^2

d_{or} (cm)	N_{or}/cm^2
0,1	0,73
0,2	0,18
0,3	0,08
0,5	0,03

Como se asumió al comienzo del diseño, los orificios tendrán un diámetro de 0,3 cm, por lo que se tendrán 0,08 orificios por cm^2. La disposición de los orificios será aquella en la que formen triángulos equiláteros, siendo los orificios los vértices de dichos triángulos, separados entre ellos por una distancia Pitch.

En la siguiente figura se muestra un esquema clarificador de esta disposición, donde el valor L_h representa esa distancia Pitch.

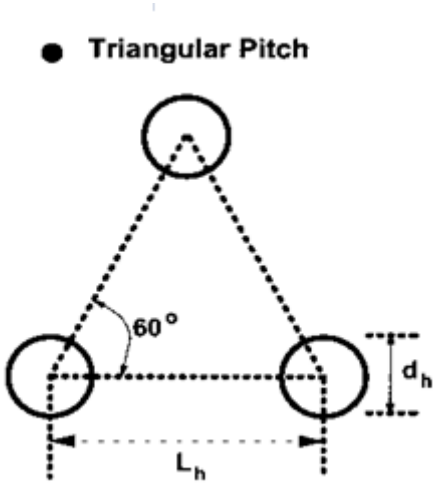


Figura A.5.5. Disposición triangular de los orificios

Mediante un análisis geométrico se obtiene una expresión para hallar el valor de la distancia entre orificios, ésta se muestra a continuación.

$$Pitch = \frac{1}{\sqrt{N \cdot sen60°}} \qquad [A.5.46]$$

$$Pitch = \frac{1}{\sqrt{\frac{0,08}{cm^2} \cdot sen60°}} = 3,77\ cm$$

En resumen, la placa distribuidora de gas estará formada por orificios de 0,3 cm de diámetro, distribuidos de forma triangular con una separación

entre centros de 3,77 cm, y con una densidad de orificios de 0,08 orificios/cm^2.

5.3.8- Refrigeración del reactor. Superficie de intercambio de calor

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, será necesario recurrir a un método complementario que permita mantener el sistema en condiciones casi isotérmicas. Dicho método se basa en refrigerar el reactor por medio del agua procedente del sistema de calderas y generar vapor de alta 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. En este caso, solo se deberá establecer el caudal de agua necesario.

Más adelante se procederá al diseño de los tubos de refrigeración, pero en primer lugar se determinará la superficie necesaria para que se de ese intercambio de calor.

Para tubos verticales, se tiene la siguiente expresión para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo:

$$\frac{h_w d_p}{k_g} = 0{,}01844 \cdot C_R \cdot \left(1 - \varepsilon_f\right)\left(\frac{Cp_g \rho_g}{k_g}\right)^{0{,}43}\left(\frac{d_p \rho_g u_0}{\mu}\right)^{0{,}23}\left(\frac{Cp_s}{Cp_g}\right)^{0{,}8}\left(\frac{\rho_s}{\rho_g}\right)^{0{,}66}$$

$$[A.5.47]$$

Donde: h_w Coeficiente externo de transferencia de calor, $\frac{cal}{cm^2 \cdot s \cdot ℃}$.

d_p Diámetro de partícula, cm.

k_g Coeficiente de transferencia de calor del gas, $\frac{cal}{cm \cdot s \cdot ℃}$.

C_R Factor de corrección para tubos no concéntricos al recipiente.

$$\left(1 - \varepsilon_f\right) = (1 - \varepsilon)\frac{h_c}{h}$$

Cp_g Capacidad calorífica del gas, cal/(ºC·g).

ρ_g Densidad del gas, g/cm^3.

u_0 Velocidad de fluidización, cm/s.

μ Viscosidad del gas, g/(cm·s).

Cp_s Capacidad calorífica del catalizador, cal/(ºC·g).

ρ_s Densidad del catalizador, g/cm^3.

El factor de corrección C_R toma valores en el rango de 1 a 2 según la posición adimensional del tubo con respecto al centro del reactor (D. Kunii y O. Levenspiel, 1.991). En este caso existen tubos a lo largo de toda la sección del reactor, por lo que se tomará el valor intermedio, C_R = 1,5.

En el término $\left(1 - \varepsilon_f\right) = (1 - \varepsilon)\frac{h_c}{h}$, los valores de h y h_c son los de la altura de lecho fluidizado y la altura de lecho compacto, respectivamente, obtenidos en la última iteración en el cálculo de la altura total del reactor, realizado en el **Apartado 5.3.5.**

Los valores obtenidos en esta última iteración para estos términos son h = 246,66 cm y h_c = 71,02 cm.

Se sustituyen todos estos datos en la **Ecuación A.5.47**, y se despeja el coeficiente externo de transferencia de calor.

$$\frac{h_w \cdot 51 \cdot 10^{-4}}{1{,}3 \cdot 10^{-4}} = 0{,}01844$$

$$\cdot 1{,}5(1-0{,}5)\frac{71{,}02}{246{,}66}\left(\frac{0{,}5 \cdot 0{,}0013}{1{,}3 \cdot 10^{-4}}\right)^{0{,}43}$$

$$\cdot\left(\frac{51 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}0013 \cdot 25}{4 \cdot 10^{-4}}\right)^{0{,}23}\left(\frac{0{,}2}{0{,}5}\right)^{0{,}8} \cdot \left(\frac{2{,}5}{0{,}0013}\right)^{0{,}66}$$

$$h_w = 0{,}0117\ \frac{cal}{cm^2 \cdot s \cdot ℃}$$

Conocidos los coeficientes de transferencia de calor, tanto externo (h_w) como interno (h_i), ya se puede determinar el coeficiente global de transferencia de calor, U, haciendo uso de la expresión que se muestra a continuación.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_w} + \frac{e_t}{k_m} + \frac{1}{h_i} \qquad [A.5.48]$$

Donde:
- e_t Espesor pared del tubo.
- k_m Conductividad del metal.
- h_i Coeficiente interno de transferencia de calor.
- h_w Coeficiente externo transferencia de calor.

Se supone un valor de espesor de tubo de 0,3 cm, siendo éste uno de los valores para espesor más comunes en tubos de 1,5 pulgadas de diámetro, que serán los que se utilizarán en la refrigeración. Este espesor será calculado en apartados posteriores y corregido si fuese necesario.

En cuanto a la conductividad del metal, lo primero que habrá que concretar es el tipo de material que va a utilizarse para los tubos. Los aceros inoxidables son los materiales anti-corrosión más utilizados en la industria química, debido a que en el reactor se produce ácido cianhídrico, y a su carácter corrosivo, se tomará como material más adecuado el acero inoxidable SA-240 (AISI 316L). La conductividad térmica para este

material se ha tomado de la **Tabla A.21.3**, del Anexo 21, y adquiere para una temperatura inmediatamente superior a la de operación (450ºC, máxima que se alcanza en el reactor) un valor de k_m = 20,6 W/(m·K) = 0,0943 cal/(cm·s·ºC).

Sustituyendo todos los valores, la **Ecuación A.5.48** resulta:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{0{,}0117\ \frac{cal}{cm^2 \cdot s \cdot ℃}} + \frac{0{,}3\ cm}{0{,}0943 \frac{cal}{cm \cdot s \cdot ℃}} + \frac{1}{0{,}044\ \frac{cal}{cm^2 \cdot s \cdot ℃}}$$

Despejando el coeficiente global de transferencia de calor,

$$U = 0{,}0090\ \frac{cal}{cm^2 \cdot s \cdot ℃}$$

El siguiente paso para continuar diseñando el sistema de refrigeración es conocer la cantidad de calor liberado por la reacción. Este calor viene dado por la entalpía de la reacción, de modo que:

$$Calor\ liberado = \Delta H_{reacci\ ón} \left(\frac{cal}{mol}\right) \cdot Alimentación\ propileno\ \left(\frac{mol}{s}\right)$$

$$[A.5.49]$$

$$Calor\ liberado = 123.000 \left(\frac{cal}{mol}\right) \cdot 73{,}92 \left(\frac{mol}{s}\right) = 6.909.920{,}12\ cal/s$$

Este calor liberado por la reacción es el que debe ser absorbido por el refrigerante, esta relación se expresa a partir de la siguiente expresión, de donde se podrá obtener la superficie de intercambio de calor necesaria.

$$Calor\ liberado = N_t \cdot A_{tubo} \cdot U \cdot \Delta T \qquad [A.5.50]$$

Siendo: N_t Número de tubos.
A_{tubo} Superficie de intercambio de calor de un tubo.
U Coeficiente global de transferencia de calor.
ΔT Diferencia entre la temperatura del refrigerante y la del fluido a enfriar.

El refrigerante que se va a usar, como se ha dicho con anterioridad, será agua de las calderas a alta presión (46,09 bar) con la intención de producir vapor de alta presión. Esta agua llevará una temperatura de 258,9ºC. La temperatura de reacción será de 450ºC, si se calcula la diferencia de temperaturas,

$$\Delta T = 450℃ - 258{,}9℃ = 191{,}1℃$$

De momento no se conoce el número de tubos, pero de la **Ecuación A.5.50** se puede obtener el área total de intercambio, ya que ésta será:

$$A_{int} = N_t \cdot A_{tubo} \qquad [A.5.51]$$

Si se sustituyen valores y se despeja el área total de intercambio de la **Ecuación A.5.50** se obtiene el resultado que se muestra a continuación.

$$A_{int} = N_t \cdot A_{tubo} = \frac{Calor\ liberado}{U \cdot \Delta T} = \frac{6.909.920{,}12\ cal/s}{0{,}0090\ \frac{cal}{cm^2 \cdot s \cdot ℃} \cdot 191{,}1℃}$$
$$= 4.026.994{,}00\ cm^2$$

Ya se está en disposición de determinar el número de tubos necesarios, ya que se conoce el área total de intercambio, y el área de intercambio de calor de un tubo es simple de calcular a partir de la relación:

$$A_{tubo} = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot l \qquad [A.5.52]$$

Donde: l Longitud de los tubos, que coincide con la altura de lecho fluidizado, *h=246,66 cm.*

r Radio de los tubos, $r = \frac{d_t}{2} = 0{,}75\ in = 1{,}905 cm.$

$$A_{tubo} = 2 \cdot \pi \cdot 1{,}905 cm \cdot 246{,}66 cm = 2.952{,}39 cm^2$$

Despejando el número de tubos de la **Ecuación A.5.51,**

$$N_t = \frac{A_{int}}{A_{tubo}} = \frac{4.026.994{,}00\ cm^2}{2.952{,}39 cm^2} = 1.364\ tubos$$

Se necesitan por tanto 1.364 tubos para la refrigeración del reactor, el siguiente paso en el procedimiento es calcular el área que ocupan los 1.364 tubos para determinar un nuevo diámetro de reactor incluyendo la superficie ocupada por estos tubos, y comparar este diámetro con el determinado por la **Ecuación A.5.9** al principio del desarrollo del **Apartado 5.3.3,** donde no se consideraban los tubos. El área ocupada por todos los tubos viene dada por la expresión mostrada a continuación.

$$A_{TOT\ tubos} = N_t \cdot S_t \qquad [A.5.53]$$

Siendo S_t la sección de un tubo cilíndrico, $S_t = \pi \cdot r^2 = 11{,}4\ cm^2$

$$A_{TOT\ tubos} = 1.364 \cdot 11{,}4 cm^2 = 15.550{,}85\ cm^2$$

Atendiendo a esto, el reactor tendrá de superficie, la calculada para el diámetro inicial (550 cm), A_r = 237.934,49 cm^2 más la calculada en la **Ecuación A.5.53** para ocupar por los tubos.

$$A_r = 237.934{,}49\ \text{cm}^2 + 15.550{,}85\ cm^2 = 253.485{,}34\ cm^2$$

Debido a la forma cilíndrica del reactor, conocida su área es sencillo calcular el nuevo diámetro del reactor incluyendo los tubos a partir de la expresión:

$$A_r = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \qquad [A.5.54]$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A_r}{\pi}} = 568{,}11\ cm \neq 550\ cm$$

Como puede apreciarse el diámetro calculado al principio no coincide con el obtenido una vez que se consideran los tubos para la refrigeración del reactor. El procedimiento a llevar a cabo en este caso es realizar todos los cálculos de nuevo, desde el **Apartado 5.3.4** considerando este nuevo valor de diámetro. Será necesario iterar todas aquellas veces hasta conseguir que el diámetro supuesto al comenzar y el determinado a partir de la **Ecuación A.5.54** coincidan.

Tras todo el proceso iterativo, se llega a los siguientes valores finales para el dimensionado del reactor:

- Diámetro del reactor: 6 m.
- Altura del reactor: 11,15 m.
- Número de tubos necesarios: 1.364.

5.4.- 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. Para ello es imprescindible definir dos parámetros directamente relacionados con el cálculo de estas propiedades: la presión y temperatura de diseño. La presión de diseño se considera un 10% superior a la de trabajo, en este caso se considerará la presión de

aproximadamente 2,5 atm, por ser la mayor de las presiones a la que llegan los reactivos, mientras que la temperatura de diseño consiste en incrementar 20ºC la temperatura máxima que se registra en el sistema.

Para el sistema que se está calculando, la presión de diseño es de 2,75 atm y la temperatura de diseño tiene un valor de 470ºC. Para poder trabajar con estos dos parámetros será necesario expresarlo en unidades de psi para la presión y ºF para la temperatura. De manera que:

$$P_D = 40{,}43\ psi$$

$$T_D = 848°\text{F}$$

5.4.1.- Material empleado

El reactor puede ser fabricado con diversos materiales, según las condiciones de corrosión que se presente. En nuestro caso, los productos de reacción contienen una cierta cantidad de ácido cianhídrico, debido a la naturaleza corrosiva de este ácido, el reactor debe construirse con un material resistente a la corrosión. Los aceros inoxidables son los materiales anti-corrosión más utilizados en la industria química, se tomará como material más adecuado para la envolvente el acero inoxidable SA-240 (AISI 316L). Para el distribuidor de placa perforada del interior del reactor, y los tubos para la refrigeración, como se dijo anteriormente, también se empleará acero inoxidable AISI 316L.

5.4.2.- 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 de calor, por lo que recurriendo al Código ASME B31.3, la expresión que permite calcular su valor se recoge a continuación.

$$t = \left(\frac{P_D \cdot d_o}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)} + C\right) \cdot \left(\frac{1}{1 - \left(\frac{M}{100}\right)}\right) \qquad [A.5.55]$$

Donde:
- P_D Presión de diseño, en psi.
- d_o Diámetro exterior de los tubos en pulgadas.
- S Tensión máxima admisible para el material, en psi.
- E Eficiencia de soldadura.
- Y Constante dependiente del material y de la temperatura.
- C Margen de corrosión expresado en pulgadas.
- M Representa la tolerancia de fabricación.

Tensión máxima admisible (S)

Para una temperatura de 850ºF (temperatura inmediatamente superior a la de diseño) el valor de la tensión máxima admisible para el material es de 12.700 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

Eficiencia de la soldadura (E)

Según la tabla UW-12 del Código ASME VIII, Div-1 (véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21), 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, y examinada por zonas, E tiene un valor de 0,85.

Factor Y

Para una temperatura de diseño no superior a los 900ºF en tubos de acero inoxidable AISI 316L el factor toma un valor de 0,4 (véase **Tabla A.21.9** del Anexo 21 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 desgate anual que el espesor de los tubos sufre debido a la corrosión. Si se considera una vida útil del reactor de 20 años (valor típico para equipos principales de planta) y un valor del desgate en el espesor de 5 milésimas de pulgada por año, el valor de C es de 0,1 pulgadas (2,54 mm).

Determinados todos estos parámetros puede conocerse el espesor de la pared de los tubos por medio de la **Ecuación A.5.55**:

$$t = \left(\frac{40{,}43\ psi \cdot 1{,}5\ in}{2 \cdot (12.700\ psi \cdot 0{,}85 + 40{,}43\ psi \cdot 0{,}4)} + 0{,}1\ in\right) \cdot \left(\frac{1}{1 - \left(\frac{12{,}5}{100}\right)}\right)$$

$$= 0{,}1175\ in$$

Según el espesor calculado, debe recurrirse a un valor estándar inmediatamente superior al obtenido, y para un diámetro exterior de 1,5 pulgadas el espesor de la pared del tubo tendrá un valor de 0,12 in (véase **Tabla A.21.4** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera). Con este espesor y recurriendo a la misma tabla, es posible conocer el diámetro interior de los tubos, d_i =1,26 in.

5.4.3.- Determinación del espesor de la carcasa

Al igual que sucede a la hora de diseñar la carcasa para cualquier recipiente a presión como las columnas, 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:

$$t_{min}\,(mm) = 2{,}5 + C = 2{,}5 + 2{,}54mm = 5{,}04mm \qquad [A.5.56]$$

Según la fórmula para aceros inoxidables:

$$t_{min}\,(mm) = 3mm \qquad [A.5.57]$$

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 soportarlas, 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.5.4.
Tensiones a las que está sometido el reactor (Megyesy E.F., 2001)

	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		**TENSIONES LONGITUDINALES**	
CARGA	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**
Peso				X
Viento			X	X
Seísmo			X	X
Presión interior	X		X	

Debido a que ejercen una mayor influencia, sólo se tendrán en cuenta las tensiones ejercidas por la presión interna y la carga por viento, el resto serán despreciadas.

Las relaciones que permiten determinar el espesor debido a cada una de estas tensiones se recogen a continuación.

Tensiones circunferenciales:

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0{,}6 \cdot P_D} \qquad [A.5.58]$$

Tensiones longitudinales:

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P_D} \qquad [A.5.59]$$

Donde: P_D Presión de diseño, valor ya conocido, $P_D = 40{,}43\ psi$.

R Radio de la columna. El radio del reactor tiene un valor de 3 m, pero para aplicar la fórmula ha de introducirse en pulgadas, con lo cual, R = 118,11 pulgadas.

T_D Temperatura de diseño. Tiene también un valor ya determinado, $T_D = 848°\text{F}$.

S Tensión máxima admisible, S = 12.700 psi.

E Coeficiente de soldadura, E = 0,85.

C Margen de corrosión, $C = 0{,}1\ in$

Se sustituyen todos estos valores en las **Ecuaciones A.5.58** y **A.5.59**, y se obtiene:

$$t_{circ} = \frac{40{,}43psi \cdot 118{,}11\ in}{12.700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 40{,}43psi} = 0{,}44\ \ in$$

$$t_{long} = \frac{40{,}43\ psi \cdot 118{,}11\ in}{2 \cdot 12.700\ psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 40{,}43 psi} = 0{,}21\ in$$

Al mayor de los espesores calculados, se añade el sobreespesor por corrosión, C.

$$t = 0{,}44\ in + 0{,}1\ in = 0{,}54\ in$$

Esfuerzo debido al viento:

La estabilidad del reactor puede verse afectada a algunos fenómenos ambientales externos como el viento, capaz de ejercer presión de tracción y compresión sobre las paredes del recipiente. Se procede a continuación al cálculo del espesor mínimo de la envolvente para resistir la carga de viento.

La presión de diseño para la carga del viento (lb/ft^2) se calcula con la siguiente expresión:

$$P_w = q_s \cdot C_q \cdot C_e \qquad [A.5.60]$$

Donde: q_s Presión de estancamiento del viento a 30 pies (estándar).

C_q Coeficiente de presión, depende de la geometría del recipiente.

C_e Coeficiente del factor por ráfagas, según altura y tipo de exposición.

La presión de estancamiento se trata de un parámetro que va a depender de la velocidad del viento, por lo que dependerá íntimamente de la zona donde se sitúe la planta. La columna será situada en San Roque, en dicho emplazamiento, se han llegado a alcanzar rachas de hasta 180 km/h de velocidad de viento, aunque generalmente no superan los 50/60 km/h.

Para la selección de la presión de estancamiento, se seleccionará una velocidad del viento de 180 km/h, que sería la condición más desfavorable.

Esos 180 km/h corresponden a 112,4 mph, según la **Tabla A.21.12** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera, para citadas condiciones, e interpolando los valores, correspondería una presión de estancamiento:

$$q_s = 32{,}44 \text{ lb/ft}^2$$

El coeficiente de presión, C_q, depende de la geometría del recipiente. Según la **Tabla A.21.13**, del Anexo 21, al tener una configuración de recipiente redonda o elíptica, el valor del coeficiente de presión es 0,9.

El último de los coeficientes, el del factor por ráfagas, depende de la altura desde el suelo y el tipo de exposición, según la **Tabla A.21.14**, del Anexo 21 del presente Proyecto, y considerando una exposición tipo C, para una altura de exposición de 11,15 m que son 36,57 ft (altura total del recipiente) el coeficiente tiene un valor de 1,3. Se ha tomado una exposición de tipo C, ya que se trata de una exposición severa, en un terreno grande y abierto.

Sustituyendo todos los datos en la **Ecuación A.5.60**, resulta:

$$P_w = 32{,}44 \frac{lb}{ft^2} \cdot 0{,}8 \cdot 1{,}3 = 33{,}74\ lb/ft^2$$

Mediante la siguiente expresión se calcula el momento debido a la carga por viento:

$$M_t = M - h_t \cdot (V - 0{,}5 \cdot P_w \cdot D_0 \cdot h_t) \qquad [A.5.61]$$

Donde:
- M_t Momento a la altura $h_{exp.}$
- M Momento máximo, en la base.
- h_t Distancia desde el suelo hasta la terminación del faldón.
- V Esfuerzo cortante.
- P_w Presión de diseño del viento.
- D_0 Diámetro exterior del recipiente, incluyendo aislante.

Se recurre a la siguiente expresión para calcular el esfuerzo cortante:

$$V = P_w \cdot D_0 \cdot H \qquad [A.5.62]$$

Siendo H la altura total del recipiente, cuyo valor es 46,50 ft. Este valor 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 se calculan sus dimensiones a continuación y el faldón de apoyo mide 3,28 pies.

Se necesita conocer el espesor del aislante, para calcular el diámetro exterior de la torre. Este espesor va a depender de la temperatura de operación de la columna. Según la **Tabla A.21.11** del Anexo 21 del presente Proyecto, para una temperatura máxima de operación de 723K (450ºC), el espesor de lana de roca necesario será de 0,15 m. Por lo que el diámetro externo de la envolvente será:

$$D_0 = 19{,}75\ ft$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.5.62** se obtiene:

$$V = 33{,}74 \frac{lb}{ft^2} \cdot 19{,}75 ft \cdot 46{,}50\ ft = 30.992{,}39\ lb$$

Para calcular el momento máximo, M, se hace uso de la siguiente expresión:

$$M = P_w \cdot D_0 \cdot H \cdot h_1 = V \cdot h_1 \qquad [A.5.63]$$

Donde h_1 representa el brazo de palanca para la posición 1, que viene dado por:

$$h_1 = \frac{46{,}50}{2} = 23{,}25\ ft$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.5.63**:

$$M = 23{,}25\ ft \cdot 30.992{,}39\ \ lb = 720.632{,}54\ \ lb \cdot ft$$

Con todos estos datos ya se puede calcular el momento a la altura considerada mediante la **Ecuación A.5.61**, resultando:

$$M_t = 720.632{,}54\ lb \cdot ft - 3{,}28\ \text{ft} \cdot \left(30.992{,}39\ lb - 0{,}5 \cdot 33{,}74 \frac{lb}{ft^2} \cdot 19{,}75\ ft \cdot 3{,}28\ \text{ft}\right) = 622.562{,}46\ lb \cdot ft$$

Ya se disponen de todos los datos necesarios para calcular el espesor necesario por carga de viento, para ello se recurre a la siguiente expresión:

$$t_{viento} = \frac{12 \cdot M_t}{r_i^2 \cdot \pi \cdot S \cdot E} \qquad [A.5.64]$$

Donde:
- M_t Momento a la altura analizada, lb·ft.
- E Factor de soldadura.
- S Tensión máxima admisible, psi.
- r_i Radio de la envolvente, incluyendo el espesor del aislante, in. $r_i = \frac{D_0}{2} = 9{,}88\ ft = 118{,}55\ in.$

Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.5.64**, resulta un espesor por carga debida al viento:

$$t_{viento} = \frac{12 \cdot 622.562{,}46\ lb \cdot ft}{(118{,}55\ in)^2 \cdot \pi \cdot 12.700 psi \cdot 0{,}85} = 0{,}016\ in$$

Comparando este espesor con el resultado obtenido para las tensiones de presión interna y externa, se observa que este último es

despreciable. Se tomará como espesor el calculado para las tensione circunferenciales, añadiéndole el margen de corrosión.

$$t = 0{,}44\ in + 0{,}1in = 0{,}54\ in = 13{,}8\ mm$$

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:

$$t_{min} = 5{,}54mm < t = 13{,}8\ mm$$

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 14,3 mm.

5.4.4.- Determinación del espesor del fondo superior

El reactor, al ser diseñado como un recipiente cilíndrico, estará provisto en la parte superior de un cabezal de tipo toriesférico, ya que son los más comunes en la industria. Existen dos clases de cabezales toriesféricos, el tipo Klopper y el Korbbogen. Se utilizará un cabezal tipo Korbbogen siempre que se de alguna de las siguientes situaciones:

- Presión de diseño superior o igual a 7kg/cm^2.
- Temperatura de diseño superior a 350ºC.
- Esbeltez próxima o superior a 10.

Debido a que la temperatura en el sistema supera los 350ºC, se utilizarán fondos Korbbogen. Sus dimensiones características se pueden calcular mediante las siguientes expresiones (Código ASME).

$$L = D_i \qquad [A.5.65]$$

$$r = 0{,}06 \cdot L \qquad [A.5.66]$$

$$h = 0{,}169 \cdot D_i \qquad [A.5.67]$$

Siendo: L Radio interior de curvatura.
D_i Diámetro interior del recipiente.
r Radio interior del abombado.
h Altura de la cúpula.

Sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.5.65, A.5.66**, y **A.5.67**, se obtiene:

$$L = 6m = 236{,}22\ in$$

$$r = 0{,}36m$$

$$h = 1{,}014m$$

A continuación se dispone a calcular el volumen y el área del cabezal, a partir de las siguientes expresiones:

$$Volumen = 0{,}08089 \cdot D_i^3 \qquad [A.5.68]$$

$$Área = 0{,}931 \cdot D_0^2 \qquad [A.5.69]$$

El diámetro exterior se calculará con el diámetro interior y el espesor de la envolvente que se ha calculado en el apartado anterior:

$$D_0 = D_i + 2 \cdot e = 6{,}03\ m$$

Sustituyendo en las **Ecuaciones A.5.68** y **A.5.69** resultan:

$$Volumen = 0{,}08089 \cdot (6m)^3 = 17{,}47m^3$$

$$Área = 0{,}931 \cdot (6{,}03m)^2 = 33{,}84\ m^2$$

Para el cálculo del espesor de la cúpula se recurre al Código ASME, donde se refleja la siguiente expresión:

$$t_p = \frac{M \cdot P_d \cdot L}{2 \cdot S \cdot E - 0{,}2 \cdot P_d} \qquad [A.5.70]$$

Donde *S* y *E*, son los mismos valores que los utilizados anteriormente, 12.700 psi y 0,85 respectivamente, y M es un parámetro que depende de las dimensiones del cabezal de la siguiente manera:

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left[3 + \sqrt{\frac{L}{r}}\right] \qquad [A.5.71]$$

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left[3 + \sqrt{\frac{6}{0{,}36}}\right] = 1{,}7706$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.5.70**, se obtiene un valor de espesor:

$$t_p = \frac{1{,}7706 \cdot 40{,}43\ psi \cdot 236{,}22 in}{2 \cdot 12700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}2 \cdot 40{,}43 psi} = 0{,}78\ in$$

Se le añade el sobreespesor por corrosión:

$$t_p = 0{,}78 in + 0{,}1 in = 0{,}88 in = 22{,}44 mm$$

5.4.5.- Determinación del espesor del fondo inferior

La selección de la cubierta inferior será la misma que para la superior anteriormente dimensionada, se trata de una cubierta toriesférica tipo Korbbogen, debido a las mismas razones que se expusieron en el apartado

anterior. También las dimensiones características se calculan de la misma manera, y además, como dependen únicamente del diámetro de la columna y su espesor, tendrán los mismos valores que para el fondo superior.

$$L = 6m = 236{,}22in$$

$$r = 0{,}36m$$

$$h = 1{,}014m$$

$$Volumen = 17{,}47\ m^3$$

$$Área = \ 33{,}84\ m^2$$

También el espesor en la cubierta inferior va a ser el mismo que en la superior, por lo que

$$t_p = 0{,}88\ in = 22{,}44\ mm$$

5.5.- Diseño del sistema de refrigeración

Como ya se expuso en apartados anteriores del Presente Proyecto Fin de Carrera, para la refrigeración del reactor 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 alta de Refinería para el propio uso dentro de la misma.

Para ello, se introducirá agua por el extremo inferior del equipo a una temperatura ambiente de 258,9ºC, y abandonará el sistema como vapor de agua saturado a 46,09 bar de presión.

El propósito de esta medida se justifica sobre todo por el ahorro económico derivado de aprovechar el calor producido durante la reacción

para la producción de vapor de alta 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.

5.5.1.- Determinación del caudal de refrigeración del sistema

Ya se ha calculado el número de tubos necesarios para la refrigeración del sistema, así como sus dimensiones. Ahora se va a calcular el caudal de agua que va a circular por dichos tubos. La expresión que permite conocer este caudal es la siguiente:

$$Q_m = \frac{Calor\ cedido_{reacci\ ón}}{\lambda_{vaporizaci\ ón}} \qquad [A.5.72]$$

Donde: Q_m Caudal másico de agua, kg/h.

$\lambda_{vaporización}$ Calor sensible de vaporización del agua, kJ/kg.

El valor del calor sensible de vaporización del agua a esas condiciones es obtenido a partir del simulador Chemcad, y tiene un valor de $\lambda_{vaporización}$ = 1.660 kJ/kg. El calor cedido por la reacción ya ha sido calculado anteriormente a partir de la entalpía de reacción, resultando un valor de 6.909.920,12 cal/s, es decir 104.079.980,9 kJ/h.

Sustituyendo en la **Ecuación A.5.72** se obtiene:

$$Q_m = \frac{104.079.980{,}9\ \text{kJ/h}}{1.660\ \text{kJ/kg}} = 62.698{,}78\ kg/h$$

Para conocer el caudal de agua que llevará cada uno de los tubos, basta con realizar el siguiente cálculo:

$$Q_{tubo} = \frac{Q_m}{N_t} = \frac{62.698{,}78\ kg/h}{1.364\ tubos} = 45{,}97\ kg/h$$

Por cada tubo circulará un caudal de agua de 45,97 kg/h.

5.5.2.- 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 serán las correspondientes al fluido por el interior de los tubos, y se calculan a través de la siguiente expresión:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot l}{d_i \cdot \rho} \qquad [A.5.73]$$

Donde: l Longitud de los tubos, que coincide con la altura de lecho fluidizado, h=246,66 cm= 2,47 m.

G Velocidad másica, calculada a continuación.

d_i Diámetro interno de los tubos, calculado en el **Apartado 5.4.2** del presente Proyecto, cuyo valor resulta d_i =1,26 in =0,032 m

ρ Densidad del agua a 258,9ºC y 46,09 bar. ρ = 401,80 kg/m^3 (Obtenida con el simulador como media de densidades entre el agua en estado líquido y en estado vapor para esas condiciones).

f Factor de fricción.

Para el cálculo de la velocidad másica, se va a hacer uso de la siguiente expresión:

$$G = \frac{4 \cdot Q_m \cdot n_t}{\pi \cdot d_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.5.74]$$

Siendo: Q_m Caudal másico de agua por los tubos.
n_t Número de pasos por tubo en el reactor, $n_t = 1$.
d_i Diámetro interno de los tubos.
N_t Número de tubos en el sistema.

Al sustituir todos los valores en la **Ecuación A.5.74,** se obtiene para la velocidad másica:

$$G = \frac{4 \cdot 62.698{,}78\ kg/h \cdot 1}{\pi \cdot (0{,}032\ \text{m})^2 \cdot 1.364} = 57.140{,}80 \frac{kg}{m^2 \cdot h} = 15{,}87 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

Para poder determinar el factor de fricción f, es necesario conocer el número de Reynolds, ya que este parámetro se encuentra tabulado en función de él y de la rugosidad relativa del material con el que están construidos los tubos. Para la determinación del número de Reynolds se recurre a la relación siguiente:

$$Re = \frac{d_i \cdot G}{\mu} \qquad [A.5.75]$$

Donde: G Velocidad másica ya calculada con anterioridad.
d_i Diámetro interior de la carcasa.
μ Viscosidad del fluido refrigerante.

La viscosidad del agua, se obtendrá del simulador, como media de las viscosidades entre la de agua en estado líquido y agua en estado vapor para 46,09 bar y 258,9ºC. Esta viscosidad presenta un valor de μ =6,12·10^{-5} Pa·s.

Con todos los datos conocidos, se procede al cálculo del número de Reynolds.

$$Re = \frac{0{,}032m \cdot 15{,}87 \frac{kg}{m^2 \cdot s}}{6{,}12 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 8{,}3 \cdot 10^3$$

Según la **Figura A.21.1** del Anexo 21, la rugosidad relativa para acero inoxidable, ε = 0.002. La rugosidad relativa no es más que la relación entre esta rugosidad y el diámetro interno, $\frac{\varepsilon}{di}$ = 0,00006. Conocidos el Reynolds y la rugosidad relativa, por medio de la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21) se obtiene un valor de *f*=0,031. Conocidos ya todos los valores necesarios para el cálculo de la caída de presión en los tubos, se procede a sustituirlos en la **Ecuación A.5.73**, obteniéndose el siguiente resultado:

$$\Delta P = \frac{0{,}031 \cdot \left(15{,}87 \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)^2 \cdot 2{,}47m}{0{,}032m \cdot 401{,}80\ kg/m^3} = 1{,}5 \frac{kg}{m \cdot s^2} = 0{,}000015\ bar$$

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, 2002), por lo tanto el equipo diseñado se encuentra dentro de los límites considerados adecuados para un reactor de proceso.

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 son los reactivos y productos de reacción a una temperatura aproximada de 450ºC. Para esta temperatura empleando lana de roca se requiere un espesor de aislante de 150 milímetros que se cubrirá con una chapa de aluminio. Este valor del espesor se toma de la **Tabla A.21.11** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera.

ANEXO 6:
INTERCAMBIADOR DE CALOR IC-03

6.1.- Introducción

Como ya ha sido justificado en la Memoria Descriptiva, concretamente en el **Capítulo 8** de ésta, en este caso también se elegirá un intercambiador de calor de carcasa y tubos. Los pasos a seguir para el diseño del intercambiador son prácticamente los mismos que en los **Anexos 2 y 3** del presente proyecto, para el intercambiador IC-01 e IC-02.

6.2.- Corriente de entrada

La corriente de alimentación del intercambiador de calor IC-03 está formada por los gases de reacción, tras haber pasado por los intercambiadores IC-01 e IC-02. Esta corriente se encuentra a 225,2ºC (498,2 K) y será enfriada hasta la temperatura óptima de entrada en el siguiente equipo, esto es 200ºC (473 K), utilizando como fluido refrigerante agua a su temperatura de saturación (373,15 K) que se vaporizará durante el proceso, obteniéndose a la salida del intercambiador, vapor de agua de baja presión.

Propiedades de la corriente del fluido a refrigerar (gases del reactor):

- Densidad media: 1,33 kg/m^3
- Viscosidad media: 1,44·10^{-5} Pa·s
- Temperatura entrada: 498,2 K
- Temperatura salida: 473 K
- Temperatura media: 485,6 K
- Capacidad calorífica media c_{pc}: 1.753,83 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_c: 0,0293 W/(m·K)
- Flujo másico m_c: 7,53 kg/s

Propiedades de la corriente del fluido refrigerante:

- Densidad media: 479,21 kg/m^3
- Viscosidad media: $1{,}46 \cdot 10^{-4}$ Pa·s
- Temperatura entrada: 373,15 K
- Temperatura salida: 373,15 K
- Temperatura media: 373,15 K
- Capacidad calorífica media c_{pf}: 3.377,50 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_f: 0,321 W/(m·K)
- Flujo másico m_f: 0,196 kg/s (Calculado en el **Apartado 4.4** del presente Anexo)
- Calor latente de vaporización λ : $1{,}70 \cdot 10^6$ J/kg

6.3.- Asignación de los flujos

La elección de qué fluido circula por el lado de los tubos y cual por la carcasa ha sido tomada en función de los criterios ya expuestos en la Memoria Descriptiva, concretamente en el **Capítulo 8.**

En base a estos criterios, se asignará que el fluido refrigerante, el agua a su temperatura de saturación, circulará por el lado de los tubos, debido principalmente a que se producirá un cambio de fase. Los gases de salida del reactor, circularán por tanto por el lado de la carcasa.

6.4.- Calor intercambiado

En primer lugar, para proceder al diseño del intercambiador, es necesario calcular la cantidad de calor intercambiado por los fluidos, ya que mediante ésta, se conocerá el área necesaria de intercambio, así como la temperatura de salida del fluido calefactor.

La expresión general para obtener el calor intercambiado se obtiene a partir de un balance de energía al intercambiador, mostrado a continuación.

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \qquad [A.6.1]$$

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 perdida por el fluido caliente es igual a la que gana el fluido frío, si se desprecian las pérdidas térmicas. Por tanto, teniendo en cuenta que el fluido frío experimenta un cambio de fase, no aumenta su temperatura, para este fluido se tendría la expresión:

$$Q = \lambda \cdot \ m_F \qquad [A.6.2]$$

Y la ecuación para el fluido caliente:

$$Q = m_C \cdot c_{p_C} \cdot \Delta T_C \qquad [A.6.3]$$

Donde:
- Q Calor intercambiado entre los fluidos.
- m_F Caudal másico del fluido frío.
- m_C Caudal másico del fluido caliente.
- C_{pF} Calor específico del fluido frío.
- C_{pC} Calor específico del fluido caliente.
- ΔT_F Diferencia de temperatura de la corriente fría.
- ΔT_C Diferencia de temperatura de la corriente caliente.
- λ Calor latente de vaporización.

Para el fluido caliente se disponen de todos los datos, por lo que sería posible obtener el calor intercambiado, éste se calculará a partir de la **Ecuación A.6.3**.

$$Q = 7{,}53 \ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1753{,}83 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (498{,}2 - 473)\text{K} = 332681{,}91 \ J/s$$

A partir de este calor, y de la **Ecuación A.6.2**, despejando m_f se obtiene el caudal másico de fluido refrigerante necesario.

$$Q = \lambda \cdot \ m_F \rightarrow m_F = \frac{Q}{\lambda} = \frac{332.681{,}91\ J/s}{1{,}7 \cdot 10^6 J/kg} = 0{,}196\ kg/s$$

6.5.- Principales características del intercambiador

Los tubos tendrán un diámetro externo de 0,75 pulgadas y un diámetro interno de 0,56 pulgadas. Tendrán una disposición triangular con un Pitch de 1 pulgada. El número de pasos por tubos será 2 y por carcasa 1.

Tanto los tubos como la carcasa, estarán construidos de acero inoxidable AISI 316L debido a su contacto con ácido cianhídrico, que es corrosivo.

6.6.- Diferencia de temperatura media logarítmica

El valor medio de la temperatura va a estar condicionado por la evolución que presenta la temperatura de cada fluido a partir de la de entrada. Para el cálculo de esta temperatura media logarítmica (LMTD) se hace uso de la siguiente expresión, donde los subíndices C y F se refieren a las corrientes de fluido caliente y frío respectivamente, y "ent" y "sal" a la entrada y la salida respectivamente.

$$LMTD = \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right) - \left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}{\ln \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right)}{\left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}} \qquad [A.6.4]$$

$$LMTD = \frac{(498{,}2K - 373{,}15K) - (473K - 373{,}15K)}{\ln \frac{(498{,}2K - 373{,}15K)}{(473K - 373{,}15K)}} = 111{,}98\ K$$

En el caso de intercambiadores de carcasa y tubos de pasos múltiples, como es el caso en estudio, se introduce un factor de corrección (F), de este modo, la diferencia de temperatura media logarítmica queda:

$$\Delta T_m = F \cdot LMTD \qquad [A.6.5]$$

El factor de corrección depende de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes y de la configuración geométrica del intercambiador. Existen unas gráficas para las configuraciones típicas de intercambiadores de calor, donde obtener el factor F en función de las razones P y R, definidas a continuación.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_{1-}t_1} \qquad [A.6.6]$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_{2-}t_1} \qquad [A.6.7]$$

El valor de P va desde 0 hasta 1, por otra parte, el de R va desde 0 hasta infinito. R=0 corresponde al cambio de fase (condensación o ebullición) del lado de la carcasa y R→ ∞ al cambio de fase del lado del tubo. El factor de corrección será F=1 para estos dos casos límite. Por lo tanto, para aquellos intercambiadores de calor en los que ocurra un cambio de fase, como es el caso que se está diseñando, el factor de corrección siempre va a adquirir el valor de 1, con lo cual:

$$\Delta T_m = 111{,}98\ K$$

6.7.- Balance de energía

La velocidad de transferencia de calor en un intercambiador de calor se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton de enfriamiento, esto es:

$$Q = U \cdot A_S \cdot \Delta T_m \qquad [A.6.8]$$

Donde: Q Calor intercambiado entre fluidos, J/s.
U Coeficiente global de transferencia de calor, (W/(m^2·K)).
A_s Área de transferencia de calor expresado en m^2.
ΔT_m Diferencia de temperatura media logarítmica.

6.7.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

En estos sistemas de intercambio de calor dos fluidos 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. Los efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

Esta red de resistencias térmicas fluido-pared-fluido contiene dos resistencias a la convección y una a la conducción. La resistencia térmica total queda:

$$R = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.6.9]$$

Donde k_m es la conductividad térmica del material de la pared y L es la longitud del tubo. Y los subíndices i y o se refieren a las superficies interior y exterior de los tubos, respectivamente.

Al combinar todas las resistencias en una sola, la transferencia de calor se puede expresar:

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = U \cdot A \cdot \Delta T = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T = U_o \cdot A_o \cdot \Delta T \qquad [A.6.10]$$

Siendo h el coeficiente individual de convección, la ecuación anterior se convierte en:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_o \cdot A_o} = R = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.6.11]$$

Además de lo expuesto anteriormente, el rendimiento de los intercambiadores de calor suele deteriorarse con el paso del tiempo debido a la acumulación de suciedad sobre las superficies de transferencia de calor. Esta suciedad o acumulaciones, ejerce una resistencia adicional para la transferencia y provoca una disminución de la misma.

El factor de incrustación R_f representa el efecto de estas acumulaciones en la transferencia de calor. Este factor depende de la temperatura de operación, de la velocidad de los fluidos y de la duración del servicio.

Para un intercambiador de calor de carcasa y tubo, la **Ecuación A.6.11** se puede expresar como:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{R_{f,o}^{''}}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.6.12]$$

Para que el coeficiente global de intercambio de calor tenga significado se debe especificar 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 $A=\pi \cdot D \cdot L$.

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{D_i} \cdot D_o + \frac{D_o \cdot ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot k_m} + R_{f,o}^{''} + \frac{1}{h_o} \qquad [A.6.13]$$

6.7.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna

Para el cálculo del coeficiente de película interna se hace uso del Nusselt y del Reynolds, cuyas expresiones son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \qquad [A.6.14]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu} \qquad [A.6.15]$$

Donde: k Conductividad térmica del fluido.
G Velocidad másica del fluido que circula por el interior de los tubos en kg/(s·m^2).
μ Viscosidad del fluido expresado en Pa·s.
D_i Diámetro interior de los tubos en m.

A continuación se muestra la expresión utilizada para el cálculo de la velocidad másica, G.

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.6.16]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por los tubos (kg/s)
n_t Número de pasos por tubos.
N_t Número de tubos.

Para comenzar con el procedimiento iterativo de cálculo, se ha de suponer de antemano un valor de diámetro de carcasa, de los que aparecen en la **Tabla A.21.1** del Anexo 21. A partir de éste, y del número de tubos relacionado con él, se calcularán los coeficientes de convección tanto interior como exterior, y por tanto, el valor del coeficiente global. Una vez conocido el coeficiente global, U, se calculará el área necesaria de intercambio, y con ésta, imponiendo un valor de longitud de tubos (dentro

del rango de los valores comerciales), se obtendrá un número de tubos necesarios para el intercambio de calor definido. Conociendo este valor se comprobará que el número de tubos necesarios no sobrepasa a los que se supusieron al principio del proceso iterativo, si por el contrario, el número de tubos obtenidos como necesarios es mayor que el supuesto, se elegirá otro valor de longitud de tubo para que se necesiten menos tubos, si aun así es mayor que el supuesto, se tendrá que comenzar de nuevo suponiendo un diámetro de carcasa mayor, y por tanto, un mayor número de tubos.

Se supone por tanto un diámetro de carcasa, como ya se ha comentado, para ello es necesario acudir a la **Tabla A.21.1** del Anexo 21. Esta tabla, tal y como está representada es adecuada para diámetros internos de tubo de 0,75 pulgadas y para Pitch de 15/16 pulgadas. En el resto de los casos el número de tubos se verá multiplicado por un factor de corrección según el diámetro interno de tubo y el valor del Pitch, que se encontrará en la **Tabla A.21.2** del Anexo 21.

Los valores seleccionados para un diámetro de tubo de 0,75 pulgada (0,014m) y un Pitch de 1 pulgada son los siguientes:

$$D_c = 8{,}07\ in = 0{,}205\ m$$
$$N_{t,o} = 32$$
$$Factor\ corrección = 0{,}88$$
$$N_t = 29$$

Siendo D_c el diámetro interno de la carcasa, $N_{t,o}$ el número de tubos obtenido en la **Tabla A.21.1** y N_t el número de tubos definitivos una vez multiplicado por el factor de corrección. Sustituyendo estos valores en la **Ecuación A.6.16**, se obtiene una velocidad másica:

$$G = \frac{4 \cdot 0{,}196\ kg/s \cdot 2}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 29} = 84{,}93\ kg/(m^2 \cdot s)$$

Conocido el valor de la velocidad másica ya se puede obtener a partir de la **Ecuación A.6.15** el valor del número de Reynolds.

$$Re = \frac{84{,}93\ kg/(m^2 \cdot s) \cdot 0{,}014m}{1{,}46 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s} = 8{,}25 \cdot 10^3$$

El Reynolds obtenido es menor a 10.000, por lo que se elige la siguiente expresión para el cálculo del Nusselt, relacionándolo con el Reynolds:

$$Nu_d = C \cdot (Re)^m \cdot Pr^{1/3} \qquad [A.6.17]$$

Los parámetros C y m se obtienen a partir de la siguiente tabla:

Tabla A.6.1
Valores de los parámetros C y m para la Ecuación A.6.17

Re	**C**	**m**
0,4 - 4	0,989	0,330
4 – 40	0,911	0,385
40 – 4000	0,683	0,466
>4.000	0,193	0,618

En vista de los datos de la tabla, el parámetro C tendrá un valor de 0,193 y m de 0,618.

Pr representa el número de Prandt, calculado a partir de la siguiente expresión, e introduciendo los valores de las propiedades respecto al fluido que circula por los tubos, es decir, el agua:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \qquad [A.6.18]$$

$$Pr = \frac{3.377{,}50\ J/(kg \cdot K) \cdot 1{,}46 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s}{0{,}321 W/(m \cdot K)} = 1{,}542$$

Una vez conocidos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.6.17**, y se obtiene el valor del Nusselt.

$$Nu_d = 0{,}193 \cdot (8{,}25 \cdot 10^3)^{0{,}618} \cdot 1{,}542^{1/3} = 58{,}71$$

Este valor se relaciona ahora mediante la **Ecuación A.6.14** con el coeficiente individual de película interna, despejándolo resulta:

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{D_i} = \frac{58{,}71 \cdot 0{,}321 W/(m \cdot K)}{0{,}014 m} = 1.323{,}30\ W/(K \cdot m^2)$$

6.7.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa

Este coeficiente se obtendrá del mismo modo que el anterior, haciendo uso del Reynolds y el Nusselt. Pero en este caso las expresiones que los definen son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_o \cdot D_o}{k} \qquad [A.6.19]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_c}{\mu} \qquad [A.6.20]$$

$$G = \frac{4 \cdot m}{\pi(D_c^2 - N_T \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.6.21]$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot Re_D^{0{,}5} \cdot Pr^{1/3}}{[1 + (0{,}4/Pr)^{2/3}]^{0{,}25}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282.000}\right)^{5/8}\right]^{0{,}8} \qquad [A.6.22]$$

Donde: D_c Diámetro interno de carcasa (0,205 m).

D_o Diámetro externo de tubos (0,019 m).

X Representa la relación $Pitch/D_o$ y su valor es 1,33.

Pr Número de Prandt, calculado con la **Ecuación A.6.18** utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa. Tiene un valor de Pr = 0,862.

Sustituyendo los valores de las propiedades del fluido que circula por la carcasa en las **Ecuaciones A.6.19, A.6.20, A.6.21** y **A.6.22** se obtienen los siguientes resultados:

$$G = \frac{4 \cdot 7{,}53\ kg/s}{\pi((0{,}205m)^2 - 29 \cdot (0{,}019\ m)^2) \cdot 1{,}33} = 228{,}25\ kg/(s \cdot m^2)$$

$$Re = \frac{228{,}25\ kg/(s \cdot m^2) \cdot 0{,}205m}{1{,}44 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 3{,}25 \cdot 10^6$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot (3{,}25 \cdot 10^6)^{0{,}5} \cdot 0{,}862^{1/3}}{[1 + (0{,}4/0{,}862)^{2/3}]^{0{,}25}} \left[1 + \left(\frac{3{,}25 \cdot 10^6}{282.000}\right)^{5/8}\right]^{0{,}8} = 3{,}76 \cdot 10^3$$

$$h_o = \frac{3{,}76 \cdot 10^3 \cdot 0{,}0293 \frac{W}{m \cdot K}}{0{,}019\ m} = 5{,}78 \cdot 10^3 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

6.7.4.- Factores de incrustación interno y externo

Estos dos factores adquieren un valor de $R''_{f,i}$ = 0,00045 m^2·K/W y $R''_{f,o}$ = 0,00045 m^2·K/W [Normas TEMA].

6.7.5.- Conductividad térmica del metal

Para hallar la resistencia a la conducción, es necesario conocer la conductividad térmica del material. Teniendo en cuenta el material de los tubos, que es acero inoxidable AISI 316L, y que la temperatura máxima de

las corrientes se encuentra alrededor de los 225ºC se obtiene según **Tabla A.21.3** del Anexo 21 una conductividad $k_m = 17{,}3\ W/(m \cdot K)$.

Conocidos ya los valores de los coeficientes individuales de película, tanto interna como externa, los factores de incrustación, y la conductividad térmica del metal, se puede calcular el coeficiente global de transferencia de calor a partir de la **Ecuación A.6.13.**

$$\frac{1}{U_o} = \frac{0{,}019\ m}{1.323{,}30\ \ W/(K \cdot m^2) \cdot 0{,}014m} + \frac{0{,}00045\ \mathrm{m^2 \cdot K/W}}{0{,}014m} \cdot 0{,}019\ m + \frac{0{,}019\ m \cdot ln\left(\frac{0{,}019\ m}{0{,}014m}\right)}{2 \cdot 17{,}3\ W/(m \cdot K).} + 0{,}00045\ \mathrm{m^2} \cdot \frac{\mathrm{K}}{\mathrm{W}} + \frac{1}{5{,}78 \cdot 10^3 \frac{W}{K \cdot m^2}} = 2{,}40 \cdot 10^{-3} m^2 \cdot K/W$$

Con lo cual el coeficiente global resulta:

$$U_o = 416{,}90\ W/(m^2 \cdot K)$$

A continuación, a partir de la **Ecuación A.6.8,** despejando el área, se calculará la superficie requerida para el intercambio de calor:

$$A = \frac{Q}{U_o \cdot \Delta T_m} \qquad [A.\,6.23]$$

$$A = \frac{332.681{,}91 \frac{J}{s}}{416{,}90 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 111{,}98K} = 7{,}13\ m^2$$

6.8.- Cálculo del número de tubos

Para calcular el número de tubos se debe seleccionar en primer lugar la longitud de éstos. Los valores de longitudes comerciales para los tubos

suelen ser 10 ft, 12 ft, 14 ft, 16 ft, 18 ft, 20 ft, 22 ft, 24 ft y 26 ft. Para el caso que se diseña, se va a seleccionar una longitud de tubos de 14 ft (4,27m).

Se calculará en primer lugar la longitud que tendría el intercambiador si estuviera formado por un único tubo (L^*). Para ello se hace uso de la siguiente expresión:

$$L^* = \frac{A}{Perímetro\ tubo} \qquad [A.6.24]$$

Siendo el perímetro del tubo:

$$P = \pi \cdot \left(\frac{D_o}{2}\right) = \pi \cdot \frac{0{,}019}{2} = 0{,}0598\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.6.24**:

$$L^* = \frac{7{,}13\ m^2}{0{,}0598\ m} = 119{,}08\ m$$

A partir de esta longitud, y sabiendo que cada tubo tiene 4,27 m de largo, se puede obtener el número de tubos:

$$N_t = \frac{119{,}08\ m}{4{,}27\ m} = 28\ tubos$$

Se supuso al principio del cálculo, en el **Apartado 6.7.2.** del presente Anexo, que la carcasa seleccionada tendría 29 tubos. Se comprueba por tanto que el número de tubos necesarios es menor que el supuesto, por lo que el cálculo ha sido correcto.

Si hubiese salido un número superior al supuesto, se tendrían que haber rehecho los cálculos suponiendo un nuevo valor de diámetro de carcasa y por tanto, de número de tubos. El intercambiador de calor contará con 29 tubos de 14 pies cada uno, en una carcasa de 8,07 pulgadas de diámetro interno.

6.9.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores

En la carcasa se han de colocar unos tabiques que obligan al fluido a circular de manera perpendicular a los tubos para que se mejore la transmisión de calor, éstos son llamados deflectores.

El número de deflectores (N_c) se determina a partir de la siguiente fórmula:

$$N_c = \frac{l}{P_{def}} \qquad [A.6.25]$$

Donde l es la longitud de los tubos y P_{def} corresponde con el espaciamiento que existe entre deflectores. Este espaciamiento se calcula como la media entre el máximo y el mínimo establecido.

La separación mínima entre deflectores ($P_{def,min}$) será el mayor de estos dos valores:

- 1/5 del diámetro interior de la carcasa (0,04 m).
- 2 in (0,0508 m).

En este caso, se opta por el segundo de los valores.

La separación máxima viene dada por la siguiente tabla teniendo en cuenta el diámetro exterior y el material de los tubos.

Tabla A.6.2
Separación máxima entre deflectores (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)

Para nuestro caso, se tendrá una separación máxima de 60 pulgadas (1,52 m). Se calcula la media entre la separación máxima y la mínima y se obtiene una separación de deflectores:

$$P_{def} = 0{,}79\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.6.25**, el número de deflectores es:

$$N_c = \frac{4{,}27m}{0{,}79m} = 5{,}4$$

El número de deflectores del intercambiador será seis.

Las normas TEMA establecen el espesor de los deflectores mediante la **Tabla A.6.3**, a partir del diámetro de la carcasa (8,07 in) y el espaciamiento entre placas (31 in).

Tabla A.6.3
Espesor de placas deflectoras (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)
8-28	(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	(737-985)	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 de las placas deflectoras es de 0,19 in (4,8 mm).

Por último, comentar con respecto al diámetro de la deflectora, que éste será ligeramente inferior al de la carcasa y posee un segmento libre igual al 25% del diámetro interior de la carcasa D_c.

6.10.- Diseño mecánico

6.10.1.- Espesor de los tubos

Para determinar el espesor requerido por presión interna en el interior de los tubos que conforman el intercambiador se empleará un cálculo que se rige por las especificaciones del Código ASME B31.3. De acuerdo a este código, el espesor se calcula mediante las siguientes expresiones:

$$t = \frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} \qquad [A.6.26]$$

Teniendo en cuenta el sobreespesor por corrosión y la tolerancia de fabricación, la ecuación anterior queda:

$$t = \left(\frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} + C\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{M}{100}}\right) \qquad [A.6.27]$$

Donde: P_D Presión de diseño.

D_o Diámetro exterior de la tubería.

S Tensión máxima permisible.

E Eficiencia de la soldadura.

Y Coeficiente que depende del material de la tubería y de la temperatura de diseño.

C Margen por corrosión.

M Tolerancia de fabricación.

A continuación se procede a definir y calcular las variables que intervienen en la **Ecuación A.6.27**.

- Presión de diseño, $P_{D.}$

La presión de diseño se obtiene añadiendo un 10% a la presión máxima de operación. Si este valor obtenido es menor a 30 psi, se tomará este último como presión de diseño.

$$P_{op} = 1\ atm = 14{,}7\ psi$$

$$P_D = 1{,}1 \cdot 14{,}7\ psi = 16{,}17\ psi$$

Se tomará por tanto, $P_D = 30\ psi$.

- Diámetro exterior, $D_{o.}$

El diámetro exterior de los tubos del intercambiador es 0,75 pulgadas. (Ver **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

- Tensión máxima admisible, *S.*

Para determinar la tensión máxima admisible se recurre a las tablas de materiales del Código ASME B31.3, para tuberías de acero inoxidable AISI 316L sometidas a una temperatura máxima de 500ºF, temperatura inmediatamente superior a la temperatura de diseño (Tª máxima del sistema +20ºC) la tensión máxima admisible tiene un valor de S=14.400 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

- 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%.

- Eficiencia de la soldadura, *E.*

Este término representa 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.*

Este factor se obtiene a partir de la **Tabla A.21.9** del Anexo 21. Para una temperatura del sistema por debajo de los 900ºF y un materia para los tubos que es acero inoxidable AISI 316L, el factor Y toma un valor de 0,4.

- Margen de corrosión, *C*

Se considera que un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año es satisfactorio para recipiente y tuberías. Para los intercambiadores de calor se considera un valor para la vida útil de 15 años. El margen de corrosión se tomará como el valor del desgaste producido durante ésta, por lo tanto C=0,005 in/año.

$$C = 0{,}005\frac{in}{\text{año}} \cdot 15\ años = 0{,}075\ in = 0{,}1905\ cm$$

Si se sustituyen todos estos parámetros en la **Ecuación A.6.27** resulta un valor de espesor:

$$t = \left(\frac{0{,}75\ in \cdot 30\ psi}{2 \cdot (14.400\ psi \cdot 1 + 0{,}4 \cdot 30\ psi)} + 0{,}075\ in\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{12{,}5}{100}}\right)$$

$$= 0{,}087 in$$

Se elegirá un espesor de 0,095 in ya que es el espesor estándar inmediatamente superior al calculado (véase en la **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

6.10.2.- Espesor de la carcasa

Antes de comenzar el cálculo del espesor basado en la presión interna, se determinará el espesor mínimo.

- Espesor mínimo según Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}\,(mm) = 2{,}5 + C = 2{,}5 + 1{,}905 = 4{,}405\ mm = 0{,}173\ in$$

- Espesor mínimo según la fórmula para aceros inoxidables:

$$t_{min}\,(mm) = 3mm = 0{,}118\;in$$

Se tomará por tanto como valor mínimo el mayor de los dos calculados, es decir, $t_{min} = 4{,}405\;mm = 0{,}173\;in$.

De acuerdo con el Código ASME VIII-Div.1, el espesor de la carcasa debe determinarse teniendo en cuenta las tensiones a las que se verá sometida. Para cada una de ellas, debe hallarse el espesor necesario para soportarlas, 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:

Tabla A.6.4.
Tensiones a las que está sometido el equipo (Megyesy E.F., 2001)

	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		**TENSIONES LONGITUDINALES**	
CARGA	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**
Peso				X
Viento			X	X
Seísmo			X	X
Presión interior	X		X	
Presión exterior				

Debido a que ejercen una mayor influencia, sólo se tendrán en cuenta las tensiones ejercidas por la presión interna, el resto serán despreciadas. Posteriormente se selecciona un espesor de entre los espesores comerciales, tomando entonces un margen de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo.

Las relaciones que permiten determinar el espesor debido a cada una de estas tensiones se recogen a continuación.

Tensiones circunferenciales:

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0{,}6 \cdot P_D} \qquad [A.6.28]$$

Tensiones longitudinales:

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P_D} \qquad [A.6.29]$$

Donde: P_D Presión de diseño interna, en psi.
R Radio interior de la envolvente, en in.
S Máxima tensión admisible, en psi.
E Eficiencia de junta.
C Margen de corrosión, expresado en in.

A continuación se explican y calculan cada uno de los parámetros que intervienen en estas expresiones:

- Presión de diseño, $P_{D.}$

La presión de diseño será un 10% mayor que la presión de operación. En el caso que este valor no supere los 30 psi se tomará como presión de diseño 30 psi.

$$P_{op} = 2\ atm = 29{,}4\ psi$$

$$P_D = 1{,}1 \cdot 29{,}4\ psi = 32{,}34\ psi$$

- Temperatura de diseño, $T_{D.}$

Se considera que la temperatura de diseño es aquella que supera en 20ºC a la máxima temperatura del sistema. En este caso:

$$T_D = 20℃ + 225{,}2℃ = 245{,}2℃ = 473{,}36°\text{F}$$

- Tensión máxima admisible, *S.*

Se determina a través de las tablas de materiales del Código ASME, se tiene que para carcasas de acero inoxidable AISI 316L, a una temperatura de 500ºF (temperatura inmediatamente superior a la de diseño), la tensión máxima admisible, S = 14.400 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

- Eficiencia de la soldadura, *E.*

El valor para la eficiencia de junta se obtiene a partir de la tabla UW-12 del código ASME VIII–Div.1 (véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21). En este caso, 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, se presenta un valor de E = 0,85. Ya se está en disposición de calcular los espesores, sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.6.28 y A.6.29**.

$$t_{circ} = \frac{32{,}34\ psi \cdot \left(\frac{8{,}07}{2}\right) in}{14.400 psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 32{,}34\ psi} = 0{,}011\ in$$

$$t_{long} = \frac{32{,}34\ psi \cdot \left(\frac{8{,}07}{2}\right) in}{2 \cdot 14.400 psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 32{,}34\ psi} = 0{,}005\ in$$

Con estos espesores calculados se toma el de mayor valor, y se le añadirá el sobreespesor por corrosión.

$$t_{carcasa} = 0{,}011\ in + 0{,}075\ in = 0{,}086\ in$$

Como puede observarse $t_{carcasa} = 0{,}086\ in < t_{min}$, por este motivo, el espesor de la carcasa será el espesor mínimo calculado con anterioridad.

$$t = 0{,}173\ in = 0{,}405\ mm$$

Se tomará finalmente el espesor comercial inmediatamente superior al calculado (véase **Tabla A.21.10** del Anexo 21).

$$t_{carcasa} = 4{,}8\ mm$$

6.11.- Cálculo de las pérdidas de carga

6.11.1.- Pérdida de carga en los tubos

Para el interior de los tubos, la pérdida de carga se calcula mediante la Ecuación de Fanning:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{D_i \cdot \rho} \qquad [A.6.30]$$

Siendo: f Factor de fricción.

G Velocidad másica, kg/(m^2·s)

L Longitud de los tubos del intercambiador, m.

D_i Diámetro interior de los tubos, m.

ρ Densidad del fluido que circula por los tubos, kg/m^3.

La velocidad másica se determina a partir de la siguiente expresión:

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.6.31]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por tubos, kg/s
n_t Paso por los tubos.
N_t Número de tubos del intercambiador de calor.
D_i Diámetro interior de los tubos, m.

Se disponen de todos los datos así que se procede a sustituirlos en la **Ecuación A.6.31**, obteniéndose:

$$G = \frac{4 \cdot 0{,}196 \, \frac{kg}{s} \cdot 2}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 29} = 84{,}93 \, \frac{kg}{s \cdot m^2}$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros inoxidables comerciales es ε = 0,002 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,00014.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por los tubos:

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu} \qquad [A.6.32]$$

$$Re = \frac{0{,}014 \, m \cdot 84{,}93 \, \frac{kg}{s \cdot m^2}}{1{,}46 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s} = 8{,}25 \cdot 10^3$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción $f = 0{,}032$.

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.6.30**.

$$\Delta P = \frac{0{,}032 \cdot \left(84{,}93 \frac{kg}{s \cdot m^2}\right)^2 \cdot 4{,}27\ m}{0{,}014\ m \cdot 479{,}21 \frac{kg}{m^3}} = 144{,}55 \frac{kg}{m \cdot s^2} = 0{,}0015\ bar$$

6.11.2.- Pérdida de carga en la carcasa

El cálculo de la pérdida de carga en la carcasa se realiza mediante el método de CERN, utilizando la siguiente expresión:

$$\Delta P_c = \frac{f_c \cdot G_c^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_c}{\rho \cdot D_e} \qquad [A.6.33]$$

Donde: f_c Factor de fricción en la carcasa.
G_c Velocidad másica en la carcasa.
N_c Número de deflectores.
D_c Diámetro de la carcasa.
D_e Diámetro equivalente.

La velocidad másica para la carcasa se calcula utilizando la expresión:

$$G_c = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot (D_c^2 - N_t \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.6.34]$$

En esta expresión, m representa el caudal másico del fluido que circula por la carcasa, es decir 7,53 kg/s. El término 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.

$$X = \frac{1\ in}{0{,}75\ in} = 1{,}33$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.6.34**:

$$G_c = \frac{4 \cdot 7{,}53\ kg/s}{\pi \cdot ((0{,}205m)^2 - 29 \cdot (0{,}019m)^2) \cdot 1{,}33} = 228{,}82\ kg/(m^2 \cdot s)$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros inoxidables comerciales es ε = 0,002 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,00014.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa:

$$Re = \frac{D_c \cdot G_c}{\mu} \qquad [A.6.35]$$

$$Re = \frac{0{,}205\ m \cdot 228{,}82 \frac{kg}{s \cdot m^2}}{1{,}44 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 3{,}26 \cdot 10^6$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción $f_c = 0{,}013$.

El número de deflectores calculado anteriormente es de 6 deflectores.

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. La expresión para el cálculo del diámetro equivalente es la siguiente, introduciendo el Pitch en metros.

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{(4/3 \cdot Pitch^2) - (\pi \cdot D_o^2/8)}{\pi \cdot D_o/2} \right) \qquad [A.6.36]$$

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{\left(\frac{4}{3} \cdot (0{,}0254m)^2\right) - (\pi \cdot (0{,}019m)^2/8)}{\pi \cdot (0{,}019m)/2} \right) = 0{,}096\, m$$

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.6.33**, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa.

$$\Delta P_c = \frac{0{,}013 \cdot \left(228{,}82 \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)^2 \cdot (6+1) \cdot 0{,}205m}{1{,}33\ \frac{kg}{m^3} \cdot 0{,}096m} = 7.632{,}61 \frac{kg}{m \cdot s^2}$$
$$= 0{,}0763\ bar$$

Sumando las dos pérdidas de carga calculadas para el exterior e interior de los tubos se obtiene una pérdida total de presión de:

$$\Delta P_{total} = 0{,}0015\ bar + 0{,}0763\ bar = 0{,}0778\ bar$$

6.12.- Aislamiento

El material elegido para aislar el intercambiador de calor en este caso será, al igual que los anteriores, lana de roca, ya que es el material más

económico que cubre las necesidades requeridas. Se aísla la carcasa externa del intercambiador y se recubre el aislante con una chapa de aluminio. El espesor de la lana de roca necesario viene en función de la temperatura máxima de operación, según la **Tabla A.21.11** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera, y para una temperatura máxima de operación de hasta 225ºC, se obtiene un espesor de lana de roca de 80 milímetros.

ANEXO 7:
DISEÑO DE LA COLUMNA DE ABSORCIÓN CON REACCIÓN QUÍMICA A-01

7.1.- Introducción

La corriente gaseosa formada por los productos de reacción que han abandonado el reactor, tras su paso por tres intercambiadores de calor donde se reduce su temperatura hasta los 200ºC, se introduce en el primero de los dos absorbedores de la planta, el absorbedor con reacción química A-01.

El objetivo de este proceso de absorción es eliminar el amoniaco que se encuentra presente en la corriente, y para ello se utilizará como absorbente una disolución de ácido sulfúrico muy diluida. En los siguientes apartados se procede al diseño de la columna.

La corriente de productos que se va a introducir en la columna contiene una cierta cantidad de ácido cianhídrico, que es corrosivo, este será el factor decisivo para la elección del tipo de columna, que como se justificó en el Capítulo 11 de la Memoria Descriptiva será de relleno.

7.2.- Caracterización de las corrientes de entrada y salida

En primer lugar se representa en la siguiente figura un esquema típico de funcionamiento de una columna de absorción, donde se ven reflejadas las corrientes de líquidos y gases de entrada y salida de la columna.

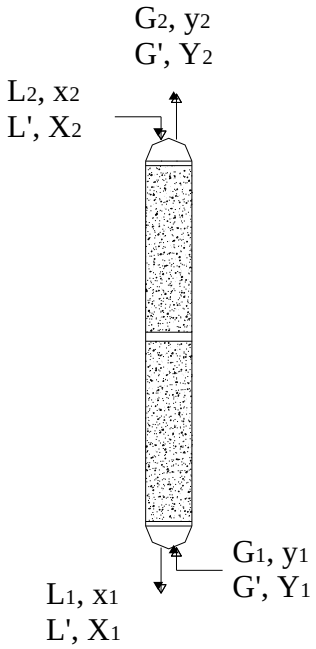


Figura A.7.1. Representación columna de absorción.

La corriente de alimentación gaseosa del absorbedor (G_1) es la que proviene del reactor, tras haber pasado por tres intercambiadores de calor para reducir su temperatura hasta los 473K. En la siguiente tabla se muestra la composición de esta corriente.

Tabla A.7.1
Composición de la alimentación de gas a la columna A-01

Componente	**Caudal (kmol/h)**	**Fracción molar**
Acrilonitrilo	202,24	0,196
Acetonitrilo	16,98	0,017
HCN	35,31	0,034
Propileno	5,32	0,005
CO	2,05	0,002
CO_2	4,20	0,004
O_2	35,15	0,034
Agua	717,56	0,697
Amoniaco	11,58	0,011
Total	**1.030,39**	

Esos 1.030,39 kmol/h de gas de entrada convertidos a caudal másico resultan $G = 7{,}52\ kg/s$.

Una vez conocidas las características de la alimentación, se podrá determinar la cantidad de disolución diluida de ácido sulfúrico a partir de la estequiometria de la reacción química que tiene lugar. La reacción que está ocurriendo en el scrubber de amoniaco es:

$$2NH_3 + H_2SO_4 \rightarrow (NH_4)_2SO_4$$

El amoniaco reacciona con el ácido sulfúrico produciendo sulfato de amonio que se elimina como producto de fondo. La cantidad de ácido sulfúrico necesaria para reaccionar con el amoniaco se calcula:

$$Cantidad\ H_2SO_4 = \frac{Cantidad\ NH_3}{2} = \frac{11{,}58\ kmol/h}{2} = 5{,}79\ kmol/h$$

Esta es la cantidad estequiométrica necesaria para reaccionar con el amoniaco presente en la corriente, pero se trabajará con una disolución que se encuentre en exceso con relación a esta cantidad estequiométrica, se decide que se utilizarán 8 kmol/h de ácido sulfúrico. La cantidad de solución ácida requerida para conseguir una relación adecuada gas/líquido en el scrubber y una concentración en peso de ácido sulfúrico de aproximadamente un 1% en peso se calcula a continuación.

En primer lugar, se determina qué cantidad en masa corresponde a los 5,79 kmol de ácido sulfúrico, para ello se necesita el dato de peso molecular de éste, que resulta ser 98 g/mol. Así, la cantidad de ácido sulfúrico necesaria se muestra a continuación.

$$Cantidad\ H_2SO_4 = \ 5{,}79\frac{kmol}{h} \cdot 98\frac{kg}{kmol} = 784\ kg/h$$

Como la disolución se desea realizar al 1% en peso, ya se puede obtener la cantidad de agua necesaria para lograr esta concentración.

$$Cantidad\ H_2O = 784\frac{kg}{h} \cdot \frac{0{,}99}{0{,}01} = 77616\ kg/h$$

Sabiendo que el peso molecular del agua es 18 g/mol, se tiene:

$$Cantidad\ H_2O = \frac{77616\frac{kg}{h}}{18\frac{kg}{kmol}} = 4312\ \frac{kmol}{h}$$

Por tanto, la otra corriente de entrada al absorbedor, la líquida (L_2) queda con las composiciones que se muestran a continuación.

Tabla A.7.2
Composición de la alimentación de líquido a la columna A-01

Componente	**Caudal molar (kmol/h)**	**Fracción molar**
Agua	4.312	0,998
Ácido sulfúrico	8	0,002
Total	4.320	

El caudal molar de líquido de entrada a la columna son 4.320 kmol/h, que corresponde a caudal másico *L = 21,78 kg/s.*

Para calcular las composiciones de las corrientes de salida de la columna, y en consecuencia, para poder realizar el diseño, habrá que determinar los caudales y composiciones de las corrientes que abandonan la columna, tanto la líquida como la gaseosa. Se debe especificar para estos cálculos la cantidad de amoniaco que será absorbida por la disolución, que, aunque lo deseable es que se elimine el 100%, para los cálculos se considera que eliminar el 99,99% será suficiente y adecuado.

Por tanto la cantidad de amoniaco que abandonará la columna convertido en sulfato de amonio será la que a continuación se muestra.

$$Cantidad\ NH_3 eliminado = 11{,}58 \frac{kmol}{h} \cdot 0{,}9999 = 11{,}57\ \frac{kmol}{h}$$

También existirá una pequeña cantidad de acrilonitrilo, acetonitrilo y HCN que se pierda con el producto de fondo debido a su solubilidad parcial en agua. Estas pérdidas se calcularán usando las curvas de equilibrio líquido-vapor y las fracciones molares de los componentes que entran en la columna. Se realizan estos cálculos a continuación, utilizando la siguiente expresión:

$$Cantidad\ perdida = Fraccion\ molar\ en\ el\ líquido \cdot Solución\ de\ sulfúrico\ que\ entra \qquad [A.7.1]$$

- ***Acrilonitrilo:***

A partir del diagrama de equilibrio líquido-vapor del sistema acrilonitrilo/agua, se obtienen los datos de equilibrio para la composición de acrilonitrilo en la columna.

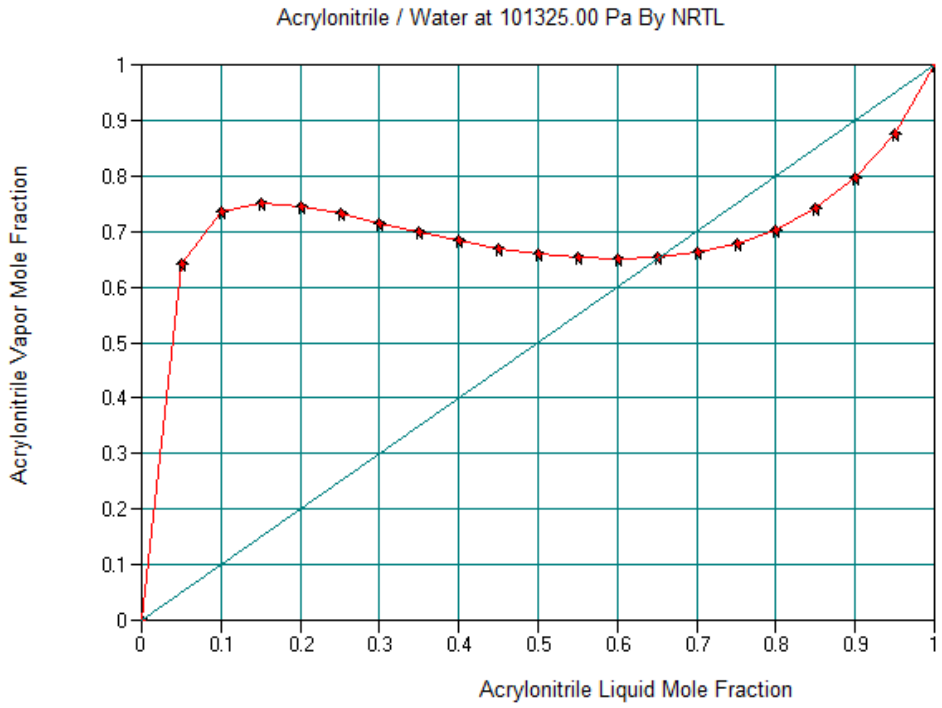


Figura A.7.2.Diagrama de equilibrio líquido-vapor del sistema acrilonitrilo-agua.

En el sistema se tienen 202,24 kmol/h de acrilonitrilo, como se considera un sistema binario con agua, se calculará su fracción molar respecto a la totalidad de agua que hay en la columna, ésta es 717,56 kmol/h que entraba con la corriente gaseosa, y 4.312 kmol/h que se introducía en la corriente líquida.

La fracción molar de acrilonitrilo queda:

$$y_{Acrilonitrilo} = \frac{202{,}24\ kmol/h}{(202{,}24 + 717{,}56 + 4.312)\ kmol/h} = 0{,}039$$

Observando el diagrama de equilibrio, se determina que para una composición de vapor de aproximadamente 0,04 en acrilonitrilo, y considerando esa parte del diagrama como una línea recta, corresponde una fracción molar en el líquido de 0,003 de acrilonitrilo.

Por lo tanto, el acrilonitrilo eliminado en la corriente de líquido se calcula a partir de la **Ecuación A.7.1** y es:

$$Acrilonitrilo\ eliminado = 0{,}003 \cdot 4320 \frac{kmol}{h} = 12{,}96 \frac{kmol}{h}$$

- ***Acetonitrilo:***

A partir del diagrama de equilibrio líquido-vapor del sistema acetonitrilo/agua, se obtienen los datos de equilibrio para la composición de acetonitrilo en la columna.

Se muestra este diagrama en la siguiente figura.

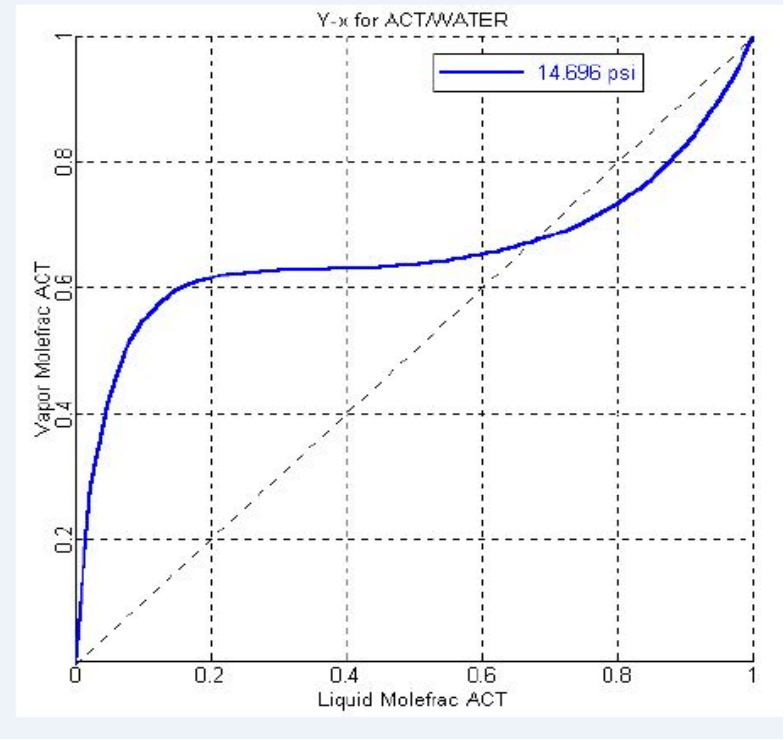


Figura A.7.3. Diagrama de equilibrio líquido-vapor del sistema acetonitrilo-agua

En el sistema se tienen 16,98 kmol/h de acetonitrilo, como se considera un sistema binario con agua, se calculará su fracción molar respecto a la totalidad de agua que hay en la columna, ésta es 717,56 kmol/h que entraba con la corriente gaseosa, y 4312 kmol/h que se introducía en la corriente líquida. La fracción molar queda:

$$y_{Acetonitrilo} = \frac{16{,}98\ kmol/h}{(16{,}98 + 717{,}56 + 4312)\ kmol/h} = 0{,}003$$

Observando el diagrama de equilibrio, se determina que para una composición de vapor de aproximadamente 0,003 en acetonitrilo, y considerando esa parte del diagrama como una línea recta, corresponde una fracción molar en el líquido de 0,0001 de acrilonitrilo. Por lo tanto, el acetonitrilo eliminado en la corriente de líquido se calcula también a partir de la **Ecuación A.7.1** y es:

$$Acetonitrilo\ eliminado = 0{,}0001 \cdot 4320 \frac{kmol}{h} = 0{,}4320\ kmol/h$$

- ***Ácido cianhídrico:***

Al igual que en los casos anteriores, a partir del diagrama de equilibrio líquido-vapor del sistema HCN/agua, se obtienen los datos de equilibrio para la composición de HCN en la columna.

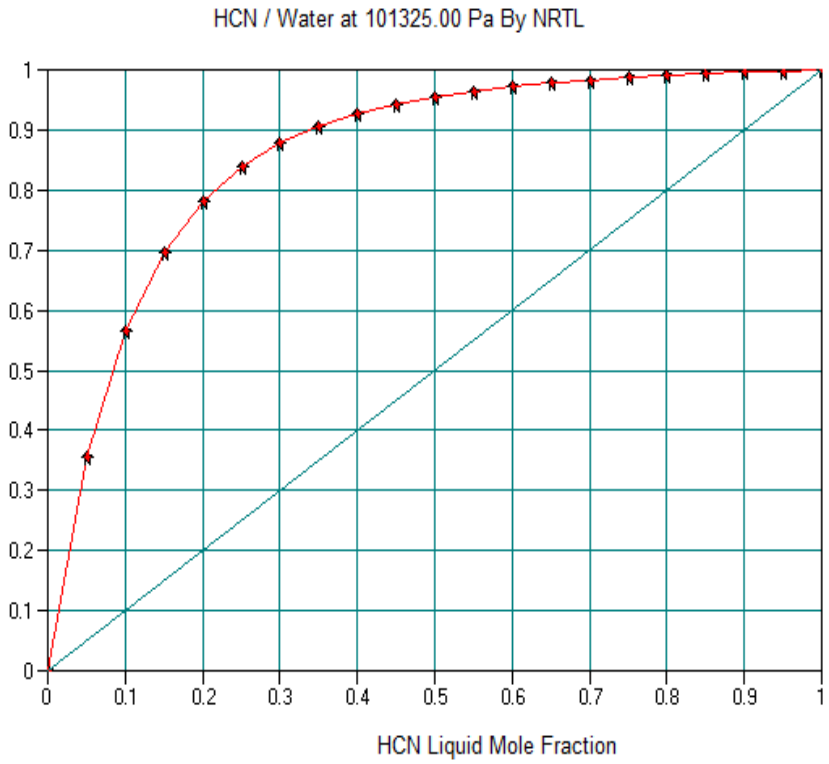


Figura A.7.4. Diagrama de equilibrio líquido-vapor del sistema HCN-agua.

En el sistema se tienen 35,31 kmol/h de ácido cianhídrico, como se considera un sistema binario con agua, se calculará su fracción molar respecto a la totalidad de agua que hay en la columna, ésta es 717,56 kmol/h que entraba con la corriente gaseosa, y 4312 kmol/h que se introducía en la corriente líquida. La fracción molar queda:

$$y_{HCN} = \frac{35{,}31\ kmol/h}{(35{,}31 + 717{,}56 + 4312)\ kmol/h} = 0{,}007$$

Observando el diagrama de equilibrio, se determina que para una composición de vapor de aproximadamente 0,007 en HCN, y considerando esa parte del diagrama como una línea recta, corresponde una fracción molar en el líquido de 0,00035 de cianhídrico. Por lo tanto, el HCN eliminado en la corriente de líquido se calcula también a partir de la **Ecuación A.7.1** y es:

$$HCN\ eliminado = 0{,}00035 \cdot 4320 \frac{kmol}{h} = 1{,}512\ kmol/h$$

Para finalizar, comentar que la corriente líquida que abandona el absorbedor contará con 5,79 kmol/h de sulfato de amonio (por estequiometria), además de toda el agua que se introdujo en el sistema. A continuación se resume en la siguiente tabla la composición de la corriente líquida de salida del absorbedor.

Tabla A.7.3
Composición de la corriente líquida de salida de la columna de absorción A-01

Componente	**Caudal molar (kmol/h)**	**Fracción molar**
Acrilonitrilo	12,96	0,0030
Acetonitrilo	0,4320	$9{,}97 \cdot 10^{-5}$
HCN	1,512	0,0003
Sulfato de amonio	5,79	0,0013
Agua	4312	0,9947
Ácido sulfúrico	2,21	0,0005

Por último se muestra la composición de la corriente gaseosa que abandona la columna de absorción y que se dirige al resto de equipos para continuar con la purificación del acrilonitrilo.

Estos datos se han obtenido a partir de un balance de materia al equipo.

Tabla A.7.4
Composición de la corriente gaseosa de salida de la columna de absorción A-01

Componente	**Caudal molar (kmol/h)**	**Fracción molar**
Acrilonitrilo	189,28	0,189
Acetonitrilo	16,55	0,016
HCN	33,80	0,034
Propileno	5,32	0,005
Agua	717,56	0,715
CO	2,05	0,002
CO_2	4,20	0,004
O_2	35,15	0,035
Total	1.003,91	

7.3.- Cálculo del diámetro de la columna

Para determinar el diámetro de la torre de absorción primero se definirán dos términos importantes a tener en cuenta, estos son:

- "Loading point": Punto en el que todo el relleno está mojado. Hay una capa de líquido que cubre toda la superficie del relleno. Esta capa asegurará una buena transferencia de materia.

- "Flooding point"; se define como el punto en el que la columna empieza a inundarse de líquido, se trata de una región inestable en la que no se puede operar.

No es posible operar por encima del "flooding point" ni tampoco por debajo del "loading point" ya que implicaría que la columna no está operando de manera eficiente, por tanto, siempre se trabajará entre estos dos puntos.

Para el cálculo se utilizará el diagrama de pérdida de carga generalizada que se muestra en la siguiente figura.

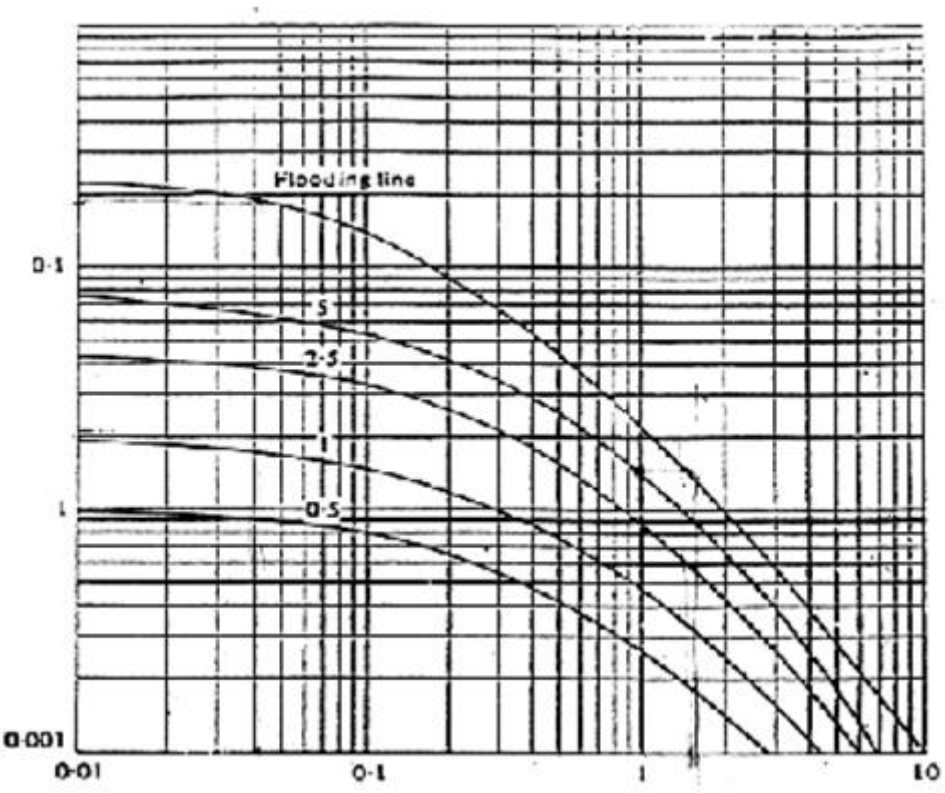


Figura A.7.5. Gráfico de pérdida de carga generalizada

Este gráfico tiene como datos del eje de abscisas el siguiente valor:

$$H = \frac{L}{G/\%inundación}\left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{1/2} \qquad [A.7.2]$$

Y para el eje de ordenadas:

$$V = \frac{G'^2 \cdot F}{g \cdot \rho_V \cdot \rho_L} \qquad [A.7.3]$$

Se procede en primer lugar al cálculo del valor de *H*, mediante la resolución de la **Ecuación A.7.2**, donde L y G representan los caudales másicos de líquido y gas respectivamente que se introducen en la columna y ρ_V y ρ_L las densidades del vapor y del líquido respectivamente. Además habrá que asumir un porcentaje de inundación, que se tomará el 80%.

Las densidades de la corriente de líquido y la de gases se muestran a continuación y han sido obtenidas a partir del simulador Chemcad.

$$\rho_V = 0{,}677\ kg/m^3$$
$$\rho_L = 1.000\ kg/m^3$$

Con todos estos datos, se sustituye en la ecuación y se obtiene:

$$H = \frac{21{,}78\ kg/s}{7{,}52\ kg/s/0{,}80}\left(\frac{0{,}677\ kg/m^3}{1.000\ kg/m^3}\right)^{1/2} = 0{,}06$$

Utilizando el gráfico de pérdida de carga generalizado de la **Figura A.7.5**, entrando con el valor de *H* hasta interceptar la línea de inundación (80%), se obtiene el valor de V = 0,013.

De la **Ecuación A.7.3**, se despeja el valor de *G'*, que corresponde al caudal másico de gas por metro cuadrado de sección. Para ello hará falta el valor de *F*, se trata del factor de empaque del relleno. Para la columna de absorción A-01 se eligió un relleno Intalox saddles de cerámica de 75 mm, como quedó justificado en la Memoria Descriptiva del presente Proyecto, para este tipo de relleno se muestra sus características en la siguiente tabla.

Tabla A.7.5
Características del relleno

Packing Type	Nominal Size (mm)	Elements (per m^3)	Bed Weight (kg/m^3)	Surface Area (m^2/m^3)	ϵ Void Fraction	F_p Packing Factor (m^{-1})	$F_p\epsilon^2$
Intalox saddles (ceramic)	13	730,000	720	625	0.78	660	402
	25	84,000	705	255	0.77	320	190
	38	25,000	670	195	0.80	170	108
	50	9,400	670	118	0.79	130	81
	75	1,870	590	92	0.80	70	45

Como se aprecia en la tabla, el factor de empaque tiene para el relleno utilizado, el valor de $F = 70\ m^{-1}$.

Ya se está en disposición de sustituir en la **Ecuación A.7.3,** y despejar el valor de *G'*.

$$G' = \sqrt{\frac{9{,}81\,\frac{m}{s^2} \cdot 0{,}677\,\frac{kg}{m^3} \cdot 1000\,\frac{kg}{m^3} \cdot 0{,}013}{70\ m^{-1}}} = 1{,}11 kg/(s \cdot m^2)$$

A partir de este dato y conociendo la siguiente relación para el área de la columna:

$$A = \frac{G}{G'} \qquad [A.7.4]$$

$$A = \frac{7{,}52\,\frac{kg}{s}}{1{,}11\,\frac{kg}{s \cdot m^2}} = 6{,}77\ m^2$$

Finalmente, a partir de la sección de la columna se puede obtener el diámetro de esta utilizando la expresión que se muestra a continuación.

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \rightarrow D = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \qquad [A.7.5]$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 6{,}77\ m^2}{\pi}} = 2{,}94\ m$$

Se determina un diámetro de columna de 3 m.

7.4.- Módulo de Hatta

Sea la reacción gas-líquido:

A (g →l) + bB (l) →R (sólido o líquido o gas)

De forma general, se tendrán tres resistencias en serie:

- Resistencia de la película gaseosa
- Resistencia de la película líquida
- Resistencia de la masa principal del líquido

La reacción puede tener lugar en la película líquida y en la masa principal del líquido dependiendo de la rapidez a la que tiene lugar:

- Reacciones rápidas tendrán lugar en una zona estrecha dentro de la película líquida.
- Reacciones lentas transcurrirán a lo largo de la película y en la masa principal del líquido.

El modulo de Hatta es un parámetro que permite evaluar si la etapa limitante es la reacción química o en caso contrario es la difusión en el líquido. Dependiendo del valor obtenido de este parámetro, se diseñará de una manera u otra la torre de absorción. La ecuación que define al módulo de Hatta es la siguiente:

$$M_H = \sqrt{\frac{k \cdot D_{Al} \cdot C_{Bl}}{k_{Al}}} \qquad [A.7.6]$$

Siendo: M_H Módulo de Hatta.
k Constante cinética de la reacción.
D_{Al} Difusividad del amoniaco en el líquido.
C_{Bl} Concentración de H_2SO_4 en la fase líquida.
k_{Al} Coeficiente de transferencia de materia del amoniaco en el liquido.

Cuando el modulo de Hatta es mayor a 2 la reacción química es casi instantánea frente a la difusión en el liquido y la columna de absorción más adecuada para este tipo de caso es una columna donde exista mucha área

interfacial entre el gas y el liquido (por lo que el mejor tipo de absorción es una columna de relleno). En cambio, cuando modulo de Hatta es menor a 0,02 la reacción química es muy lenta frente a la difusión en el liquido y la columna de absorción más adecuada para este tipo de caso es una columna donde el liquido este retenido durante mucho tiempo (por lo que el mejor tipo de absorción es una columna de burbujeo).

Para obtener un valor correcto del modulo de Hatta se deberá calcular este parámetro en la parte superior de la columna y en la parte inferior. En primer lugar se calculan todos los parámetros necesarios para la expresión del Módulo de Hatta.

- Difusividad del Amoniaco en el líquido:

Para el cálculo de la Difusividad se hará uso de la Ecuación propuesta por Wilke Chang para la Difusividad en líquidos, y se muestra a continuación.

$$D_{AB} = \frac{7{,}4 \cdot 10^{-8} (\phi M_B)^{1/2} T}{\eta_B \cdot V_A^{0,6}} \qquad [A.7.7]$$

Donde: D_{AB} Coeficiente de difusión, cm^2/s.
M_B Peso molecular del disolvente B, g/mol.
T Temperatura, K.
η_B Viscosidad del disolvente B, cP.
V_A Volumen molar del soluto A a su temperatura de ebullición, cm^3/mol.
ϕ Factor de asociación del disolvente B.

Los valores de estos parámetros son los siguientes:

- $M_B = 18\ g/mol$

- $T = 330\ K$ (Se ha considerado una temperatura intermedia de las corrientes entre las entradas y las salidas)

- $\eta_B = 0{,}4998\ cP$ (Obtenida por el simulador Chemcad)

- $V_A = 26{,}39\ cm^3/mol$

- $\phi = 2{,}6$ Cuando se utiliza agua como disolvente.

Sustituyendo en la **Ecuación A.7.7**, se obtiene:

$$D_{AB} = \frac{7{,}4 \cdot 10^{-8}(2{,}6 \cdot 18\ g/mol)^{1/2} 330\ K}{0{,}4998\ cP \cdot (26{,}39 \frac{cm^3}{mol})^{0{,}6}} = 4{,}69 \cdot 10^{-5}\ \frac{cm^2}{s}$$

$$= 4{,}69 \cdot 10^{-9}\ \frac{m^2}{s}$$

- Constante cinética:

Es obtenida de la bibliografía y presenta un valor de:

$$k = 7{,}28 \cdot 10^{-2}\ L^2/(mol^2 \cdot s)$$

- Concentración de ácido sulfúrico:

Para la determinación de la concentración de H_2SO_4 se ha realizado el cálculo de los moles de ácido sulfúrico en la corriente liquida, y se ha dividido entre el volumen de liquido. Se tenían 21,78 kg/s de caudal másico de líquido de entrada, que resultan convertidos en caudal volumétrico 78,4 m^3/h. La corriente líquida que abandona el reactor tiene un caudal volumétrico de 82,18 m^3/h.

Se calcula la concentración tanto a la entrada como a la salida, para conocer el Modulo de Hatta en la parte superior y en la parte inferior de la columna.

Parte superior:

$$C_{Bl} = \frac{moles\ H_2SO_4}{volúmen\ líquido} = \frac{8\ kmol/h}{78{,}4\ m^3/h} = 0{,}102\,\frac{kmol}{m^3} = 0{,}102\ mol/L$$

Parte inferior:

$$C_{Bl} = \frac{moles\ H_2SO_4}{volúmen\ líquido} = \frac{2{,}21\ kmol/h}{82{,}18\ m^3/h} = 0{,}027\,\frac{kmol}{m^3} = 0{,}027\ mol/L$$

- Coeficiente de transferencia de materia en el líquido:

También se ha obtenido a partir de la bibliografía y su valor se muestra a continuación.

$k_{AL} = 1{,}39 \cdot 10^{-6}\ m/s$

Ya se está en disposición de calcular el Módulo de Hatta, y se procede a la sustitución de los valores en la **Ecuación A.7.6**:

- Parte superior de la columna:

$$M_H = \sqrt{\frac{7{,}28 \cdot \frac{10^{-2} L^2}{mol^2 \cdot s} \cdot 4{,}69 \cdot 10^{-9}\,\frac{m^2}{s} \cdot 0{,}102\,\frac{mol}{L}}{1{,}39 \cdot 10^{-6}\,\frac{m}{s}}} = 4{,}25$$

- Parte inferior:

$$M_H = \sqrt{\frac{7{,}28 \cdot \frac{10^{-2} L^2}{mol^2 \cdot s} \cdot 4{,}69 \cdot 10^{-9} \frac{m^2}{s} \cdot 0{,}027 \frac{mol}{L}}{1{,}39 \cdot 10^{-6} \frac{m}{s}}} = 2{,}18$$

Debido a que el Modulo de Hatta tanto en el punto inferior como en el superior sea mayor a 2, como cualquier punto de la columna tiene un modulo de Hatta intermedio al de los extremos, cualquier punto de la columna posee un modulo de Hatta mayor a 2. Esto significa que la reacción química es muy rápida frente a la difusión del amoniaco en el liquido en toda la columna, y por lo tanto el tipo de columna de absorción idónea es una columna de relleno (aquí se comprueba que la suposición de una columna de relleno era una hipótesis valida). Por tanto el diseño de la columna se regirá por las ecuaciones de una torre de absorción de relleno.

7.5.- Altura de relleno

Cuando el modulo de Hatta es mayor de 2 y se usa una columna de relleno se emplea la siguiente ecuación para el cálculo de la altura de la columna:

$$h = (NUT) \cdot (HUT)$$

$$= \left(\ln \frac{Y_1}{Y_2} - Y_1 + Y_2\right) \cdot \frac{{G'}/{S}}{k_{Ag} \cdot a \cdot P_T} \qquad [A.7.8]$$

Siendo *(NUT)* el número de unidades de transferencia y *(HUT)* la altura de la unidad de transferencia.

Cada uno de esos términos se calcula mediante la expresión anterior conociendo que *S* es la sección de la columna, P_T la presión total a la que se opera, *G'* es el caudal molar de inerte en el gas, k_{Ag} es el coeficiente de

transferencia de materia del amoniaco en el gas, *a* es el área de contacto interfacial por unidad de volumen del reactor, e Y_1 e Y_2 se calculan de la siguiente manera:

$$Y_i = \frac{y_i}{1 - y_i} \qquad [A.7.9]$$

Siendo *y* la concentración de amoniaco en el gas es cualquier punto de la columna. Los subíndices 1 y 2 de las *Y* significan entrada y salida del gas respectivamente.

$$y_1 = \frac{11{,}58\,\frac{kmol}{h}}{1.030{,}39\,\frac{kmol}{h}} = 0{,}011$$

$$y_2 = \frac{0{,}0012\,\frac{kmol}{h}}{1.003{,}92\,\frac{kmol}{h}} = 1{,}15 \cdot 10^{-6}$$

Utilizando la **Ecuación A.7.9**:

$$Y_1 = \frac{0{,}011}{1 - 0{,}011} = 0{,}011$$

$$Y_2 = \frac{1{,}15 \cdot 10^{-6}}{1 - 1{,}15 \cdot 10^{-6}} = 1{,}15 \cdot 10^{-6}$$

Ya es posible el cálculo del *NUT*:

$$(NUT) = \left(\ln \frac{0{,}011}{1{,}15 \cdot 10^{-6}} - \ 0{,}011 + 1{,}15 \cdot 10^{-6}\right) = 9{,}18$$

A continuación Se procede al cálculo de *HUT*, pero antes se debe calcular los parámetros de los que depende.

La sección de la columna se obtiene mediante la ecuación:

$$S = \pi \frac{D^2}{4} \qquad [A.7.10]$$

$$S = \pi \frac{(3m)^2}{4} = 7{,}07\ m^2$$

El caudal de inerte en la corriente gaseosa es el total de caudal másico de la corriente gaseosa de salida menos la cantidad de amoniaco que lleve.

$$G' = 1.003{,}92 \frac{kmol}{h} - 0{,}0012 \frac{kmol}{h} = 1.003{,}91 \frac{kmol}{h} = 0{,}279\ kmol/s$$

La presión total del gas, P_T es de 1 atm.

El valor del área de contacto interfacial por unidad de volumen del equipo, *a*, toma un valor para el tipo de relleno utilizado de 92 m^2/m^3 (véase **Tabla A.7.5**).

Por último se necesita k_{Ag}, y este se obtendrá de la bibliografía y presenta un valor de:

$$k_{Ag} = 0{,}00016\ kmol/(m^2 \cdot atm \cdot s)$$

Conocidos todos estos valores, se procede a la sustitución en la **Ecuación A.7.8**:

$$h = (NUT) \cdot (HUT) = 9{,}18 \cdot \frac{0{,}279 \frac{kmol}{s} \Big/ 7{,}07\ m^2}{0{,}00016 \frac{kmol}{m^2 \cdot atm \cdot s} \cdot 92 \frac{m^2}{m^3} \cdot 1 atm}$$

$$= 24{,}61\ m$$

7.6.- Diseño mecánico

7.6.1.- Determinación del espesor de la columna

Para la determinación del diseño mecánico de la columna se deben indicar y calcular con anterioridad una serie de parámetros.

- Altura total de la columna:

La altura final de la columna de absorción, además de la altura de relleno, deberá incluir un determinado espacio para la toma de muestras, dispositivos para la entrada y salida de gas y líquido, soportes del relleno, distribuidores de líquido y resto de accesorios. Se considerarán que 3 m será un espacio adecuado y suficiente para esto, por lo que la altura final de la columna será:

$$h = 25m + 3m = 28\,m$$

- Esbeltez, K:

La esbeltez de una columna es la relación entre la altura y su diámetro. En este caso:

$$K = \frac{28\,m}{3\,m} = 9{,}33$$

- Material:

La columna se construirá de acero inoxidable AISI 316L, debido principalmente, y como quedó justificado en la Memoria Descriptiva, a la presencia de ácido cianhídrico en la corriente gaseosa, así como de ácido sulfúrico, que son sustancias corrosivas.

- Presión de diseño:

La presión de diseño se considera un 10% superior a la presión de la columna:

$$P_D = 1{,}1 \cdot 1\ atm = 1{,}1\ atm = 14{,}7\ psi$$

Debido a que esta presión de diseño es menor a 30 psi, se escoge como presión de diseño 30 psi.

- Temperatura de diseño:

Es aquella que supera en 20ºC a la máxima temperatura de operación.

$$T_D = 20℃ + 200℃ = 220℃ = 428°F$$

- Margen de corrosión (C):

Según el Código ASME VII-Div.1 se debe tener en cuenta para diseñar las unidades de proceso que puedan estar sometidas a corrosión, erosión o abrasión mecánica un margen de corrosión, el cual predice el desgaste del espesor y que de este modo la vida útil del equipo sea la correcta. Se considera un desgaste de corrosión para tuberías y depósitos de 5 milésimas de pulgada por año. Para las columnas se usan valores de vida útil de 8 años (véase la **Tabla A.21.15** del Anexo 21).

Se calcula a continuación el valor de C:

$$C = 0{,}005 \frac{in}{\text{año}} \cdot 8\ \text{años} = 0{,}04\ in = 1{,}016\ mm$$

- Tensión máxima admisible (S):

Según se puede observar en la **Tabla A.21.6** del Anexo 21, la tensión máxima admisible para acero inoxidable AISI 316L es de 14.800 psi para una temperatura de 500ºF (temperatura inmediatamente superior a la temperatura de diseño).

- Eficiencia de soldadura (E):

Se observa en la tabla UW-12 del código ASME VIII-Div.1 que E toma el valor de 0,85 para una junta a tope con doble cordón u otro método mediante el que se obtenga la misma calidad de soldadura del material depositado, y siendo examinadas las juntas por zonas (véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21).

- Espesor mínimo de pared:

Antes de comenzar el cálculo del espesor basado en la presión interna, se determinará el espesor mínimo.

- Espesor mínimo según Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}\,(mm) = 2{,}5 + C = 2{,}5 + 1{,}016 = 3{,}516\,mm = 0{,}138\,in$$

- Espesor mínimo según la fórmula para aceros inoxidables:

$$t_{min}\,(mm) = 3mm = 0{,}118\,in$$

De acuerdo con el Código ASME VIII-Div.1, el espesor de la carcasa debe determinarse teniendo en cuenta las tensiones a las que se verá sometida. Para cada una de ellas, debe hallarse el espesor necesario para soportarlas, 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:

Tabla A.7.6.
Tensiones a las que está sometido el equipo (Megyesy E.F., 2001)

	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		**TENSIONES LONGITUDINALES**	
CARGA	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**
Peso				X
Viento			X	X
Seísmo			X	X
Presión interior	X		X	
Presión exterior				

Debido a que ejercen una mayor influencia, sólo se tendrán en cuenta las tensiones ejercidas por la presión interna y al viento, el resto serán despreciadas. Posteriormente se selecciona un espesor de entre los espesores comerciales, tomando entonces un margen de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo. Las relaciones que permiten determinar el espesor debido a cada una de estas tensiones se recogen a continuación:

Tensiones circunferenciales:

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0{,}6 \cdot P_D} \qquad [A.7.11]$$

Tensiones longitudinales:

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P_D} \qquad [A.7.12]$$

Donde: P_D Presión de diseño interna, en psi.

R Radio interior de la envolvente, en in.

S Máxima tensión admisible, en psi.

E Eficiencia de junta.

C Margen de corrosión, expresado en in.

Sustituyendo los valores, resulta:

$$t_{circ} = \frac{30\ psi \cdot \left(\frac{3m}{2}\right) \cdot \left(\frac{1\ in}{0{,}0254m}\right)}{14.800\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30\ psi} = 0{,}14\ in$$

$$t_{long} = \frac{30\ psi \cdot \left(\frac{3m}{2}\right) \cdot \left(\frac{1\ in}{0{,}0254m}\right)}{2 \cdot 14.800 psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi} = 0{,}07\ in$$

Con estos espesores calculados se toma el de mayor valor, y se le añadirá el sobreespesor por corrosión.

$$t = 0{,}14\ in + 0{,}04\ in = 0{,}18\ in$$

Tensiones debidas al viento:

La estabilidad de la torre puede verse afectada a algunos fenómenos ambientales externos como el viento, capaz de ejercer presión de tracción y compresión sobre las paredes del recipiente. Se procede a continuación al cálculo del espesor mínimo de la envolvente para resistir la carga de viento.

Para estos cálculos se debe tener en cuenta que no toda la columna se encuentra expuesta del mismo modo a la carga de viento, ya que a mayor altura, menor momento. Por ello, se procede al cálculo en la junta del faldón con la envolvente. La altura entre el suelo y el faldón será d 1,5 m, por lo que la altura expuesta a la carga de viento será:

$$h_{exp} = 1{,}5m = 4{,}92\ ft$$

La presión de diseño para la carga del viento se calcula con la siguiente expresión:

$$P_w = q_s \cdot C_q \cdot C_e \qquad [A.7.13]$$

Donde: q_s Presión de estancamiento del viento a 30 pies (estándar).

C_q Coeficiente de presión, depende de la geometría del recipiente.

C_e Coeficiente del factor por ráfagas, según altura y tipo de exposición.

La presión de estancamiento se trata de un parámetro que va a depender de la velocidad del viento, por lo que dependerá íntimamente de la zona donde se sitúe la planta. La columna será situada en San Roque, en dicho emplazamiento, se han llegado a alcanzar rachas de hasta 180 km/h de velocidad de viento, aunque generalmente no superan los 50/60 km/h.

Para la selección de la presión de estancamiento, se seleccionará una velocidad del viento de 180 km/h, que sería la condición más desfavorable. Esos 180 km/h corresponden a 112,4 mph, según la **Tabla A.21.12** del Anexo 21, para citadas condiciones, e interpolando los valores, correspondería una presión de estancamiento:

$$q_s = 32{,}44 \text{ lb/ft}^2$$

El coeficiente de presión, C_q, depende de la geometría del recipiente. Según la **Tabla A.21.13**, del Anexo 21, al ser una vasija cilíndrica el valor del coeficiente de presión es 0,9.

El último de los coeficientes, el del factor por ráfagas, depende de la altura desde el suelo y el tipo de exposición, según la **Tabla A.21.14**, del Anexo 21 del presente Proyecto, y considerando una exposición tipo C, para una altura de exposición de 30 m, que son unos 98,4 ft (altura de la

torre más distancia entre el fondo y el suelo) el coeficiente tiene un valor de 1,6. Se ha tomado una exposición de tipo C, ya que se trata de una exposición severa, en un terreno grande y abierto.

Sustituyendo todos los datos en la **Ecuación A.7.13**, resulta:

$$P_w = 32{,}44 \frac{lb}{ft^2} \cdot 0{,}9 \cdot 1{,}6 = \ 46{,}71 \ lb/ft^2$$

Mediante la siguiente expresión se calcula el momento debido a la carga por viento:

$$M_{exp} = M - h_{exp} \cdot \left(V - 0{,}5 \cdot P_w \cdot D_0 \cdot h_{\exp}\right) \qquad [A.7.14]$$

Donde:
- M_{exp} Momento a la altura h_{exp}
- M Momento máximo, en la base
- h_{exp} Distancia de la base a la posición considerada
- V Esfuerzo cortante
- P_w Presión de diseño del viento
- D_0 Diámetro exterior de la carcasa, incluyendo espesor del aislante.

Se recurre a la siguiente expresión para calcular el esfuerzo cortante:

$$V = P_w \cdot D_0 \cdot H \qquad [A.7.15]$$

Siendo H la altura total de la torre, incluido el faldón, H = 96,76 ft.

Se necesita conocer el espesor del aislante, para calcular el diámetro exterior de la torre. Este espesor va a depender de la temperatura de operación de la columna.

Según la **Tabla A.21.11** del Anexo 21 del presente Proyecto, para una temperatura máxima de operación de 473K (200ºC), el espesor de lana

de roca necesario será de 0,08 m. Por lo que el diámetro externo de la envolvente será:

$$D_0 = 2 \cdot 0{,}08m + 3m = 3{,}16m = 10{,}36\ ft$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.7.15** se obtiene:

$$V = 46{,}71\ \frac{lb}{ft^2} \cdot 10{,}36ft \cdot 96{,}76ft = 46.848{,}98\ lb$$

Para calcular el momento máximo, M, se hace uso de la siguiente expresión:

$$M = P_w \cdot D_0 \cdot H \cdot h_1 = V \cdot h_1 \qquad [A.7.16]$$

Donde h_1 representa el brazo de palanca para la posición 1, que viene dado por:

$$h_1 = \frac{H}{2} = 48{,}38\ ft$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.7.16**:

$$M = 48{,}38\ ft \cdot 46848{,}98\ lb = 2.266.553{,}57\ lb \cdot ft$$

Con todos estos datos ya se puede calcular el momento a la altura considerada mediante la **Ecuación A.7.14**, resultando:

$$M_{exp} = 2.266.553{,}57\ lb \cdot ft - 4{,}92\ \text{ft} \cdot \left(46.848{,}98\ lb - 0{,}5 \cdot 46{,}71\ \frac{lb}{ft^2} \cdot 10{,}36\ ft \cdot 4{,}92\ \text{ft}\right) = 2.041.916{,}69\ lb \cdot ft$$

Ya se disponen de todos los datos necesarios para calcular el espesor necesario por carga de viento, para ello se recurre a la siguiente expresión:

$$t_{viento} = \frac{12 \cdot M_{exp}}{r_i^2 \cdot \pi \cdot S \cdot E} \qquad [A.7.17]$$

Donde: M_{exp} Momento a la altura analizada, lb·ft.

E Factor de soldadura.

S Tensión máxima admisible, psi.

r_i Radio de la envolvente, incluyendo el espesor del aislante, in. $r_i = \frac{D_0}{2} = 5{,}18\ ft = 62{,}20\ in$.

Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.7.17**, resulta un espesor por carga debida al viento:

$$t_{viento} = \frac{12 \cdot 2.041.916{,}69\ lb \cdot ft}{(62{,}20 in)^2 \cdot \pi \cdot 14.800 psi \cdot 0{,}85} = 0{,}16\ in$$

Comparando este espesor con el resultado obtenido para las tensiones de presión interna y externa, se observa que aquellos son menores, por lo que se pueden despreciar. Se tomará como espesor el calculado para la carga de viento, añadiéndole el margen de corrosión.

$$t = 0{,}16 in + 0{,}04 in = 0{,}20\ in = 5{,}09\ mm$$

Al comparar este resultado con el mínimo espesor calculado anteriormente, se observa que lo supera, por lo que se toma como valor el espesor comercial inmediatamente superior al calculado anteriormente (5,09 mm), que resulta $t = 6{,}4\ mm$.

7.6.2.- Determinación del espesor del fondo superior

La columna de absorción estará provista en la parte superior de un cabezal de tipo toriesférico, ya que son los más comunes en la industria. Existen dos clases de cabezales toriesféricos, el tipo Klopper y el

Korbbogen. Se utilizará un cabezal tipo Korbbogen siempre que se de alguna de las siguientes situaciones:

- Presión de diseño superior o igual a 7kg/cm^2.
- Temperatura de diseño superior a 350ºC.
- Esbeltez próxima o superior a 10.

Debido a que la esbeltez que presenta la columna es prácticamente 10, se utilizarán fondos Korbbogen. Sus dimensiones características se pueden calcular mediante las siguientes expresiones (Código ASME):

$$L = D_i \qquad [A.7.18]$$

$$r = 0{,}06 \cdot L \qquad [A.7.19]$$

$$h = 0{,}169 \cdot D_i \qquad [A.7.20]$$

Siendo: L Radio interior de curvatura.
D_i Diámetro interior de la envolvente.
r Radio interior del abombado.
h Altura de la cúpula.

Sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.7.18, A.7.19**, y **A.7.20**, se obtiene:

$$L = 3m = 118{,}11in$$

$$r = 0{,}18m$$

$$h = 0{,}507m$$

A continuación se dispone a calcular el volumen y el área del cabezal, a partir de las siguientes expresiones:

$$Volumen = 0{,}08089 \cdot D_i^3 \qquad [A.7.21]$$

$$Área = 0{,}931 \cdot D_0^2 \qquad [A.7.22]$$

El diámetro exterior se calculará con el diámetro interior y el espesor de la envolvente que se ha calculado en el apartado anterior:

$$D_0 = D_i + 2 \cdot e = 3{,}013\ m$$

Sustituyendo en las **Ecuaciones A.7.21** y **A.7.22** resultan:

$$Volumen = 0{,}08089 \cdot (3m)^3 = 2{,}18m^3$$

$$Área = 0{,}931 \cdot (3{,}013m)^2 = \ 8{,}45m^2$$

Para el cálculo del espesor de la cúpula se recurre al Código ASME, donde se refleja la siguiente expresión:

$$t_p = \frac{M \cdot P_d \cdot L}{2 \cdot S \cdot E - 0{,}2 \cdot P_d} \qquad [A.7.23]$$

Donde S y E, son los mismos valores que los utilizados anteriormente, 14.800 psi y 0,85 respectivamente, y *M* es un parámetro que depende de las dimensiones del cabezal de la siguiente manera:

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left[3 + \sqrt{\frac{L}{r}}\right] \qquad [A.7.24]$$

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left[3 + \sqrt{\frac{3}{0{,}18}}\right] = 1{,}77$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.7.23**, se obtiene un valor de espesor:

$$t_p = \frac{1{,}77 \cdot 30\ psi \cdot 118{,}11in}{2 \cdot 14800\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}2 \cdot 30psi} = \ 0{,}25\ in$$

Se le añade el sobreespesor por corrosión:

$$t_p = 0{,}25in + 0{,}04in = 0{,}29\ in = 7{,}35mm$$

7.6.3.- Determinación del espesor del fondo inferior

La selección de la cubierta inferior será la misma que para la superior anteriormente dimensionada, se trata de una cubierta toriesférica tipo Korbbogen, debido a las mismas razones que se expusieron en el apartado anterior. También las dimensiones características se calculan de la misma manera, y además, como dependen únicamente del diámetro de la columna y su espesor, tendrán los mismos valores que para el fondo superior.

$$L = 3m = 118{,}11in$$

$$r = 0{,}18m$$

$$h = 0{,}507m$$

$$Volumen = 2{,}18m^3$$

$$Área = \ 8{,}45m^2$$

También el espesor en la cubierta inferior va a ser el mismo que en la superior, por lo que:

$$t_p = 0{,}29\ in = 7{,}35mm$$

7.6.4.- 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 de la faldilla, no puede ser mayor de 100 mm, pero sí tiene que superar al mayor de los siguientes valores:

$$h \geq 0{,}3 \cdot \sqrt{D_e \cdot e_f} = 44{,}64\, mm$$

$$h \geq 3 \cdot e_f = 22{,}05\, mm$$

$$h \geq 25 mm$$

Donde: D_e Diámetro exterior de la carcasa, mm.
e_f Espesor de la pared del fondo, mm.

El mayor de los valores obtenidos es de 44,64 mm por lo que se tomará una altura de faldilla de 45 mm, tanto para la inferior como para la superior.

7.6.5.- 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 1,5 m.
- La esbeltez 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 absorción que se está diseñando, requiere el empleo de faldones, debido a su esbeltez, que es mayor de 5, y a su diámetro, mayor a 1,5 m.

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.

7.7.- Pérdidas de carga

En este apartado se calculará la perdida de carga de la corriente gaseosa ya que es ésta la corriente de interés del presente Proyecto.

La pérdida de carga del gas se calcula mediante la siguiente ecuación (Peters and Timmerhaus):

$$\frac{\Delta P}{h} = \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3} \cdot \frac{G'^2}{d_p \cdot g_c \cdot \rho_g} \cdot \left[\frac{150(1-\varepsilon)\mu_g}{d_p \cdot G'} + 1{,}75\right] \qquad [A.7.25]$$

Siendo:
- μ_g Viscosidad del gas, Pa·s.
- d_p Diámetro de partícula, m.
- ε Porosidad del lecho.
- ρ_g Densidad del gas, kg/m^3.
- G' Velocidad másica del gas, kg/(m^2·s).
- ΔP Perdida de carga, Pa.
- h Altura del relleno de la columna de absorción, m.

El diámetro de partícula se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$d_p = \frac{6(1-\varepsilon)}{a_p} \qquad [A.7.26]$$

Siendo a_p el área de empaquetado por unidad de volumen, que toma el valor de $a_p = 92\ m^2/m^3$ y la porosidad $\varepsilon = 0{,}80$ (véase **Tabla A.7.5**).

$$d_p = \frac{6(1-0{,}80)}{92\ m^2/m^3} = 0{,}013\ m$$

El resto de parámetros son conocidos u obtenidos directamente a partir del simulador Chemcad y se resumen sus valores a continuación:

$\mu_g = 1{,}6 \cdot 10^{-5}$ Pa·s

$\rho_g = 0{,}677$ kg/m^3

G' = 1,11 kg/(s·m^2)

h = 25 m

Sustituyendo en la **Ecuación A.7.25**, se obtiene:

$$\Delta P = 25\ \text{m} \cdot \frac{1-0{,}8}{0{,}8^3} \cdot \frac{\left(1{,}11 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}\right)^2}{0{,}013\ m \cdot 0{,}677 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \cdot \left[\frac{150(1-0{,}8)1{,}6 \cdot 10^{-5}\ \text{Pa} \cdot \text{s}}{0{,}013m \cdot 1{,}11 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}} + 1{,}75\right] = 247{,}68\ Pa$$

$$= 0{,}0024\ atm$$

7.8.- 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.21.11** del Anexo 21, 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 200ºC, se obtiene un espesor de lana de roca de 80 milímetros.

ANEXO 8:
DISEÑO DE LA COLUMNA DE ABSORCIÓN FÍSICA A-02

8.1.- Introducción

El mecanismo controlante de la absorción es la transferencia de materia. La absorción es una operación de separación cuya finalidad es la separación entre los componentes de una mezcla gaseosa, poniéndola en contacto con una fase líquida hacia la cual se transfieren de forma selectiva uno o más componentes. Se puede hacer en columnas de relleno o en columnas de platos o pisos.

En el caso que se va a tratar se utilizará una columna de relleno, y se usará como absorbente una corriente de agua a 298K, como ya ha sido justificado en el **Capítulo 11** de la Memoria descriptiva del Presente Proyecto.

8.2.- Caracterización de la absorción

A pesar de que la mezcla gaseosa tiene más de dos componentes, se va a considerar como una mezcla binaria. Esto es debido a que todos los componentes excepto el acrilonitrilo, acetonitrilo y ácido cianhídrico son inertes al líquido absorbente, es decir, al agua a esa temperatura. Además, el acetonitrilo y el ácido cianhídrico son totalmente solubles en agua, por lo que el absorbedor se diseñará en base a la solubilidad del acrilonitrilo en ésta. Por tanto, el gas estará compuesto por una mezcla de acrilonitrilo e inertes (CO_2, CO, O_2, y otros).

Los caudales y composiciones de entrada y salida se reflejan a continuación, en el siguiente esquema de la columna.

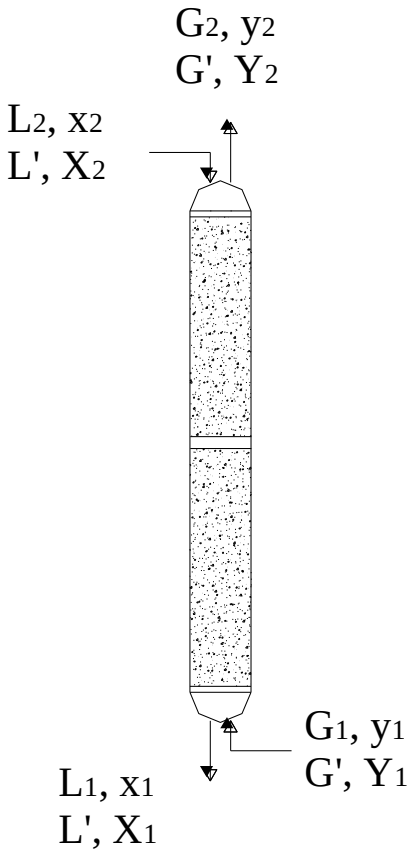


Figura A.8.1. Esquema columna de absorción.

El extremo 1 es la base y el 2 es el tope. Los caudales L y G se trata de líquido y gas respectivamente, y están en kmol/h, y las composiciones x e y en fracciones molares. Los caudales L' y G' son caudales molares exentos de soluto, y X e Y son relaciones molares (moles soluto / moles inerte). La recta de operación tiene una pendiente L'/G'.

Los caudales molares exentos de soluto, se pueden definir como:

$$G' = G \cdot (1 - y)$$
$$L' = L \cdot (1 - x)$$

En la siguiente tabla se muestra la composición de la corriente G_1, corriente de gases de entrada a la columna.

Tabla A.8.1
Composición alimentación a la columna A-02

Componente	**Caudal (kmol/h)**	**Fracción molar**
Acrilonitrilo	189,28	0,189
Acetonitrilo	16,55	0,016
Agua	717,56	0,715
HCN	33,80	0,034
CO	2,05	0,002
CO_2	4,20	0,004
O_2	35,15	0,035
Propileno	5,32	0,005

Como se ha comentado anteriormente los cálculos se harán en base a la solubilidad del acrilonitrilo en agua, y ésta resulta 7,45g/100mL de agua, que resulta 2,54% molar, conociendo esto se puede calcular el flujo de agua mínimo requerido:

$$Flujo\ agua_{mín} = mol\ ACN \cdot \frac{100 - solubilidad}{solubilidad} \qquad [A.8.1]$$

$$Flujo\ agua_{mín} = 189{,}28 \cdot \frac{100 - 2{,}54}{2{,}54} = 7.267{,}30\ kmol/h$$

Además, el flujo de agua que se debe introducir no debe ser exactamente el necesario para solubilizar al soluto, el flujo de absorbente mínimo debe ser de 1,1 a 1,3 veces el mínimo, con lo cual, el flujo de agua a introducir en este caso será de 1,2 veces el mínimo calculado anteriormente, resultando:

$$Flujo\ agua = 1{,}2 \cdot Flujo\ agua_{mín} = 8.720{,}76\ kmol/h$$

La corriente de gases tendrá un caudal másico G'=7,03 kg/s y la de líquido L'=43,60 kg/s.

8.3.- Cálculo del diámetro

El fenómeno de la inundación determina el diámetro mínimo que debe presentar una columna de absorción, y el diseño más habitual consiste en tomar una velocidad de circulación del gas como el 60-80% de la velocidad de inundación.

Antes de comenzar con los cálculos se resumen las principales propiedades de las corrientes, obtenidas del simulador Chemcad, que van a ser necesarias para el diseño del equipo.

Corriente gases:

- Densidad, ρ_v: 0,8817 kg/m^3 = 0,055 lb/ft^3
- Viscosidad, μ_v: 0,0109 cP

Corriente líquido:

- Densidad, ρ_L: 996,75 kg/m^3 = 62,22 lb/ft^3
- Viscosidad, μ_L: 0,9258 cP

El primer paso para la determinación del diámetro será calcular la pérdida de presión (en pulgada de agua) por pie de relleno, para ello se hará uso de la siguiente figura.

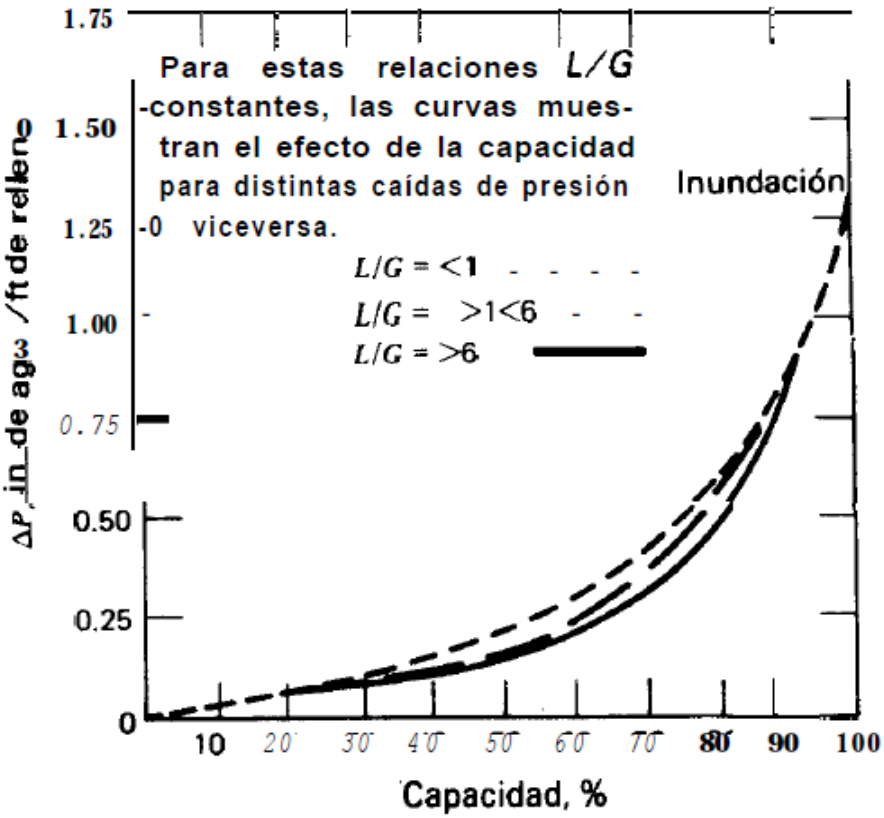


Figura A.8.2. Cálculo de las pérdidas de carga.

Para una capacidad del 70% de velocidad respecto a la velocidad de inundación , y con una relación L/G mostrada a continuación:

$$\frac{L}{G} = \frac{43{,}60\ kg/s}{7{,}03\ kg/s} = 6{,}2$$

Puede observarse que se obtiene una pérdida de presión de aproximadamente 0,30 in de agua/ ft de relleno.

Una vez conocida la pérdida de carga, se hace uso de la siguiente gráfica.

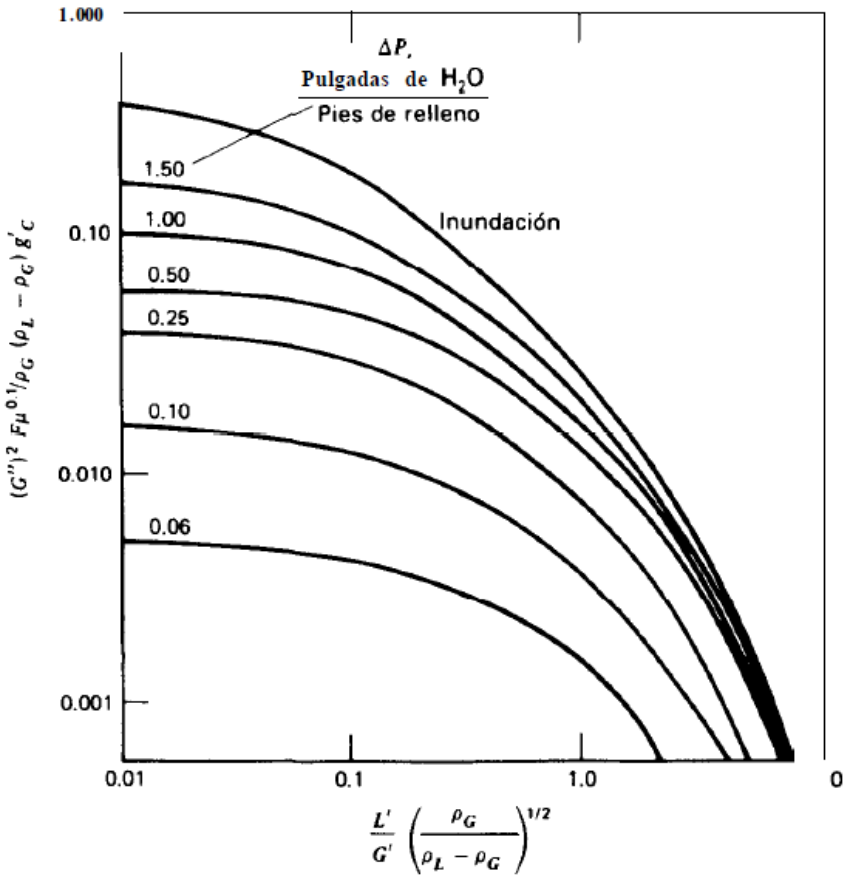


Figura A.8.3. Cálculo de los flujos de líquido y de gas en la columna

En primer lugar se calcula el valor de la abscisa, para ello se utiliza la siguiente expresión:

$$x = \frac{L'}{G'} \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L - \rho_V}\right)^{1/2} \qquad [A.8.2]$$

Donde *L'* y *G'* corresponden con los caudales másicos de las corrientes de entrada de flujo y de gas, 43,60 kg/s y 7,03 kg/s respectivamente.

$$x = \frac{43{,}60\ \text{kg/s}}{7{,}03\ \text{kg/s}} \cdot \left(\frac{0{,}8817\ \text{kg/m}^3}{996{,}75\ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} - 0{,}8817\ \text{kg/m}^3}\right)^{1/2} = 0{,}18$$

Conocido este valor para la abscisa, y haciendo uso de la **Figura A.8.3**, para una pérdida de presión de 0,30 in agua/ft de relleno se obtiene un valor para la ordenada de 0,03.

A partir de la expresión para ordenadas, y conociendo este valor, se puede obtener el valor de *G''* que determinará el diámetro de la columna. La ecuación para los valores de abscisa de la gráfica es la siguiente.

$$y = \frac{G''^2 \cdot F \cdot \mu_L^{0,1}}{\rho_V \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot g} \qquad [A.8.3]$$

Siendo g la constante gravitacional expresada en ft/s^2 (32,18 ft/s^2) y *F* el factor de empaque del relleno (en ft^{-1}), dato que se obtiene de la siguiente tabla:

Tabla A.8.2
Características del relleno
(Principles of mass transfer and separation processes. B.K. Dutta)

Packing Type	Nominal Size (mm)	Elements (per m^3)	Bed Weight (kg/m^3)	Surface Area (m^2/m^3)	ϵ Void Fraction	F_p Packing Factor (m^{-1})	$F_p\epsilon^2$
Intalox saddles (ceramic)	13	730,000	720	625	0.78	660	402
	25	84,000	705	255	0.77	320	190
	38	25,000	670	195	0.80	170	108
	50	9,400	670	118	0.79	130	81
	75	1,870	590	92	0.80	70	45

El relleno que se decidió utilizar para la columna de absorción A-02 era del tipo Intalox saddles, de cerámica, de 75mm.

Como se puede observar en la tabla anterior, el factor de empaque para dicho relleno toma un valor de 70m^{-1} que corresponde a 21,34 ft^{-1}.

A continuación se sustituyen los datos en la **Ecuación A.8.3** y se despeja *G''*.

$$G'' = \sqrt{\frac{0{,}03 \cdot 0{,}055\,\frac{lb}{ft^3} \cdot \left(62{,}22\,\frac{lb}{ft^3} - 0{,}055\,\frac{lb}{ft^3}\right) \cdot 32{,}18\,\frac{ft}{s^2}}{21{,}34 ft^{-1} \cdot (0{,}9258\,cP)^{0{,}1}}}$$

$$= 0{,}395\,\frac{lb}{s \cdot ft^2} = 1{,}93\,\frac{kg}{s \cdot m^2}$$

Una vez calculado el caudal de gas por pie cuadrado de sección de columna, y conociendo el caudal de gas total se puede calcular la sección de la columna a partir de la siguiente expresión:

$$A = \frac{G'}{G''} \qquad [A.8.4]$$

Se conocía el caudal másico *G'*, que tenía un valor de 7,03 kg/s , por lo que sustituyendo en la **Ecuacion A.8.4** se obtiene un valor para la sección de la columna:

$$A = \frac{7{,}03\ kg/s}{1{,}93\,\frac{kg}{s \cdot m^2}} = 3{,}64\ m^2$$

La expresión que describe el área de un cilindro, de la cual se obtendrá el diámetro es la siguiente:

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \rightarrow D = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \qquad [A.8.5]$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 3{,}64\ m^2}{\pi}} = 2{,}15\ m$$

Se diseñará una columna de absorción con un diámetro de 3 m.

8.4.- Cálculo de la altura

La altura de relleno de la torre de absorción estará determinada por la transferencia de materia de la fase líquida a la fase gaseosa. Para mezclas diluidas, es decir, cuando la concentración de soluto es menor del 10% molar, el flujo de gas y de líquido permanecerá esencialmente constante a lo largo de la columna, tal y como sucede en este caso, y la altura de relleno requerida, z, viene dada por:

$$z = (NUT) \cdot (HUT) \qquad [A.8.6]$$

- ***Cálculo del (NUT):***

Para la determinación del número de unidades de transferencia *(NUT)*, se hará uso de la siguiente gráfica.

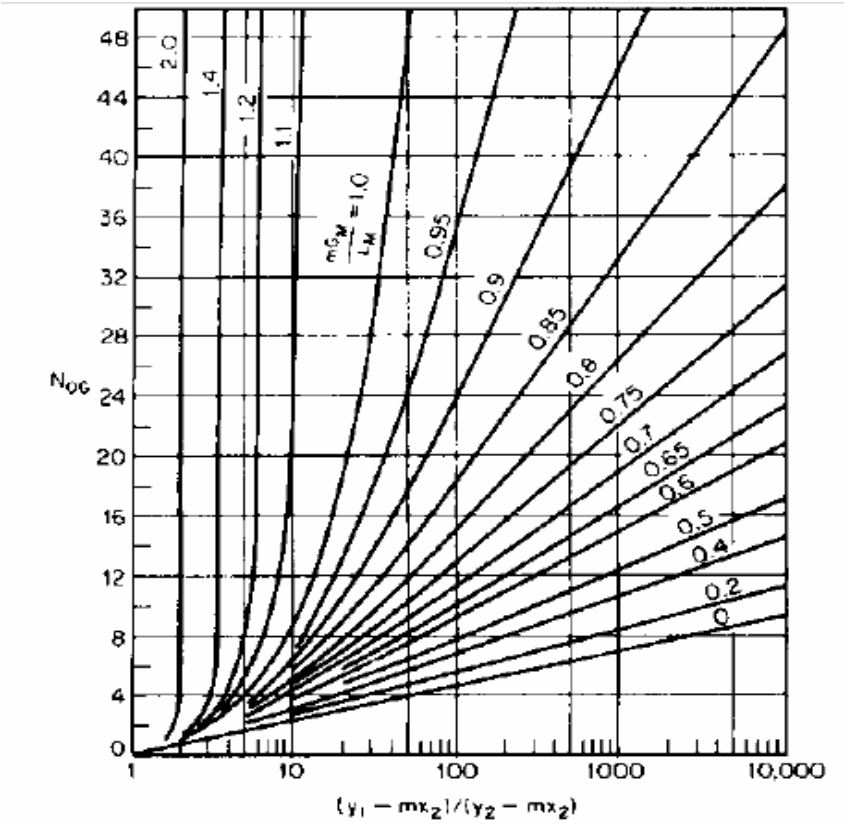


Figura A.8.4. Cálculo para el número de unidades de transferencia

En ella, se introduce como valor de abscisas la siguiente relación:

$$x = \frac{y_1 - m \cdot x_2}{y_2 - m \cdot x_2} \qquad [A.8.7]$$

Donde: m Pendiente de la línea de equilibrio.
y_1 Fracción molar de acrilonitrilo en fase gas a la entrada.
y_2 Fracción molar de acrilonitrilo en fase gas a la salida.
x_2 Fracción molar de acrilonitrilo en fase líquida a la entrada.

Los subíndices 1 y 2 se refieren a la zona inferior y zona superior de la columna de absorción, respectivamente.

El valor de la fracción molar de acrilonitrilo en fase gas a la entrada se recoge en la **Tabla A.8.1** ($y_1 = 0{,}189$). Considerando una absorción de un 99,99% de acrilonitrilo, la fracción molar de éste en fase gas a la salida (y_2) presenta un valor de:

$$W_{ACN\ Salida}\left(\frac{kmol}{h}\right) = (1 - 0{,}9999) \cdot W_{ACN\ Entrada} \qquad [A.8.8]$$

Sustituyendo los valores en la expresión anterior se tiene un caudal molar de acrilonitrilo a la salida con un valor de:

$$W_{ACN\ Salida} = (1 - 0{,}9999) \cdot 189{,}28\frac{kmol}{h} = 0{,}018928\frac{kmol}{h}$$

Considerando un caudal molar total de salida de gases del absorbedor con un valor de $W_{total} = 46{,}748\frac{kmol}{h}$ (gases que no son absorbidos por el agua), se tiene un valor para la fracción molar de acrilonitrilo en fase gas a la salida de:

$$y_2 = \frac{0{,}018928 \frac{kmol}{h}}{46{,}748 \frac{kmol}{h}} = 0{,}000405$$

La fracción molar de acrilonitrilo en fase líquida a la entrada ($x_2 = 0$), ya que el agua de entrada al absorbedor no contiene acrilonitrilo. El último parámetro que se precisa conocer es la pendiente de la línea de equilibrio (m), la cual se obtiene del siguiente diagrama de equilibrio para el sistema binario ACN-H_2O:

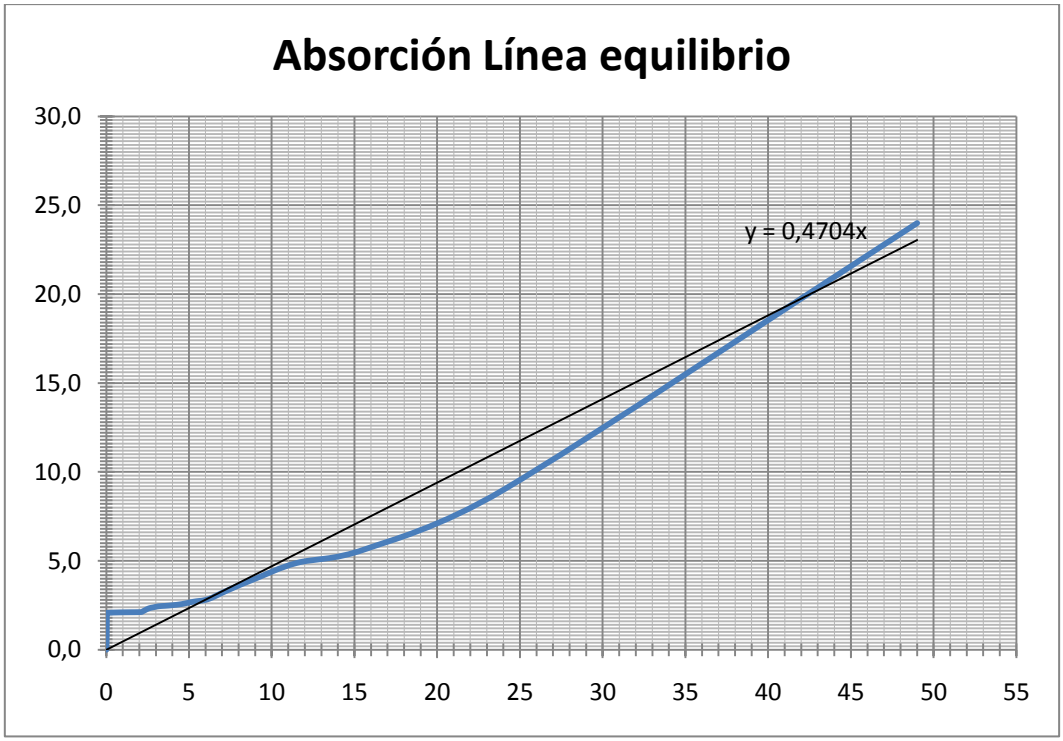


Figura A.8.5. Diagrama de equilibrio de absorción para el sistema ACN-H_2O

Para determinar la pendiente de la línea equilibrio, se ha considerado ésta como una recta, obteniéndose un valor de $m = 0{,}4704$.

Sustituyendo en la **Ecuación A.8.7** se obtiene un valor de abscisas de:

$$x = \frac{y_1 - m \cdot x_2}{y_2 - m \cdot x_2} = \frac{0{,}189 - 0{,}4704 \cdot 0}{0{,}000405 - 0{,}4704 \cdot 0} = 465{,}662$$

Además, para la utilización de la gráfica mostrada en la **Figura A.8.4,** es necesario conocer el siguiente parámetro:

$$m\frac{G_M}{L_M} = \frac{m}{\frac{L_M}{G_M}}$$

Donde: m Pendiente de la línea de equilibrio.

$\frac{L_M}{G_M}$ Pendiente de la línea de operación.

L_M Flujo molar de líquido a la entrada del absorbedor.

G_M Flujo molar de gas a la entrada del absorbedor.

Los flujos molares de líquido y gas a la entrada del absorbedor se calculan a partir de la sección del equipo, sabiendo que éste se diseñará con un diámetro de 3 m como se indico en el **Apartado A.8.3** del presente Anexo. Sustituyendo en la **Ecuación A.8.5,** se tiene una sección para el absorbedor con un valor de:

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4} = \pi \cdot \frac{3^2}{4} = 7{,}0686\ m^2$$

En la siguiente tabla se mostrarán los valores del peso molecular de las corrientes de entrada al absorbedor, con los que a partir de los caudales másicos de entrada (**Apartado A.8.3** del presente Anexo):

$$L = 43{,}60\ \frac{kg}{s}$$

$$G = 7{,}03\ \frac{kg}{s}$$

Tabla A.8.3
PM de las corrientes de entrada al absorbedor

Corriente	**Peso molecular**
Líquida	18,015 kg/kmol
Gaseosa	25,1995 kg/kmol

Dividiendo los caudales másicos entre los pesos moleculares se obtienen unos caudales molares con un valor de:

$$L_M = \frac{L}{PM_{líquido}} = \frac{43{,}60\ \frac{kg}{s}}{18{,}015\ \frac{kg}{kmol}} = 2{,}42\frac{kmol}{s}$$

$$G_M = \frac{G}{PM_{gas}} = \frac{7{,}03\ \frac{kg}{s}}{25{,}1995\frac{kg}{kmol}} = 0{,}2789\frac{kmol}{s}$$

Por lo tanto, la relación para la utilización de la gráfica mostrada en la **Figura A.8.4** toma un valor de:

$$m\frac{G_M}{L_M} = 0{,}054$$

A partir de las citadas relaciones y la **Figura A.8.4**, se obtiene un número de unidades de transferencia con un valor de $NUT = 7$.

- ***Cálculo del (HUT):***

Para la determinación de la altura de una unidad de transferencia, se necesitan resolver las siguientes ecuaciones:

$$H_{OG} = HUT = H_G + \lambda H_L \qquad [A.8.9]$$

$$H_L = \frac{L}{k_L' \cdot a_e \cdot \rho_L} \qquad [A.8.10]$$

$$H_G = \frac{G}{k_G' \cdot a_e \cdot P} \qquad [A.8.11]$$

Donde: λ Relación entre la pendiente de la línea de equilibrio y línea de operación, $\lambda = m\frac{G_M}{L_M}$

L Flujo molar de líquido a la entrada del equipo, $\frac{kmol}{s \cdot m^2}$

G Flujo molar de gas a la entrada del equipo, $\frac{kmol}{s \cdot m^2}$

ρ_L Densidad molar de líquido, $\frac{kmol}{m^3}$

a_e Área superficial efectiva, $\frac{m^2}{m^3}$ (J.L. Bravo y J.R. Fair)

P Presión de operación, *Pa*

H_L Altura de unidad de transferencia para fase líquida, m

H_G Altura de unidad de transferencia para la fase gas, m

$k_G^{'}$ Coeficiente individual de transferencia de materia para la fase gaseosa, $\frac{kmol}{s \cdot m^2}$

$k_L^{'}$ Coeficiente individual de transferencia de materia para la fase líquida, $\frac{kmol}{s \cdot m^2}$

De todos estos parámetros se conocen:

- **Parámetro λ:**

Relación entre la pendiente de la línea de equilibrio y pendiente de la línea de operación, calculada anteriormente, la cual presenta un valor de:

$$\lambda = m\frac{G_M}{L_M} = 0{,}054$$

- **Flujo molar L:**

Flujo molar de líquido a la entrada del absorbedor. Se puede calcular fácilmente una vez que se conoce la sección del absorbedor y el caudal molar de líquido. Por lo tanto, L toma el valor mostrado a continuación.

$$L = \frac{Caudal\ molar\ líquido}{Área} = \frac{0{,}2789\,\frac{kmol}{s}}{7{,}0686\,m^2} = 3{,}42 \cdot 10^{-1}\,\frac{kmol}{s \cdot m^2}$$

- **Flujo molar G:**

Flujo molar del gas a la entrada del absorbedor. De la misma manera que el flujo de líquido, se conoce la sección del absorbedor y el caudal molar de gas, por lo tanto:

$$G = \frac{Caudal\ molar\ gas}{Área} = \frac{2{,}42\,\frac{kmol}{s}}{7{,}0686\,m^2} = 0{,}04\,\frac{kmol}{s \cdot m^2}$$

- **Presión P**:

Presión de operación del sistema. Para el caso que nos ocupa, la presión tiene un valor de:

$$P = 101325\,Pa$$

- **Densidad ρ_L:**

La densidad molar del líquido, se puede conocer fácilmente cuando se conocen los datos de peso molecular del líquido (**Tabla A.8.4**) y densidad de líquido a las condiciones de la corriente de entrada (Simulador Chemcad). Por lo tanto, se tiene:

$$\rho_L(molar) = \frac{\rho\left(\frac{kg}{m^3}\right)}{PM_{Líquido}} = \frac{996{,}75\,\frac{kg}{m^3}}{18{,}015\,\frac{kg}{kmol}} = 55{,}33\,\frac{kmol}{m^3}$$

Una vez que se enumera los datos que son conocidos para utilizarlos en la **Ecuaciones A.8.9, A.8.10** y **A.8.11,** se procederá a calcular los datos necesarios.

Una de las formas posibles para la obtención de datos de equilibrio, es el uso de métodos experimentales (Ecuaciones empíricas). Dada la dificultad para encontrar datos de equilibrio para el sistema que nos ocupa (ACN-H_2O), se procederá a utilizar un método de estimación para el cálculo de los coeficientes individuales de transferencia de materia, tanto el coeficiente para la fase gas, como el coeficiente para la fase líquida.

- *Ecuaciones de Onda*

- **Coeficiente individual de transferencia de materia para la fase gaseosa**

El método de Onda, utiliza las siguientes expresiones para el cálculo del coeficiente individual de transferencia de materia:

$$\left[k_g^{'}\left(\frac{RT}{a_p D_g}\right)\right] = 5{,}23 \cdot \left(\frac{G}{a_p \mu_g}\right)^{0,7} \cdot \left(Sc_g\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(a_p d_p^{'}\right)^{-2} \qquad [A.8.12]$$

Donde:
- $k_g^{'}$ Coeficiente individual de transferencia de materia, fase gaseosa, $\frac{m}{s}\,(S.I)$
- R Constante universal de los gases, $\frac{Pa \cdot m^3}{kmol \cdot K}$
- T Temperatura de operación, K
- a_p Área de contacto interfacial por unidad de volumen del equipo para el relleno utilizado, $\frac{m^2}{m^3}$
- D_g Difusividad del gas, $\frac{m^2}{s}$
- μ_g Viscosidad del gas, $\frac{kg}{m \cdot s}$
- G Flujo másico de gas a la entrada del equipo, $\frac{kg}{s \cdot m^2}$
- Sc_g Número de Schmidt para fase gaseosa, adimensional.
- $d_p^{'}$ Tamaño nominal del relleno, m.

Para la **Ecuación A.8.12,** son conocidos los siguientes valores:

$$R = 8314{,}472\ \frac{Pa \cdot m^3}{kmol \cdot K}$$

$$T_{operaci\ ón} = \frac{T_E + T_S}{2} = \frac{298K + 355K}{2} = 326{,}5K$$

La temperatura de operación es la temperatura media entre la entrada de líquido y la salida de líquido.

$$d_p^{'} = 75 \cdot 10^{-3} m$$

El tamaño del relleno utilizado (Intalox Saddles) son 75 mm.

$$a_p = 92 \frac{m^2}{m^3}$$

La superficie de contacto por unidad de volumen depende del tamaño de relleno utilizado, y, según la **Tabla A.8.2** presenta ese valor.

$$\mu_g = 1{,}09 \cdot 10^{-5}\ \frac{kg}{m \cdot s}$$

Esta viscosidad del gas, está obtenida a partir del simulador Chemcad a la temperatura de operación $T_{op} = 326{,}5K$.

$$G = \frac{Caudal\ másico\ gas}{Área} = \frac{7{,}03\ \frac{kg}{s}}{7{,}0686\ m^2} = 0{,}9942 \frac{kg}{s \cdot m^2}$$

El flujo másico de gas a la entrada se obtiene de igual manera que el flujo molar conociendo la sección del absorbedor.

Para los dos parámetros que quedan por conocer, difusividad del gas y número de Schmidt, se utilizan las ecuaciones que se muestran a continuación.

La difusividad del gas se calcula a partir de la Ecuación de Fuller para una mezcla binaria, gaseosa y a baja presión (Perry, 2001). Se considerará que la mezcla de gases es una mezcla binaria (acrilonitrilo y vapor de agua), ya que son los componentes que tienen una mayor fracción molar en la corriente de entrada de los gases. El cálculo hará referencia a la difusividad del acrilonitrilo (vapor) en el vapor de agua:

$$D_{1-2} = D_{ACN-H_2O} = \frac{0{,}1013 \cdot T^{1{,}75} \cdot \left(\frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_2}\right)^{0{,}5}}{P \cdot [(\sum v_1)^{1/3} + (\sum v_2)^{1/3}]^2} \qquad [A.8.13]$$

Donde:
- M_1 Masa molecular del soluto (ACN), $\frac{g}{mol}$
- M_2 Masa molecular del disolvente (Agua), $\frac{g}{mol}$
- T Temperatura de operación, K
- P Presión de operación, *Pa*
- v_i Volúmenes atómicos de difusión, $\frac{cm^3}{mol}$

Para los incrementos de volúmenes atómicos de difusión, se utilizará la siguiente tabla:

Tabla A.8.4
Incrementos de volúmenes atómicos

Compuesto	**Átomo**	**Volumen atómico** $\left(\frac{cm^3}{mol}\right)$	**Fórmula**	$\sum v_i$
Acrilonitrilo	C	16,5	C_3H_3N	61,13
Agua	H	1,98	H_2O	9,44
	O	5,48		
	N	5,69		

Sabiendo que los pesos moleculares de los compuestos acrilonitrilo (1-soluto) y agua (2-disolvente) son:

- $PM_{ACN} = 53 \frac{g}{mol}$
- $PM_{H_2O} = 18 \frac{g}{mol}$

Sustituyendo en la **Ecuación A.8.13** se tiene:

$$D_{ACN-H_2O} = \frac{0{,}1013 \cdot (326{,}5K)^{1{,}75} \cdot \left(\frac{1}{53} + \frac{1}{18}\right)^{0{,}5}}{101325 \cdot [(61{,}13)^{1/3} + (9{,}44)^{1/3}]^2} = 2{,}26 \cdot 10^{-4} \frac{m^2}{s}$$

$$D_{ACN-H_2O} = D_g = 2{,}26 \cdot 10^{-4} \frac{m^2}{s}$$

Para el cálculo del número de Schmidt, se utiliza la siguiente expresión:

$$Sc_g = \frac{\mu_g}{\rho_g D_g} \qquad [A.8.14]$$

Donde: μ_g Viscosidad del gas a la temperatura operación, $\frac{kg}{m \cdot s}$

ρ_g Densidad del gas a la temperatura operación, $\frac{kg}{m^3}$

D_g Difusividad del gas, $\frac{m^2}{s}$

Una vez que se conoce la densidad y viscosidad del gas (Chemcad, **Apartado A.8.3**) a la temperatura de operación ($T_{op} = 326{,}5K$), sustituyendo en la **Ecuación A.8.14** se tiene:

$$Sc_g = \frac{1{,}09 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}}{0{,}8817 \frac{kg}{m^3} \cdot 2{,}26 \cdot 10^{-4} \frac{m^2}{s}} = 5{,}47 \cdot 10^{-2}$$

A continuación, una vez que se tienen todos los parámetros para la **Ecuación A.8.12,** se puede calcular el coeficiente individual de transferencia de materia para la fase gas. Sustituyendo los valores de la derecha de la igualdad (relaciones adimensionales), se obtiene:

$$\left[k_g^{'}\left(\frac{RT}{a_p D_g}\right)\right] = 5{,}23 \cdot \left(\frac{G}{a_p \mu_g}\right)^{0{,}7} \cdot \left(Sc_g\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(a_p d_p^{'}\right)^{-2}$$

$$\left(a_p d_p^{'}\right)^{-2} = \left(92\frac{m^2}{m^3} \cdot (75 \cdot 10^{-3} m)\right)^{-2} = 0{,}021$$

$$\left(Sc_g\right)^{\frac{1}{3}} = (5{,}47 \cdot 10^{-2})^{1/3} = 0{,}3796$$

$$\left(\frac{G}{a_p \mu_g}\right)^{0{,}7} = \left(\frac{0{,}9942\frac{kg}{s \cdot m^2}}{92\frac{m^2}{m^3} \cdot 1{,}09 \cdot 10^{-5}\frac{kg}{m \cdot s}}\right)^{0{,}7} = 125{,}136$$

$$\left[k_g^{'}\left(\frac{RT}{a_p D_g}\right)\right] = 5{,}23 \cdot 125{,}136 \cdot 0{,}3796 \cdot 0{,}021$$

$$\left[k_g^{'}\left(\frac{RT}{a_p D_g}\right)\right] = 5{,}22$$

La parte izquierda de la **Ecuación A.8.12** si tiene unidades. Despejando y sustituyendo los valores se tiene:

$$k_g^{'} = 5{,}22 \cdot \left(\frac{92\frac{m^2}{m^3} \cdot 2{,}26 \cdot 10^{-4}\frac{m^2}{s}}{8314{,}472\ \frac{Pa \cdot m^3}{kmol \cdot K} \cdot 326{,}5K}\right) = 3{,}99 \cdot 10^{-8}\frac{m}{s}$$

$$k_g^{'} = 3{,}99 \cdot 10^{-8}\,\frac{m}{s} = 3{,}99 \cdot 10^{-8}\,\frac{kmol}{[(s \cdot m^2) \cdot (Pa)]}$$

- **<u>Coeficiente individual de transferencia de materia para la fase líquida</u>**

El método de Onda, utiliza las siguientes expresiones para el cálculo del coeficiente individual de transferencia de materia para la fase líquida:

$$\left[k_L^{'}\left(\frac{\rho_L}{g \cdot \mu_L}\right)^{1/3}\right] = 0{,}0051\left(\frac{L}{a_w \mu_L}\right)^{2/3}(Sc_L)^{-1/2}\left(a_p d_p^{'}\right)^{0{,}4} \qquad [A.8.15]$$

Donde:
- $k_L^{'}$ Coeficiente individual de transferencia de materia para la fase líquida, $\frac{m}{s}\,(S.I.)$.
- g Aceleración de la gravedad, $\frac{m}{s^2}$
- a_w Área superficial mojada, $\frac{m^2}{m^3}$
- a_p Área de contacto interfacial por unidad de volumen del equipo para el relleno utilizado, $\frac{m^2}{m^3}$
- ρ_L Densidad del líquido, $\frac{kg}{m^3}$
- μ_L Viscosidad del líquido, $\frac{kg}{m \cdot s}$
- L Flujo másico de líquido a la entrada del equipo, $\frac{kg}{s \cdot m^2}$
- Sc_L Número de Schmidt para la fase líquida, adimensional
- $d_p^{'}$ Tamaño nominal del relleno, m.

Para la **Ecuación A.8.15,** son conocidos los siguientes valores:

$$g = 9{,}81\ \frac{m}{s^2}$$

$$T_{operaci\ ón} = \frac{T_E + T_S}{2} = \frac{298K + 355K}{2} = 326{,}5K$$

La temperatura de operación es la temperatura media entre la entrada de líquido y la salida de líquido.

$$d_p^{'} = 75 \cdot 10^{-3} m$$

El tamaño del relleno utilizado (Intalox Saddles) son 75 mm

$$a_p = 92 \frac{m^2}{m^3}$$

La superficie de contacto por unidad de volumen depende del tamaño de relleno utilizado, y, según la **Tabla A.8.2** presenta ese valor.

$$\mu_L = 9{,}258 \cdot 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}$$

Esta viscosidad del líquido, está obtenida a partir del simulador Chemcad a la temperatura de operación $T_{op} = 326{,}5K$.

$$L = \frac{Caudal\ másico\ líquido}{Área} = \frac{43{,}60\ \frac{kg}{s}}{7{,}0686\ m^2} = 6{,}1687 \frac{kg}{s \cdot m^2}$$

El flujo másico de líquido a la entrada se obtiene de igual manera que el flujo molar conociendo la sección del absorbedor.

$$\rho_L = 996{,}75 \frac{kg}{m^3}$$

Es la densidad del líquido calculada a la temperatura de operación a partir del simulador. Para los dos parámetros que quedan por conocer,

difusividad del líquido (con la cual se calcula el número de Schmidt) y a_w (área superficial mojada), se utilizan las ecuaciones que se muestran a continuación.

En primer lugar, se calculará la difusividad del líquido a partir de la expresión que se muestra a continuación:

$$D_L = \frac{8{,}621 \cdot 10^{-4}}{{\mu_2}^{1{,}14} \cdot V_1^{0{,}589}} \qquad [A.8.16]$$

Donde: D_L Difusividad del líquido, m^2/s.
μ_2 Viscosidad del disolvente (Agua), Pa·s.
V_1 Volumen molar del soluto (acrilonitrilo) a la temperatura de ebullición, $m^3/kmol$.

Sustituyendo los valores en la Ecuación de Hayduk y Laudlie (**Ecuación A.8.16**), que se utiliza para el caso de solutos diluidos en agua, se obtiene:

$$D_L = \frac{8{,}621 \cdot 10^{-4}}{(8{,}91 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s)^{1{,}14} \cdot (0{,}072 \frac{m^3}{kmol})^{0{,}589}} = 1{,}35 \cdot 10^{-9}\ m^2/s$$

A partir de este valor de difusividad se calcula el número de Schmidt para la fase líquida:

$$Sc_L = \frac{\mu_L}{\rho_L D_L} \qquad [A.8.17]$$

Sustituyendo los valores, los cuales son conocidos en la **Ecuación A.8.17** se obtiene un valor para el número de Schmidt:

$$Sc_L = \frac{9{,}258 \cdot 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}}{996{,}75 \frac{kg}{m^3} \cdot 1{,}35 \cdot 10^{-9}\ m^2/s} = 6{,}88 \cdot 10^2$$

El último parámetro que se necesita conocer para el cálculo del coeficiente individual de transferencia de materia en la **Ecuación A.8.15** es el área superficial mojada (a_w). Para ello, Onda propone la siguiente ecuación:

$$a_w = a_p \left\{1 - exp\left[-1{,}45 Re_L^{'\,0{,}1} \cdot Fr_L^{-0{,}05} \cdot We_L^{0{,}2} \cdot \left(\frac{\sigma}{\sigma_c}\right)^{-0{,}75}\right]\right\} \quad [A.8.18]$$

Donde: σ Tensión superficial del líquido, $\frac{\text{dynas}}{\text{cm}}$

σ_c Tensión superficial crítica, $\frac{\text{dynas}}{\text{cm}}$

$Re_L^{'}$ Relación adimensional.

Fr_L Relación adimensional.

We_L Relación adimensional.

La tensión superficial del líquido, esta obtenida a partir del simulador Chemcad a la temperatura de operación y tiene un valor de:

$$\sigma = 72{,}1 \frac{\text{dynas}}{\text{cm}}$$

En el método de Onda la tensión superficial crítica depende del material del relleno. Para el material seleccionado (cerámica), la tensión superficial crítica adopta un valor de:

$$\sigma_c = 61 \frac{\text{dynas}}{\text{cm}}$$

Las relaciones adimensionales para la **Ecuación A.8.18** se muestran a continuación. Todos sus parámetros son conocidos. Sustituyendo se obtienen los valores que se muestran a continuación.

$$Re_L^{'} = \frac{L}{a_p \cdot \mu_L} = \frac{6{,}1687\,\frac{kg}{s \cdot m^2}}{92\,\frac{m^2}{m^3} \cdot 9{,}258 \cdot 10^{-4}\,\frac{kg}{m \cdot s}} = 72{,}425$$

$$Fr_L = \frac{a_p \cdot L^2}{g \cdot \rho_L^2} = \frac{92\,\frac{m^2}{m^3} \cdot \left(6{,}1687\,\frac{kg}{s \cdot m^2}\right)^2}{9{,}81\,\frac{m}{s^2} \cdot \left(996{,}75\,\frac{kg}{m^3}\right)^2} = 0{,}00036$$

$$We_L = \frac{L^2}{a_p \cdot \sigma \cdot \rho_L} = \frac{\left(6{,}1687\,\frac{kg}{s \cdot m^2}\right)^2}{92\,\frac{m^2}{m^3} \cdot 0{,}0721\,\frac{N}{m} \cdot 996{,}75\,\frac{kg}{m^3}} = 0{,}006$$

Sustituyendo todos los datos en la **Ecuación A.8.18** se obtiene un área superficial mojada con un valor de:

$$a_w = 92\,\frac{m^2}{m^3}\left\{1 - e^{\left[-1{,}45 \cdot 72{,}425^{0{,}1} \cdot 0{,}00036^{-0{,}05} \cdot 0{,}006^{0{,}2} \cdot \left(\frac{72{,}1\,\frac{\text{dynas}}{\text{cm}}}{61\,\frac{dynas}{cm}}\right)^{-0{,}75}\right]}\right\}$$

$$a_w = 59{,}49\,\frac{m^2}{m^3}$$

A continuación, una vez que se tienen todos los parámetros para la **Ecuación A.8.15,** se puede calcular el coeficiente individual de transferencia de materia para la fase líquida. Sustituyendo los valores de la derecha de la igualdad (relaciones adimensionales), se obtiene:

$$\left[k_L^{'}\left(\frac{\rho_L}{g \cdot \mu_L}\right)^{1/3}\right] = 0{,}0051\left(\frac{L}{a_w \mu_L}\right)^{2/3} (Sc_L)^{-1/2}\left(a_p d_p^{'}\right)^{0{,}4}$$

$$\left(a_p d_p^{'}\right)^{0{,}4} = \left(92\,\frac{m^2}{m^3} \cdot 75 \cdot 10^{-3} m\right)^{0{,}4} = 2{,}165$$

$$(Sc_L)^{-1/2} = (6{,}88 \cdot 10^2)^{-1/2} = 0{,}038$$

$$\left(\frac{L}{a_w \mu_L}\right)^{2/3} = \left(\frac{6{,}1687 \frac{kg}{s \cdot m^2}}{59{,}49 \frac{m^2}{m^3} \cdot 9{,}258 \cdot 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}}\right)^{2/3} = 23{,}236$$

$$\left[k_L^{'} \left(\frac{\rho_L}{g \cdot \mu_L}\right)^{1/3}\right] = 0{,}0051 \cdot 23{,}236 \cdot 0{,}038 \cdot 2{,}165$$

$$\left[k_L^{'} \left(\frac{\rho_L}{g \cdot \mu_L}\right)^{1/3}\right] = 0{,}00978$$

La parte izquierda de la **Ecuación A.8.15** sí tiene unidades. Despejando y sustituyendo los valores se tiene:

$$k_L^{'} = \frac{0{,}00978}{\left(\frac{996{,}75 \frac{kg}{m^3}}{9{,}81 \frac{m}{s^2} \cdot 9{,}258 \cdot 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}}\right)^{1/3}} = 2{,}04 \cdot 10^{-4} \frac{m}{s}$$

$$k_L^{'} = 2{,}04 \cdot 10^{-4} \frac{m}{s} = 2{,}04 \cdot 10^{-4} \frac{kmol}{\left[(s \cdot m^2) \cdot \left(\frac{kmol}{m^3}\right)\right]}$$

Antes de pasar a sustituir los valores de los coeficientes individuales de transferencia de materia en las Ecuaciones **A.8.10** y **A.8.11,** se comprobará que el método de Onda es posible utilizarlo ya que cumple las siguientes restricciones para los caudales de líquido y gas.

$$4 < \frac{L}{a_w \mu_L} < 400$$

$$5 < \frac{G}{a_p \mu_G} < 1000$$

Sustituyendo esas relaciones se tiene:

$$\frac{L}{a_w \mu_L} = \frac{6{,}1687 \frac{kg}{s \cdot m^2}}{59{,}49 \frac{m^2}{m^3} \cdot 9{,}258 \cdot 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}} = 112 \quad ok$$

$$\frac{G}{a_p \mu_G} = \frac{0{,}9942 \frac{kg}{s \cdot m^2}}{92 \frac{m^2}{m^3} \cdot 1{,}09 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}} = 991{,}4 \quad ok$$

Una vez que se tienen los valores de los coeficientes individuales de transferencia de materia para la fase gas y líquido, los cuales dependen del tipo de relleno (incluido en la ecuaciones utilizadas), se sustituyen en las Ecuaciones **A.8.10** y **A.8.11.**

- *Área efectiva (a_e)*

➢ **Cálculo del área efectiva de relleno**

El siguiente paso para la resolución del cálculo HUT es un proceso iterativo. Para ello, se hará uso de un nuevo parámetro, a_e, área efectiva de transferencia de materia para lechos rellenos. El parámetro se introduce a través de la expresión que se expone a continuación (José L. Bravo y James R. Fair).

$$a_e = 0{,}498 \cdot a_p \left(\frac{\sigma^{0,5}}{Z^{0,4}}\right)(Ca_L Re_G)^{0,392} \qquad [A.8.19]$$

Donde: a_p Área superficial por unidad de volumen, $\frac{\text{ft}^2}{\text{ft}^3}$

σ Tensión superficial, $\frac{\text{dynas}}{\text{cm}}$

Re_G Relación adimensional.

Ca_L Relación adimensional.

Z Altura del relleno, ft.

Las relaciones adimensionales representan la capilaridad del líquido (Ca_L) y el número de Reynolds para la fase gaseosa (Re_G). Las expresiones que se utilizan son las siguientes:

$$Ca_L = \frac{\mu_L \cdot L}{\rho_L \cdot \sigma \cdot g_c} \qquad [A.8.20]$$

$$Re_G = \frac{6 \cdot G}{a_p \cdot \mu_G} \qquad [A.8.21]$$

Donde: μ_L Viscosidad del líquido, $\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$

L Flujo másico del líquido, $\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\cdot\text{s}}$

G Flujo másico del gas, $\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\cdot\text{s}}$

a_p Área superficial por unidad de volumen, $\frac{m^2}{m^3}$

μ_G Viscosidad del gas, $\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$

σ Tensión superficial, $\frac{\text{N}}{\text{m}}$

g_c Factor conversión gravitacional.

Sustituyendo en las anteriores ecuaciones, se tiene:

$$Ca_L = \frac{9{,}258 \cdot 10^{-4}\,\frac{kg}{m \cdot s} \cdot 6{,}1687\,\frac{kg}{s \cdot m^2}}{996{,}75\,\frac{kg}{m^3} \cdot 0{,}0721\,\frac{N}{m}} = 7{,}95 \cdot 10^{-8}$$

$$Re_G = \frac{6 \cdot 0{,}9942\,\frac{kg}{s \cdot m^2}}{92\,\frac{m^2}{m^3} \cdot 1{,}09 \cdot 10^{-5}\,\frac{kg}{m \cdot s}} = 5{,}95 \cdot 10^3$$

Una vez conocidos los valores adimensionales de las relaciones, se sustituyen los valores en la **Ecuación A.8.19.** El valor de Z (altura del relleno) es supuesto para un primer cálculo ya que no es conocido, se elige como primer valor $Z = 23m = 75{,}44ft$. El resultado de la **Ecuación A.8.19** se muestra a continuación**:**

$$a_e = 0{,}498 \cdot 28{,}042\,\frac{ft^2}{ft^3}\left(\frac{72{,}1^{0{,}5}}{75{,}44^{0{,}4}}\right)(7{,}95 \cdot 10^{-8} \cdot 5{,}95 \cdot 10^3)^{0{,}392}$$

$$a_e = 1{,}046\,\frac{ft^2}{ft^3} = 3{,}429\,\frac{m^2}{m^3}$$

Con este valor de área efectiva de relleno, se hace uso de la **Ecuación A.8.10 y A.8.11.** En éstas, se sustituyen los valores de los coeficientes individuales calculados anteriormente. Los resultados son:

$$H_L = \frac{L}{k_L' \cdot a_e \cdot \rho_L}$$

$$H_L = \frac{3{,}42 \cdot 10^{-1}\,\frac{kmol}{s \cdot m^2}}{2{,}04 \cdot 10^{-4}\,\frac{kmol}{\left[(s \cdot m^2) \cdot \left(\frac{kmol}{m^3}\right)\right]} \cdot 3{,}429\,\frac{m^2}{m^3} \cdot 55{,}33\,\frac{kmol}{m^3}} = 8{,}83\,m$$

$$H_G = \frac{G}{k_G' \cdot a_e \cdot P}$$

$$H_G = \frac{0{,}04 \frac{kmol}{s \cdot m^2}}{3{,}99 \cdot 10^{-8} \frac{kmol}{[(s \cdot m^2) \cdot (Pa)]} \cdot 3{,}429 \frac{m^2}{m^3} \cdot 101325\ Pa} = 2{,}84\ m$$

Una vez que se tienen calculados los valores de altura de unidad de transferencia para la fase líquida y gas, se hace uso de la **Ecuación A.8.9.** Sustituyendo los valores (todos conocidos) se obtiene:

$$H_{OG} = HUT = H_G + \lambda H_L$$

$$H_{OG} = HUT = 2{,}84\ m + 0{,}054 \cdot 8{,}83\ m = 3{,}32\ m$$

Una vez que se conoce el valor de HUT, se calcula la altura de relleno a partir de la **Ecuación A.8.6**:

$$z = (NUT) \cdot (HUT) = 3{,}32\ m \cdot 7 = 23{,}23\ m$$

Como se puede comprobar, el valor que se supuso (23 m) no coincide exactamente con el valor obtenido a partir del cálculo, por lo tanto, se comenzará de nuevo tomando como valor de altura supuesto este último determinado.

Este proceso iterativo se repetirá hasta que el valor de altura supuesto y el determinado a partir de los cálculos coincidan, repitiendo todo el procedimiento desde el cálculo del área efectiva en la **Ecuación A.8.19**. Los valores finales obtenidos para este proceso iterativo son los que se presentan a continuación:

$$H_L = 8{,}89\ m$$

$$H_G = 2{,}86\ m$$

$$H_{OG} = HUT = 3{,}34\ m$$

$$\lambda = 0{,}054$$

$$z = 23{,}39\ m$$

Se tendrá por tanto una columna de absorción con 24 m de relleno.

8.5.- Diseño mecánico

8.5.1.- Determinación del espesor de la columna

Para la determinación del diseño mecánico de la columna se deben indicar y calcular con anterioridad una serie de parámetros.

- Altura total de la columna:

La altura final de la columna de absorción, además de la altura de relleno, deberá incluir un determinado espacio para la toma de muestras, dispositivos para la entrada y salida de gas y líquido, soportes del relleno, distribuidores de líquido y resto de accesorios. Se considerarán que 3 m será un espacio adecuado y suficiente para esto, por lo que la altura final de la columna será:

$$h = 24m + 3m = 27\ m$$

- Esbeltez, K:

La esbeltez de una columna es la relación entre la altura y su diámetro. En este caso:

$$K = \frac{27\ m}{3\ m} = 9$$

- Material:

La columna se construirá de acero inoxidable AISI 316L, debido principalmente, y como quedó justificado en la Memoria Descriptiva, a la presencia de ácido cianhídrico en la corriente gaseosa, así como de ácido sulfúrico, que son sustancias corrosivas.

- Presión de diseño:

La presión de diseño se considera un 10% superior a la presión de la columna:

$$P_D = 1{,}1 \cdot 1\ atm = 1{,}1\ atm = 14{,}7\ psi$$

Debido a que esta presión de diseño es menor a 30 psi, se escoge como presión de diseño 30 psi.

- Temperatura de diseño:

Es aquella que supera en 20ºC a la máxima temperatura de operación.

$$T_D = 20℃ + 91{,}8℃ = 111{,}8℃ = 233{,}2°F$$

- Margen de corrosión (C):

Según el Código ASME VII-Div.1 se debe tener en cuenta para diseñar las unidades de proceso que puedan estar sometidas a corrosión, erosión o abrasión mecánica un margen de corrosión, el cual predice el desgaste del espesor y que de este modo la vida útil del equipo sea la correcta.

Se considera un desgaste de corrosión para tuberías y depósitos de 5 milésimas de pulgada por año. Para las columnas se usan valores de vida útil de 8 años (véase la **Tabla A.21.15** del Anexo 21).

Se calcula a continuación el valor de C:

$$C = 0{,}005\,\frac{in}{\text{año}} \cdot 8\ años = 0{,}04\ in = 1{,}016\ mm$$

- Tensión máxima admisible (S):

Según se puede observar en la **Tabla A.21.6** del Anexo 21, la tensión máxima admisible para acero inoxidable AISI 316L es de 16.700 psi para una temperatura de 300ºF (temperatura inmediatamente superior a la temperatura de diseño).

- Eficiencia de soldadura (E):

Se observa en la tabla UW-12 del código ASME VIII-Div.1 que E toma el valor de 0,85 para una junta a tope con doble cordón u otro método mediante el que se obtenga la misma calidad de soldadura del material depositado, y siendo examinadas las juntas por zonas (véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21).

- Espesor mínimo de pared:

Antes de comenzar el cálculo del espesor basado en la presión interna, se determinará el espesor mínimo.

- Espesor mínimo según Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}\,(mm) = 2{,}5 + C = 2{,}5 + 1{,}016 = 3{,}516\ mm = 0{,}138\ in$$

- Espesor mínimo según la fórmula para aceros inoxidables:

$$t_{min}\,(mm) = 3mm = 0{,}118\ in$$

De acuerdo con el Código ASME VIII-Div.1, el espesor de la carcasa debe determinarse teniendo en cuenta las tensiones a las que se verá sometida. Para cada una de ellas, debe hallarse el espesor necesario para soportarlas, siendo el más adecuado para el diseño el mayor de los valores obtenidos.

A continuación se muestran en la siguiente tabla las principales tensiones que actúan sobre el recipiente.

Tabla A.8.5.
Tensiones a las que está sometido el equipo (Megyesy E.F., 2001)

	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		**TENSIONES LONGITUDINALES**	
CARGA	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**
Peso				X
Viento			X	X
Seísmo			X	X
Presión interior	X		X	
Presión exterior				

Debido a que ejercen una mayor influencia, sólo se tendrán en cuenta las tensiones ejercidas por la presión interna y al viento, el resto serán despreciadas. Posteriormente se selecciona un espesor de entre los espesores comerciales, tomando entonces un margen de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo. Las relaciones que permiten determinar el espesor debido a cada una de estas tensiones se recogen a continuación.

Tensiones circunferenciales:

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0{,}6 \cdot P_D} \qquad [A.8.22]$$

Tensiones longitudinales:

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P_D} \qquad [A.8.23]$$

Donde: P_D Presión de diseño interna, en psi.
R Radio interior de la envolvente, en in.
S Máxima tensión admisible, en psi.
E Eficiencia de junta.
C Margen de corrosión, expresado en in.

Sustituyendo los valores, resulta:

$$t_{circ} = \frac{30\ psi \cdot \left(\frac{3m}{2}\right) \cdot \left(\frac{1\ in}{0{,}0254m}\right)}{16.700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30\ psi} = 0{,}12\ in$$

$$t_{long} = \frac{30\ psi \cdot \left(\frac{3m}{2}\right) \cdot \left(\frac{1\ in}{0{,}0254m}\right)}{2 \cdot 16.700 psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi} = 0{,}06\ in$$

Con estos espesores calculados se toma el de mayor valor, y se le añadirá el sobreespesor por corrosión:

$$t = 0{,}12\ in + 0{,}04\ in = 0{,}16\ in$$

Tensiones debidas al viento:

La estabilidad de la torre puede verse afectada a algunos fenómenos ambientales externos como el viento, capaz de ejercer presión de tracción y compresión sobre las paredes del recipiente. Se procede a continuación al cálculo del espesor mínimo de la envolvente para resistir la carga de viento.

Para estos cálculos se debe tener en cuenta que no toda la columna se encuentra expuesta del mismo modo a la carga de viento, ya que a mayor altura, menor momento. Por ello, se procede al cálculo en la junta del faldón con la envolvente. La altura entre el suelo y el faldón será d 1,5 m, por lo que la altura expuesta a la carga de viento será:

$$h_{exp} = 1{,}5m = 4{,}92\ ft$$

La presión de diseño para la carga del viento se calcula con la siguiente expresión:

$$P_w = q_s \cdot C_q \cdot C_e \qquad [A.8.24]$$

Donde: q_s Presión de estancamiento del viento a 30 pies (estándar).
C_q Coeficiente de presión, depende de la geometría del recipiente.
C_e Coeficiente del factor por ráfagas, según altura y tipo de exposición.

La presión de estancamiento se trata de un parámetro que va a depender de la velocidad del viento, por lo que dependerá íntimamente de la zona donde se sitúe la planta. La columna será situada en San Roque, en dicho emplazamiento, se han llegado a alcanzar rachas de hasta 180 km/h de velocidad de viento, aunque generalmente no superan los 50/60 km/h.

Para la selección de la presión de estancamiento, se seleccionará una velocidad del viento de 180 km/h, que sería la condición más desfavorable. Esos 180 km/h corresponden a 112,4 mph, según la **Tabla A.21.12** del Anexo 21, para citadas condiciones, e interpolando los valores, correspondería una presión de estancamiento $q_s = 32{,}44\ lb/ft^2$.

El coeficiente de presión, C_q, depende de la geometría del recipiente. Según la **Tabla A.21.13**, del Anexo 21, al ser una vasija cilíndrica el valor del coeficiente de presión es 0,9.

El último de los coeficientes, el del factor por ráfagas, depende de la altura desde el suelo y el tipo de exposición, según la **Tabla A.21.14**, del Anexo 21 del presente Proyecto, y considerando una exposición tipo C, para una altura de exposición de 29 m, que son unos 95,12 ft (altura de la torre más distancia entre el fondo y el suelo) el coeficiente tiene un valor de 1,6. Se ha tomado una exposición de tipo C, ya que se trata de una exposición severa, en un terreno grande y abierto.

Sustituyendo todos los datos en la **Ecuación A.8.24**, resulta:

$$P_w = 32{,}44 \frac{lb}{ft^2} \cdot 0{,}9 \cdot 1{,}6 = \ 46{,}71 \ lb/ft^2$$

Mediante la siguiente expresión se calcula el momento debido a la carga por viento:

$$M_{exp} = M - h_{exp} \cdot \left(V - 0{,}5 \cdot P_w \cdot D_0 \cdot h_{\exp}\right) \qquad [A.8.25]$$

Donde: M_{exp} Momento a la altura $h_{exp.}$

M Momento máximo, en la base.

h_{exp} Distancia de la base a la posición considerada.

V Esfuerzo cortante.

P_w Presión de diseño del viento.

D_0 Diámetro exterior de la carcasa, incluyendo espesor del aislante.

Se recurre a la siguiente expresión para calcular el esfuerzo cortante:

$$V = P_w \cdot D_0 \cdot H \qquad [A.8.26]$$

Siendo H la altura total de la torre, incluido el faldón, H = 93,48 ft.

Se necesita conocer el espesor del aislante, para calcular el diámetro exterior de la torre. Este espesor va a depender de la temperatura de operación de la columna. Según la **Tabla A.21.11** del Anexo 21 del presente Proyecto, para una temperatura máxima de operación de unos 365K (92ºC), el espesor de lana de roca necesario será de 0,05 m. Por lo que el diámetro externo de la envolvente será:

$$D_0 = 2 \cdot 0{,}05m + 3m = 3{,}10m = 10{,}17\ ft$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.8.26** se obtiene:

$$V = 46{,}71\ \frac{lb}{ft^2} \cdot 10{,}17ft \cdot 93{,}48ft = 44401{,}49\ lb$$

Para calcular el momento máximo, M, se hace uso de la siguiente expresión:

$$M = P_w \cdot D_0 \cdot H \cdot h_1 = V \cdot h_1 \qquad [A.8.27]$$

Donde h_1 representa el brazo de palanca para la posición 1, que viene dado por:

$$h_1 = \frac{H}{2} = 46{,}74\ ft$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.8.27**:

$$M = 46{,}74\ \ ft \cdot 44.401{,}49\ lb = 2.075.325{,}81\ lb \cdot ft$$

Con todos estos datos ya se puede calcular el momento a la altura considerada mediante la **Ecuación A.8.25**, resultando:

$$M_{exp} = 2.075.325{,}81\ \ lb \cdot ft - 4{,}92\ \text{ft} \cdot \left(44.401{,}49\ lb - 0{,}5 \cdot 46{,}71 \frac{lb}{ft^2} \cdot 10{,}17\ ft \cdot 4{,}92\ \text{ft}\right) = 1.862.619{,}29\ lb \cdot ft$$

Ya se disponen de todos los datos necesarios para calcular el espesor necesario por carga de viento, para ello se recurre a la siguiente expresión:

$$t_{viento} = \frac{12 \cdot M_{exp}}{r_i^2 \cdot \pi \cdot S \cdot E} \qquad [A.8.28]$$

Donde: M_{exp} Momento a la altura analizada, lb·ft.

E Factor de soldadura.

S Tensión máxima admisible, psi.

r_i Radio de la envolvente, incluyendo el espesor del aislante, in. $r_i = \frac{D_0}{2} = 5{,}08\ ft = 61{,}02\ in$.

Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.8.28**, resulta un espesor por carga debida al viento:

$$t_{viento} = \frac{12 \cdot 1.862.619{,}29\ \ lb \cdot ft}{(61{,}02\ in)^2 \cdot \pi \cdot 16.700 psi \cdot 0{,}85} = 0{,}13\ in$$

Comparando este espesor con el resultado obtenido para las tensiones de presión interna y externa, se observa que aquellos son menores, por lo que se pueden despreciar. Se tomará como espesor el calculado para la carga de viento, añadiéndole el margen de corrosión.

$$t = 0{,}13\ in + 0{,}04 in = 0{,}17\ in = 4{,}43\ mm$$

Al comparar este resultado con el mínimo espesor calculado anteriormente, se observa que lo supera, por lo que se toma como valor el espesor comercial inmediatamente superior al calculado anteriormente (4,43 mm).

$$t = 4{,}8\ \ mm$$

8.5.2.- Determinación del espesor del fondo superior

La columna de absorción estará provista en la parte superior de un cabezal de tipo toriesférico, ya que son los más comunes en la industria. Existen dos clases de cabezales toriesféricos, el tipo Klopper y el Korbbogen. Se utilizará un cabezal tipo Korbbogen siempre que se de alguna de las siguientes situaciones:

- Presión de diseño superior o igual a 7kg/cm^2.
- Temperatura de diseño superior a 350ºC.
- Esbeltez próxima o superior a 10.

Debido a que la esbeltez que presenta la columna es prácticamente 10, se utilizarán fondos Korbbogen. Sus dimensiones características se pueden calcular mediante las siguientes expresiones (Código ASME):

$$L = D_i \qquad [A.8.29]$$

$$r = 0{,}06 \cdot L \qquad [A.8.30]$$

$$h = 0{,}169 \cdot D_i \qquad [A.8.31]$$

Siendo: L Radio interior de curvatura.
D_i Diámetro interior de la envolvente.
r Radio interior del abombado.
h Altura de la cúpula.

Sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.8.29, A.8.30**, y **A.8.31**, se obtiene:

$$L = 3m = 118{,}11in$$
$$r = 0{,}18m$$
$$h = 0{,}507m$$

A continuación se dispone a calcular el volumen y el área del cabezal, a partir de las siguientes expresiones:

$$Volumen = 0{,}08089 \cdot D_i^3 \qquad [A.8.32]$$

$$Área = 0{,}931 \cdot D_0^2 \qquad [A.8.33]$$

El diámetro exterior se calculará con el diámetro interior y el espesor de la envolvente que se ha calculado en el apartado anterior:

$$D_0 = D_i + 2 \cdot e = 3{,}01\ m$$

Sustituyendo en las **Ecuaciones A.8.32** y **A.8.33** resultan:

$$Volumen = 0{,}08089 \cdot (3m)^3 = 2{,}18m^3$$

$$Área = 0{,}931 \cdot (3{,}01m)^2 = 8{,}43m^2$$

Para el cálculo del espesor de la cúpula se recurre al Código ASME, donde se refleja la siguiente expresión:

$$t_p = \frac{M \cdot P_d \cdot L}{2 \cdot S \cdot E - 0{,}2 \cdot P_d} \qquad [A.8.34]$$

Donde S y E, son los mismos valores que los utilizados anteriormente, 16.700 psi y 0,85 respectivamente, y *M* es un parámetro que depende de las dimensiones del cabezal de la siguiente manera:

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left[3 + \sqrt{\frac{L}{r}}\right] \qquad [A.8.35]$$

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left[3 + \sqrt{\frac{3}{0{,}18}}\right] = 1{,}77$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.8.34**, se obtiene un valor de espesor:

$$t_p = \frac{1{,}77 \cdot 30\ psi \cdot 118{,}11 in}{2 \cdot 16.700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}2 \cdot 30 psi} = \ 0{,}22\ in$$

Se le añade el sobreespesor por corrosión:

$$t_p = 0{,}22\ in + 0{,}04 in = 0{,}26\ in = 6{,}63\ mm$$

8.5.3.- Determinación del espesor del fondo inferior

La selección de la cubierta inferior será la misma que para la superior anteriormente dimensionada, se trata de una cubierta toriesférica tipo Korbbogen, debido a las mismas razones que se expusieron en el apartado anterior. También las dimensiones características se calculan de la misma manera, y además, como dependen únicamente del diámetro de la columna y su espesor, tendrán los mismos valores que para el fondo superior.

$$L = 3m = 118{,}11 in$$

$$r = 0{,}18 m$$

$$h = 0{,}507 m$$

$$Volumen = 2{,}18 m^3$$

$$Área = \ 8{,}43 m^2$$

También el espesor en la cubierta inferior va a ser el mismo que en la superior, por lo que:

$$t_p = 0{,}26\ in = 6{,}63\ mm$$

8.5.4.- 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 de la faldilla, no puede ser mayor de 100 mm, pero sí tiene que superar al mayor de los siguientes valores:

$$h \geq 0{,}3 \cdot \sqrt{D_e \cdot e_f} = 42{,}4\ mm$$

$$h \geq 3 \cdot e_f = 19{,}9\ mm$$

$$h \geq 25 mm$$

Donde: D_e Diámetro exterior de la carcasa, mm.
e_f Espesor de la pared del fondo, mm.

El mayor de los valores obtenidos es de 42,4 mm por lo que se tomará una altura de faldilla de 43 mm, tanto para la inferior como para la superior.

8.5.5.- 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 1,5 m.
- La esbeltez 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 absorción que se está diseñando, requiere el empleo de faldones, debido a su esbeltez, que es mayor de 5, y a su diámetro, mayor a 1,5 m.

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.

8.6.- 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.21.11** del Anexo 21, 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 92ºC, se obtiene un espesor de lana de roca de 50 milímetros.

ANEXO 9:
DISEÑO DE LA COLUMNA DE RECTIFICACIÓN CR-01 PARA LA SEPARACIÓN DEL ACETONITRILO

9.1.- Introducción

En el presente anexo se dispone a diseñar la primera de las tres columnas de rectificación multicomponente de platos perforados, a través de las cuales se lleva a cabo la purificación del acrilonitrilo producido. En esta columna, se eliminará como producto de colas, el acetonitrilo que forma parte de la corriente de nuestro producto, con una gran parte del agua, mientras que en el destilado se obtiene una mezcla de acrilonitrilo, ácido cianhídrico y agua.

Destacar que para el diseño de la torre, se hace uso del simulador Chemcad versión 6.2.0. como base de datos, al igual que durante el resto del proyecto.

9.2.- Diseño de la columna

9.2.1.- Alimentación de la columna

A la columna CR-01 entra una alimentación de 9.677,93 kmol/h, a una temperatura de 356 K, y con la siguiente composición:

Tabla A.9.1:
Datos de composición de la alimentación

Componente	Caudal molar (kmol/h)
HCN	33,80
Acrilonitrilo	189,26
Acetonitrilo	16,55
Agua	9.438,32

Dado que no existen materiales sensibles al calor en la corriente de producto, no es necesario operar a vacío. Se trabajará a presión atmosférica para que sea posible considerar comportamiento ideal de los diferentes componentes y eliminar los problemas relacionados con la operación a presión (materiales especiales de construcción, etc.).

9.2.2.- Condición de alimentación

Un aspecto importante a tener en cuenta a la hora del diseño es la forma en que se introduce la alimentación en la columna, es lo que se denomina condición de alimentación, y se suele representar por ϕ.

Los valores que toma este parámetro son los siguientes:

Líquido saturado: $\phi = 1$
Vapor saturado: $\phi = 0$
Mezcla líquido–vapor: $0 < \phi < 1$
Líquido subenfriado: $\phi > 1$
Vapor subenfriado: $\phi < 0$

Se introduce la alimentación como líquido saturado, por lo que $\phi = 1$.

9.2.3.- Determinación del número de etapas mínimas, de la relación de reflujo y del número de etapas en equilibrio

Para la realización de estos cálculos, se hará uso del método FUG, que es uno de los procedimientos más utilizados.

Se trata de una secuencia de cálculo propuesta por Fenskee, Underwood y Gilliland, para el cálculo del número de platos teóricos mínimos, la relación de reflujo mínima y la relación de reflujo y número de platos teóricos, respectivamente. Puede definirse como un método aproximado basado en hallar el número de etapas en una sección de una

columna a partir de los datos de las composiciones en los extremos de la sección.

9.2.3.1.- Número mínimo de etapas. Ecuación de Fenske

En una separación multicomponente, para una separación dada de dos componentes clave, existe una expresión para calcular el número mínimo de etapas de equilibrio necesarias, lo que correspondería al caso de reflujo total.

Se tiene la siguiente expresión, propuesta por Fenske, para determinar este mínimo número de etapas necesarias.

$$N_{mín} = \frac{\log\left(\frac{x_{D(LK)}}{x_{D(HK)}} \cdot \frac{x_{W(HK)}}{x_{W(LK)}}\right)}{\log \alpha_{\frac{LK}{HK}}} \qquad [A.9.1]$$

Siendo: $x_{D(LK)}$ Composición destilado del componente clave ligero.
$x_{D(HK)}$ Composición destilado del componente clave pesado.
$x_{W(LK)}$ Composición colas del componente clave ligero.
$x_{W(HK)}$ Composición colas del componente clave pesado.
$\alpha_{LK/HK}$ Volatilidad relativa del componente clave ligero respecto al clave pesado.

Antes de poder continuar con el diseño propiamente dicho, se deben seleccionar los dos componentes clave entre los que se quiere realizar la separación.

El clave ligero (LK) será el componente que se desea dejar fuera de la corriente de fondo, o el componente más ligero que aparezca en la corriente de fondo, en nuestro caso, el acrilonitrilo. El clave pesado (HK) será el componente que se desea mantener fuera de la corriente de cabeza, o el más pesado de los que aparecen en la corriente de cabeza, para el caso que nos ocupa, el acetonitrilo.

Deben establecerse especificaciones en las concentraciones máximas de los componentes clave en los productos de cola y cabeza. Se pretende una separación total del acetonitrilo como producto de colas de la columna, pero no es posible imponer dicha especificación, así que se considera que eliminar el 99.9% será adecuado y suficiente para el diseño de nuestro proceso. Comentar además que la mayor parte del agua de la alimentación se separará como producto de colas con el acetonitrilo, pero la corriente de cabeza de columna también estará compuesta por una pequeña cantidad de agua, ya que ésta forma un azeótropo con el acrilonitrilo, por lo que se obtendrá en el destilado la cantidad azeotrópica correspondiente a la composición de acrilonitrilo en la corriente.

Con lo cual, tras un balance global de materia a la columna, se obtienen del simulador las composiciones de cada componente, en destilado y colas, que se muestran a continuación:

- $x_{D(LK)}$: 0,6063
- $x_{D(HK)}$: $5{,}31 \cdot 10^{-5}$
- $x_{W(LK)}$: $2{,}02 \cdot 10^{-5}$
- $x_{W(HK)}$: 0,0018

Las volatilidades relativas de dos componentes pueden ser expresadas como la relación entre sus coeficientes de distribución. Así, la volatilidad relativa del componente clave ligero respecto al clave pesado se calcularía con la siguiente expresión:

$$\alpha_{LK/HK} = \frac{K_{LK}}{K_{HK}} \qquad [A.9.2]$$

Más adelante en el desarrollo del método, serán necesarias las volatilidades relativas de cada unos de los compuestos con respecto al clave pesado, por lo que se procede a calcular ya todos los valores de volatilidades relativas. Los coeficientes de distribución se obtienen a partir

del simulador Chemcad, y con éstos, se calcularán las volatilidades relativas. En la siguiente tabla se recogen todos los resultados obtenidos.

Tabla A.9.2
Datos de coeficientes de distribución y volatilidades relativas

Componente	**K**	**$\alpha_{i/HK}$**
Acrilonitrilo (LK)	20,113	2,6322
Acetonitrilo (HK)	7,641	1
HCN	27,424	3,5891
Agua	0,582	0,0762

Como ya se dispone del dato de volatilidad relativa entre el componente clave ligero y clave pesado, $\alpha_{(LK)/(HK)}$= 2,6322, ya es posible calcular el número de etapas teóricas mínimo.

Sustituyendo en la **Ecuación A.9.1**:

$$N_{mín} = \frac{\log\left(\frac{x_{D(LK)}}{x_{D(HK)}} \cdot \frac{x_{W(HK)}}{x_{W(LK)}}\right)}{\log \alpha_{LK/HK}} = \frac{\log\left(\frac{0{,}6063}{5{,}31 \cdot 10^{-5}} \cdot \frac{0{,}0018}{2{,}02 \cdot 10^{-5}}\right)}{\log(2{,}6322)} = 14{,}27$$

Por lo que el número de platos mínimo requerido para dicha separación es de 15 platos, incluyendo el calderín.

9.2.3.2.- Relación de reflujo mínima. Ecuación de Underwood

Para proceder a la estimación del reflujo mínimo, habrá 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.

Como el caso que nos ocupa se trata de un sistema multicomponente, puede ocurrir que nos encontremos en cualquiera de las siguientes situaciones.

- Que tengan un punto de contacto. Clase 1
- Que tengan dos puntos de contacto. Clase 2

Para los sistemas de clase 1, todos los componentes de la alimentación se distribuyen entre las corrientes de cabeza y colas. Para los de clase 2, uno o más de los componentes solamente aparecen en uno de los productos, o en cabeza o en colas. En nuestro caso, existe un componente que únicamente aparecerá como producto de cabeza en el destilado, que es el ácido cianhídrico, por tanto se trata de un sistema de clase 2.

Para seguir este método, se han de resolver las siguientes expresiones.

$$R_{mín} = \sum \frac{(\alpha_{i,HK})\cdot x_{Di}}{(\alpha_{i,HK})-\theta} - 1 \qquad [A.9.3]$$

$$\sum \frac{(\alpha_{i,HK})\cdot x_{Fi}}{(\alpha_{i,HK})-\theta} = 1 - \phi \qquad [A.9.4]$$

Siendo:
- $R_{mín}$ Relación de reflujo mínima.
- $(\alpha_{i,HK})$ Volatilidad relativa de cada componente del sistema con respecto al componente clave pesado.
- x_{Fi} Composición de cada componente en la alimentación.
- ϕ Condición de alimentación, calculada anteriormente.
- θ Factor de volatilidad.

En primer lugar habrá que resolver la **Ecuación A.9.4**, para ello, se realiza un proceso iterativo, donde se comienza suponiendo un valor para el factor θ.

Se necesitan los datos de composiciones en la alimentación y volatilidades relativas, que se recogen a continuación.

Tabla A.9.3
Datos de composiciones en la alimentación y volatilidades relativas

Componente	$\mathbf{x_F}$	$\mathbf{\alpha_{i,HK}}$
Acrilonitrilo (LK)	0,0196	2,6322
Acetonitrilo (HK)	0,0017	1
HCN	0,0035	3,5891
Agua	0,9752	0,0762

Sabiendo que la condición de alimentación es $\phi = 1$, y sustituyendo en la **Ecuación A.9.4**:

$$\frac{0{,}0196 \cdot 2{,}6322}{2{,}6322 - \theta} + \frac{0{,}0017 \cdot 1}{1 - \theta} + \frac{0{,}0035 \cdot 3{,}5891}{3{,}5891 - \theta} + \frac{0{,}9752 \cdot 0{,}0762}{0{,}0762 - \theta} = 0$$

Mediante la hoja de cálculo de Excel, y aplicando la función SOLVE, se realiza el desarrollo iterativo, obteniéndose un factor de volatilidad de $\theta = 1{,}5477$. A continuación, ya conocido este parámetro, se puede determinar la relación de reflujo mínima mediante la **Ecuación A.9.3.**

Para ello, se requieren los datos de composición de cada componente en la corriente de destilado, que se muestran en la siguiente tabla.

Tabla A.9.4
Datos de composición en el destilado

Componente	$\mathbf{x_D}$
Acrilonitrilo (LK)	0,6062
Acetonitrilo (HK)	$5{,}31 \cdot 10^{-5}$
Agua	0,2853
HCN	0,1084

Sustituyendo todos los valores, queda la ecuación:

$$R_{mín} = \frac{0{,}6062 \cdot 2{,}6322}{2{,}6322 - 1{,}5477} + \frac{5{,}31 \cdot 10^{-5} \cdot 1}{1 - 1{,}5477} + \frac{0{,}2853 \cdot 0{,}0762}{0{,}0762 - 1{,}5477} + \frac{0{,}1084 \cdot 3{,}5891}{3{,}5891 - 1{,}5477} - 1 = 0{,}6471$$

Un método para estimar la relación de reflujo real consiste en considerar a partir de criterios económicos, el reflujo óptimo. Por lo general, la relación de reflujo óptima está comprendida en el rango de 1,1 a 1,5 veces la relación de reflujo mínima, para casos intermedios, en los que el número de etapas no es excesivamente grande ni pequeño, se aconseja tomar la relación de reflujo óptima como 1,3 veces la relación de reflujo mínima. Por tanto:

$$R = 1{,}3 \cdot R_{mín} = 0{,}8412$$

Este parámetro calculado es el reflujo mínimo externo. A partir de él, y con la siguiente expresión, se determina la relación mínima de reflujo interno.

$$\left(\frac{L}{V}\right)_{mín} = \frac{1}{1+\left(\frac{1}{R_{mín}}\right)} \qquad [A.9.5]$$

Sustituyendo:

$$\frac{1}{1+\left(\frac{1}{0{,}8412}\right)} = 0{,}4569$$

Al igual que antes, para estimar la relación de reflujo interno óptima se considera,

$$\left(\frac{L}{V}\right) = 1{,}3 \cdot \left(\frac{L}{V}\right)_{mín} = 0{,}5939$$

9.2.3.3.- Número de etapas de equilibrio. Gilliland

Se utilizarán los estudios de Gilliland para el cálculo del número de etapas de equilibrio, para ello es necesario recurrir a la siguiente figura:

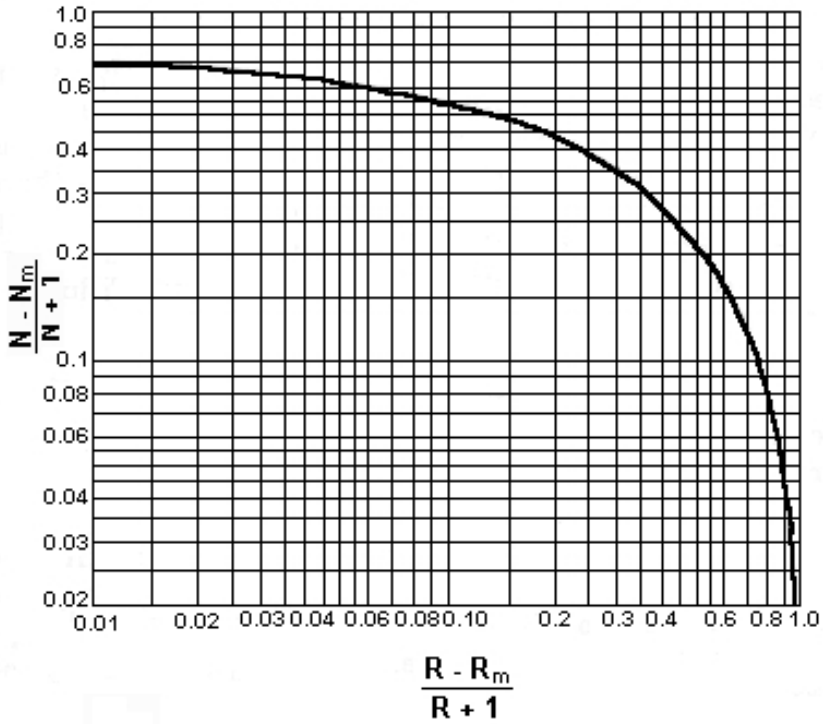


Figura A.9.1. Gráfica de Gilliland (Douglas, J.M., 1988)

El valor de la abscisa, viene dado por la expresión:

$$\frac{R - R_{mín}}{R + 1} = \frac{0{,}8412 - 0{,}6471}{0{,}8412 + 1} = 0{,}11$$

Con este valor en la abscisa, y mirando la gráfica de Gilliland, se obtiene una ordenada de aproximadamente 0,54, por lo tanto:

$$\frac{N - N_{mín}}{N + 1} = 0{,}55$$

Donde: N Número teórico de platos.

$N_{mín}$ Número teórico de platos mínimos.

Despejando, $N = 32{,}33$ por lo que el número de etapas de equilibrio teóricas será 33.

Para asegurar el correcto resultado de estos cálculos, se comprobará calculando el número teórico de platos por la Ecuación de Molokanov.

$$\frac{N - N_{mín}}{N + 1} = 1 - exp\left[\left(\frac{1 + 54{,}4 \cdot X}{11 + 117{,}2 \cdot X}\right) \cdot \left(\frac{X - 1}{X^{0{,}5}}\right)\right] \qquad [A.9.6]$$

Donde $X = \frac{R - Rmín}{R+1} = 0{,}11$

Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.9.6** se obtiene un valor de $N = 31{,}87$; Resultan dos valores muy próximos, se tomará el mayor valor obtenido, por lo que se tendrán 33 etapas de equilibrio teóricas.

9.2.3.4.- Posición del Plato de alimentación. Ecuación de Kirkbride

Se hará uso de la ecuación desarrollada por C.G. Kirkbride, que permite determinar la relación existente entre el número de platos teóricos presentes en la zona de rectificación y en la de agotamiento. Esto permite conocer el plato en el que entra la alimentación.

La Ecuación de Kirkbride es la siguiente,

$$\frac{(NPT)_R}{(NPT) - (NPT)_R} = \left[\frac{x_{F,HK}}{x_{F,LK}} \cdot \left(\frac{x_{W,LK}}{x_{D,HK}}\right)^2 \cdot \frac{W}{D}\right]^{0{,}206} \qquad [A.9.7]$$

Donde: $(NPT)_R$ Número de platos teóricos, zona de agotamiento.
(NPT) Número de platos teóricos totales.
$x_{F,HK}$ Composición clave pesado en la alimentación.
$x_{F,LK}$ Composición clave ligero en la alimentación.

$x_{W,LK}$	Composición clave ligero en la corriente de colas.
$x_{D,HK}$	Composición clave pesado en corriente de destilado.
W	Caudal molar de la corriente de colas, en kmol/h.
D	Caudal molar de la corriente de destilado, en kmol/h.

Todos los datos que intervienen en la ecuación son conocidos, y el valor de los caudales molares W y D se obtienen a continuación, en un balance de materia a la columna.

Si cese considera la columna como un todo, y sólo se estudian las corrientes de entrada y salida de ésta, se obtiene:

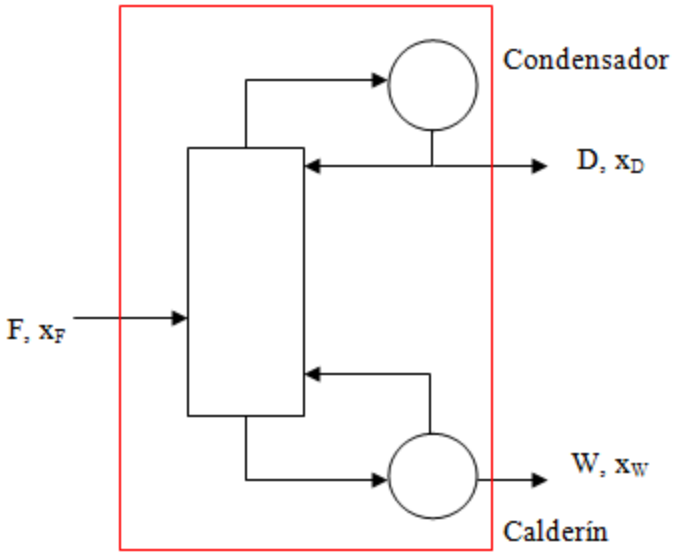


Figura A.9.2.Esquema simplificado columna rectificación

Balance de materia global:

$$F = D + W \qquad [A.9.8]$$

Balance de materia al componente más volátil:

$$F \cdot x_F = D \cdot x_D + W \cdot x_W \qquad [A.9.9]$$

Se puede resolver ya que se trata de un sistema con dos ecuaciones, y del que se conocen todos los parámetros excepto *W* y *D*. Se obtiene:

$$W = 9.366{,}0657\ kmol/h$$
$$D = 311{,}8660 kmol/h$$

Sustituyendo en la **Ecuación 9.7**:

$$\frac{(NPT)_R}{33-(NPT)_R} = \left[\frac{0{,}0017}{0{,}0196}\cdot\left(\frac{2{,}02\cdot 10^{-5}}{5{,}31\cdot 10^{-5}}\right)^2\cdot\frac{9.366{,}0657}{311{,}8660}\right]^{0{,}206} = 0{,}8197$$

Si se despeja $(NPT)_R$ de la ecuación anterior, se determina el número de platos de la zona de rectificación, obteniéndose:

$$(NPT)_R = 14{,}86$$

Por tanto el número de platos teóricos en la zona de rectificación es 15, sin incluir el condensador; lo cual permite conocer el número de platos en la zona de agotamiento a partir del número de platos teóricos totales.

El número de platos de la zona de agotamiento, sin incluir el calderín, será:

$$(NPT)_A = 18$$

En base a esto la alimentación estará situada en los platos 15 y 16, teniendo en cuenta que la torre se enumera comenzando por la zona de rectificación.

9.2.4.- Diseño hidrodinámico de la columna

9.2.4.1.- Determinación de las partes fundamentales del plato

Se requiere conocer una serie de parámetros, como los flujos de líquido y de gas, las densidades de las corrientes, etc. para poder calcular las partes más significativas de los platos que conforman la columna.

Muchos de estos datos los aporta el simulador, como son las densidades y pesos moleculares; para los flujos de gas y líquido se procederá a realizar un balance de materia a la columna, éstos se esquematizan en la siguiente imagen:

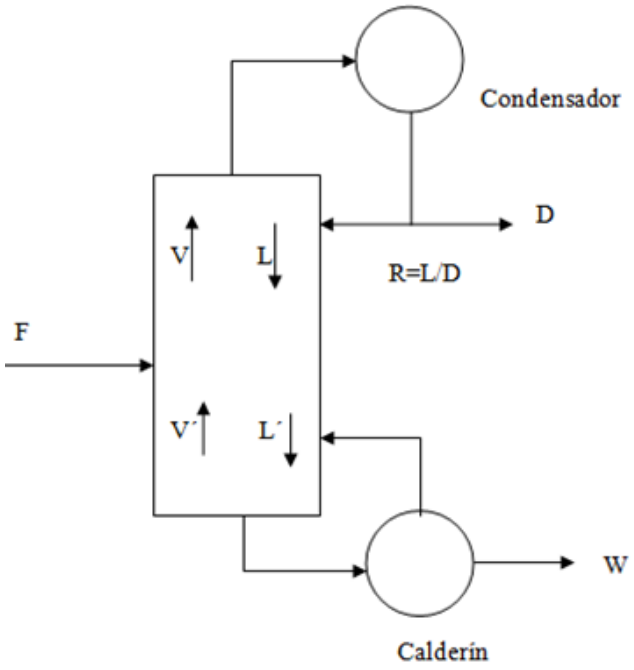


Figura A.9.3. Esquema flujos de gas y líquido en la columna.

Los caudales molares en el interior de la columna se verán modificados en función de cómo entre la alimentación:

$$L´ = L + \phi \cdot F \qquad [A.9.10]$$

$$V = V´ + (1 - \phi) \cdot F \qquad [A.9.11]$$

Y se conoce que:

$$L = R \cdot D = 262{,}34\ kmol/h \qquad [A.9.12]$$

$$V' = L' - W \qquad [A.9.13]$$

Como la alimentación entra como líquido saturado, ϕ=1, sustituyendo el resto de valores:

$$L' = 9940{,}27\ kmol/h$$

$$V = V' = 574{,}21\ kmol/h$$

Se resumen a continuación todos los datos necesarios para los cálculos:

Flujos en la columna:

L = 262,34 kmol/h
L´= 9940,27 kmol/h
V = V´= 574,21 kmol/h

Densidades y tensión superficial, obtenidas del simulador:

ρ_L = 956,9172 kg/m^3
ρ_V = 1,4677 kg/m^3
$\sigma = 5{,}84 \cdot 10^{-2}$ N/m

Caudales volumétricos:

Q_L= 0,0521 m^3/s
Q_V= 4,0503 m^3/s

A continuación se realizan los cálculos referidos a un plato situado en la zona de agotamiento, ya que es en ella donde se presentan las condiciones de trabajo más desfavorables.

Para calcular las dimensiones características de la columna se asumen una serie de suposiciones que más tarde se han de comprobar para asegurar el correcto diseño y funcionamiento de la columna.

Para comenzar se elegirá el tipo de plato, lo más común es utilizar platos perforados de acero inoxidable, elegimos este material debido a que nuestra corriente está formada, entre otros compuestos, por ácido cianhídrico, que es corrosivo.

Un plato perforado es el tipo de plato de flujo cruzado más simple y común, el líquido fluye por entre los platos y el vapor asciende a través de los orificios del plato.

Un esquema típico de este tipo de platos se muestra en la siguiente figura.

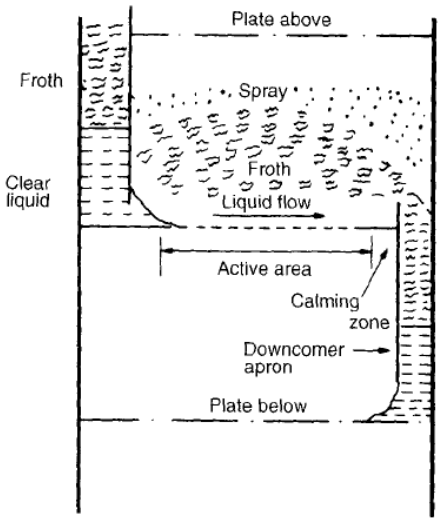


Figura A.9.4.Esquema de plato perforado

Para comenzar con los cálculos hay que empezar suponiendo un diámetro para la torre, para poder tomar un valor del espaciamiento entre platos, de la siguiente tabla:

Tabla A.9.5
Relación diámetro de torre, separación entre platos
(Harriot P., Mc Cabe L., y Smith J.C., 2006)

Diámetro torre, T (m)	**Espaciamiento entre platos, t (m)**
<1	0,50
1-3	0,60
3-4	0,75
4-8	0,90

Se supondrá que la torre va tener un diámetro T, comprendido entre 1 y 3m, por lo que el espaciamiento entre platos va a resultar 0,6m. Las perforaciones en los platos se colocarán en los vértices de un triángulo equilátero a una distancia Pitch (P´) entre ellas, que debe cumplir las siguientes expresiones:

$$\frac{A_0}{A_a} = 0{,}907 \cdot \left(\frac{d_0}{P'}\right)^2 \qquad [A.9.14]$$

$$P' = (2{,}5 - 5) \cdot d_0 \qquad [A.9.15]$$

Donde: A_0 Área de las perforaciones.
A_a Área activa de la torre.
d_0 Diámetro de orificio.

El rango de valores para el diámetro de orificio se encuentra entre 3 y 20mm, siendo d_0=4,5mm el valor más utilizado.

Para los platos perforados de acero inoxidable existe una relación entre el diámetro de orificio y el espesor de plato, que se puede observar en la siguiente tabla.

Tabla A.9.6
Relación espesor de plato/ diámetro de orificio
(Harriot P., Mc Cabe L., y Smith J.C., 2006)

Diámetro orificio		**Espesor plato/diámetro orificio**	
mm	**in**	**Acero inoxidable**	**Acero al Carbono**
3,0	1/8	0,65	
4,5	3/16	0,43	
6,0	¼	0,32	
9,0	3/8	0,22	0,5
12,0	½	0,16	0,38
15,0	5/8	0,17	0,3
18,0	¾	0,11	0,25

En función de los datos de la tabla, se puede decir que para un d_0=4,5mm, la relación entre el espesor de plato y el diámetro de orificio será de 0,43. Se tendrá pues, orificios de 4,5 mm distribuidos como vértices de un triangulo equilátero, con una separación entre centros que puede estar comprendida entre 11,25 y 22,5 mm (2,5-5 veces el valor de d_0), se tomará el valor de P´ más común, que son 12 mm, sustituyendo los valores en la **Ecuación A.9.14** se obtiene:

$$\frac{A_0}{A_a} = 0{,}907 \cdot \left(\frac{4{,}5mm}{12mm}\right)^2 = 0{,}1275$$

A continuación se calcula la velocidad de inundación.

- **Velocidad de inundación**

Con este cálculo se halla la velocidad máxima permisible para evitar la inundación, para ello se hará uso de la siguiente expresión:

$$V_f = C_f \cdot \left(\frac{\rho_L - \rho_V}{\rho_V}\right)^{0{,}5} \qquad [A.9.16]$$

Siendo ρ_V y ρ_L la densidad del vapor y de líquido, respectivamente y C_f el coeficiente de inundación, que depende del tipo de plato. Para el cálculo del coeficiente C_f en platos perforados se puede utilizar la siguiente expresión empírica dependiente de la tensión superficial y de los parámetros α y β.

$$C_f = \left[\alpha \cdot log\left(\frac{1}{PF}\right) + \beta\right] \cdot \left[\frac{\sigma}{0{,}020}\right]^{0,2} \qquad [A.9.17]$$

Donde PF representa el parámetro de flujo, y se calcula:

$$PF = \left(\frac{L'}{V'}\right) \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0,5} \qquad [A.9.18]$$

Sustituyendo:

$$PF = \left(\frac{9940{,}27 kmol/h}{574{,}21\ kmol/h}\right) \cdot \left(\frac{1{,}4677 kg/m^3}{956{,}9172\ kg/m^3}\right)^{0,5} = 0{,}6780$$

Los valores de los parámetros α y β, dependen de la relación A_0/A_a, como en nuestro caso esta relación es

$$\frac{A_0}{A_a} = 0{,}1275 > 0{,}1$$

Se han de calcular a partir de las siguientes expresiones

$$\alpha = (0{,}0744 \cdot t + 0{,}01173)$$
$$\beta = (0{,}0304 \cdot t + 0{,}015)$$

Siendo t el espaciado entre platos. Al sustituir en ambas expresiones el valor de t = 0,6m, se obtiene:

α = 0,0564 m
β = 0,0332 m

Se sustituyen todos los datos en la **Ecuación A.9.17**:

$$C_f = \left[0{,}0564 \cdot log\left(\frac{1}{0{,}6780}\right) + 0{,}0332\right] \cdot \left[\frac{5{,}84 \cdot 10^{-2}}{0{,}020}\right]^{0{,}2} = 0{,}0530\ m/s$$

Con la **Ecuación A.9.16** se puede determinar ya, la velocidad a la que se inunda la columna que será:

$$V_f = 0{,}0530 \frac{m}{s} \cdot \left(\frac{956{,}9172 \frac{kg}{m^3} - 1{,}4677 \frac{kg}{m^3}}{1{,}4677 \frac{kg}{m^3}}\right)^{0{,}5} = 1{,}3516\ m/s$$

La velocidad del vapor a través del área neta, se calculará tomando un valor de 80% la velocidad de inundación para el caso de líquidos que no hacen espuma, por tanto la velocidad del vapor será:

$$V = 0{,}8 \cdot V_f = 1{,}0813\ m/s$$

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**

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, T, se base en el 80% de la velocidad de inundación, V_f, que ya ha sido calculada anteriormente. Según la ecuación de continuidad, el flujo molar de vapor está relacionado con la velocidad de inundación por la siguiente expresión:

$$V = 0{,}8 \cdot V_F \cdot (A_T - A_v) \cdot \frac{\rho_v}{PM_v} \qquad [A.9.19]$$

Por lo que,

$$Q_V = 0{,}8 \cdot V_F \cdot (A_T - A_v) \qquad [A.9.20]$$

Donde: V Flujo molar de vapor, kmol/s.
V_F Velocidad de inundación, m/s.
A_T Área total de la columna, m^2.
A_v Área de los vertederos, m^2.
ρ_v Densidad del vapor, kg/m^3.
PM_v Peso molecular del vapor, kg/kmol.
Q_v Caudal volumétrico del vapor, m^3/s.

Se puede expresar el área total de la columna como,

$$A_T = \pi \cdot \frac{T^2}{4} \qquad [A.9.21]$$

Si se sustituye esta expresión en la **Ecuación A.9.20** y se despeja el diámetro de columna se obtiene:

$$T = \left(\frac{4 \cdot Q_v}{0{,}8 \cdot V_F \cdot \pi \cdot \left(1 - \frac{A_v}{A}\right)} \right)^{0{,}5} \qquad [A.9.22]$$

El término A_v/A representa la relación entre el área de vertedero y el área trasversal del plato, la bibliografía indicada para el dimensionado de la columna, sugiere que esta relación puede estimarse a partir del parámetro de flujo, PF, mediante:

$$A_v/A \begin{cases} 0{,}1 \text{ si } PF \leq 0{,}1 \\ 0{,}1 + \frac{PF - 0{,}1}{9} \text{ si } 0{,}1 \leq PF \leq 1 \\ 0{,}2 \text{ si } PF \geq 1 \end{cases}$$

Dado que el parámetro de flujo es PF = 0,6780 la relación queda:

$$\frac{A_v}{A} = 0{,}1 + \frac{(0{,}6780 - 0{,}1)}{9} = 0{,}1642$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.9.22**:

$$T = \left(\frac{4 \cdot 4{,}0503\, {}^{m^3}/_{s}}{1{,}0813 \frac{m}{s} \cdot \pi \cdot (1 - 0{,}1642)} \right)^{0{,}5} = 2{,}39\, m$$

Se tomará como diámetro un valor estándar superior al determinado por las ecuaciones anteriores, por lo que la torre tendrá un diámetro igual a 3 metros. Con este valor del diámetro definitivo se vuelven a calcular los parámetros anteriores.

Se hace la comprobación de que el espaciamiento entre platos era correcto, ya que para un diámetro de 3m de torre, le corresponde t = 0,6m (véase **Tabla A.9.5**). Con respecto a la velocidad de inundación, decir que no resulta modificada debido a que se mantiene el espaciamiento entre platos en el mismo valor.

A continuación se procederá a calcular todas las áreas características del plato perforado.

- **Cálculo de áreas definitivas del plato**

Antes de comenzar con los cálculos, se definen todas las distintas áreas posibles de distinguir dentro del plato perforado.

- **A_n**: Área neta. Área total del plato exceptuando el área ocupada por los vertederos.

- **A_v**: Área de vertedero, tanto de descenso del plato superior, como de salida del líquido al plato inferior.
- **A_{vigas}**: Área vigas que soportan el plato.
- **A_a**: Área activa. Se trata del área neta menos el área de las vigas.
- **A_o**: Área de perforaciones. Está relacionado con el diámetro y el número de perforaciones.

Una vez conocido el significado de todas las áreas características se procede a sus cálculos.

- **Área total (A_T):** Según la **Ecuación A.9.21**

$$A_T = \frac{\pi}{4} \cdot (3m)^2 = 7{,}0686\ m^2$$

- **Área vertederos (A_V):**

La longitud de los vertederos (W), debe estar comprendida entre 0,6 y 0,8 veces el diámetro de la torre, se tomará el caso intermedio, es decir:

$$W = 0{,}7 \cdot T = 2{,}1\ m$$

Utilizando la siguiente expresión se puede obtener el área de vertederos:

$$\frac{A_V}{A_T} = \frac{arcsen\left(W/D_T\right)}{180} - \frac{\left(W/D_T\right) \cdot \sqrt{1-(W/D_T)^2}}{\pi} \qquad [A.9.18]$$

$$\frac{A_V}{A_T} = \frac{arcsen(0{,}7)}{180} - \frac{(0{,}7) \cdot \sqrt{1-(0{,}7)^2}}{\pi} = 0{,}0877$$

$$A_V = 0{,}6220\ m^2$$

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.9.7
Distancia al centro de la columna
(Harriot P., Mc Cabe L., y Smith J.C., 2006)

Longitud derramadero, W	**Distancia desde el centro de la torre, x**	**Porcentaje de 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

Se ha seleccionado anteriormente una relación entre longitud de derramadero y diámetro de la torre de 0,7, por lo que según la tabla anterior, la distancia al centro de la torre, x, será:

$$x = 0{,}3562 \cdot T = 1{,}0686\ m$$

Entonces, la distancia que existe entre vertedero y vertedero, designada como Z, será dos veces la distancia al centro de la torre.

$$z = 2 \cdot x = 2{,}1372\ m$$

- **Área neta (A_N):**

Se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$A_T = 2 \cdot A_V + A_N \qquad [A.9.19]$$

$$A_N = 7{,}0686\ m^2 - 2 \cdot 0{,}6220\ m^2 = 5{,}8245\ m^2$$

- **Área activa (A_a):**

Para el cálculo del área activa se hará uso de la siguiente tabla, donde se refleja, para cada diámetro de la torre, una relación entre el área activa y el área total, A_a/A_t.

Tabla A.9.8
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

Para el valor de diámetro, T = 3m, se tiene una relación $\frac{A_a}{A_t} = 0{,}78$. Como se conoce el área total, es posible despejar el área activa, obteniendo:

$$A_a = 5{,}5135\ m^2$$

- **Área vigas (A_{vigas}):**

Según la definición de área activa:

$$A_a = A_N - A_{vigas} \qquad [A.9.20]$$

de donde se puede hallar el área de vigas, que resulta:

$$A_{vigas} = A_N - A_a = 0{,}3110\ m^2$$

Como se conocen las longitudes de las vigas, y ahora también, su área, es posible calcular el espesor (e), a partir de la siguiente expresión:

$$A_{vigas} = (2 \cdot W + D_T) \cdot e \qquad [A.9.21]$$

Despejando de la ecuación anterior queda que el espesor de vigas es:

$$e = \frac{A_{vigas}}{(2 \cdot W + D_T)} = 0{,}0432\ m$$

- **Área perforaciones (A_o):**

Se va a proceder al cálculo de esta área a partir de la **Ecuación A.9.14**, que relacionaba el área activa con el área de las perforaciones, y cuyo resultado obtenido fue:

$$\frac{A_0}{A_a} = 0{,}1275$$

Por lo que, despejando el área de interés,

$$A_0 = A_a \cdot 0{,}1275 = 0{,}7032\ m^2$$

Para comprobar que el plato diseñado funciona de manera correcta, se debe asegurar que:

- El vertedero sea capaz de permitir el paso a todo el líquido de la columna.
- La caída de presión no sea tan elevada que se inunde la columna.

Para asegurar dichas comprobaciones se recurre a la siguiente expresión, para espaciamiento entre platos (t) de 0,6 m:

$$\frac{Q_L}{W} \leq 0{,}03$$

Sustituyendo los valores queda comprobado que se cumple la condición, por lo que el plato funcionará correctamente.

$$\frac{Q_L}{W} = \frac{0{,}0521\ {}^{m^3}/_{s}}{2{,}1\ m} = 0{,}0248 \leq 0{,}03$$

9.2.4.2.- Pérdida de carga en el plato

Una vez dimensionada la columna con los cálculos anteriormente realizados, el siguiente paso es comprobar si las dimensiones obtenidas son adecuadas para su buen funcionamiento.

Al existir una diferencia de presión entre el nivel de líquido en el plato y en el vertedero, se producirá un retroceso de líquido, que, si es demasiado elevado puede superar el nivel del plato superior y podría inundarse la columna. Habrá que tener en cuenta las diferentes alturas de líquido, que se exponen a continuación:

- Altura del vertedero, h_W.
- Altura de la cresta de líquido sobre el vertedero, h_C.
- Gradiente de nivel de líquido en el plato, desde el punto de entrada hasta la salida, Δ.
- Retroceso en el vertedero por encima del nivel de líquido, h_B

Si se considera que este nivel va a aumentar si se tiene en cuenta las burbujas de vapor que lleva el líquido, se debe cumplir para un buen funcionamiento de la columna que:

$$h_T \leq \frac{t}{2}$$

Donde,

$$h_T = h_w + h_c + \Delta + h_B \qquad [A.9.22]$$

El valor de gradiente de altura en el plato puede considerarse despreciable, así que, se procede a calcular el resto de los términos necesarios para el cálculo de h_T.

- **Altura del vertedero, h_w**

Suele tomarse un valor para ésta, de t/10:

$$h_w = \frac{t}{10}$$

Como el espaciado entre platos es t = 0,6 m, h_w queda:

$$h_w = 0{,}06\ m$$

- **Altura de la cresta de líquido sobre el vertedero, h_c**

Para el cálculo de este término de altura, se recurre a la Ecuación de Francis:

$$\frac{Q_L}{W_{ef}} = 1{,}839 \cdot h_c^{3/2} \qquad [A.9.23]$$

Donde W_{ef} representa el ancho del vertedero eficaz (m), debido a que la columna tiene forma cilíndrica; y Q_L, el caudal de líquido en m^3/s .Si se despeja la altura de esta ecuación y se introduce el término de ancho de vertedero, W, quedaría:

$$h_c = 0{,}666 \cdot \left(\frac{Q_L}{W}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{W}{W_{ef}}\right)^{\frac{2}{3}} \qquad [A.9.24]$$

Existe una relación basada en consideraciones geométricas que relaciona W, W_{ef} y h_c, y se muestra a continuación:

$$\left(\frac{W_{ef}}{W}\right)^2 = \left(\frac{T}{W}\right)^2 - \left[\left(\frac{T^2}{W^2} - 1\right)^{0,5} + \frac{2 \cdot h_c}{T} \cdot \left(\frac{T}{W}\right)\right]^2 \qquad [A.9.25]$$

Para obtener el valor de h_c ha de emplearse un proceso iterativo, se comienza suponiendo un valor de la altura h_c, se calcula con él, mediante la

Ecuación A.9.25 la relación W_{ef}/W y se sustituye ésta en la **Ecuación A.9.24**; se obtendrá ahora un nuevo valor de altura que se ha de comparar con el supuesto, si no coincide se repetirá el cálculo con este nuevo valor, y así sucesivamente hasta que coincidan los valores.

Tras realizar el proceso iterativo se ha obtenido un valor para la altura de $h_c = 0{,}0566\, m$.

- **Retroceso en el vertedero, por encima del nivel del líquido, h_B**

Para calcular la altura en el vertedero, se precisa 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}.

$$h_B = h_E + h_{vap} \qquad [A.9.26]$$

Así que se calculará cada uno de estos términos:

- **h_E:** Pérdida de presión del líquido al acceder al plato bajo el vertedero.

$$h_E = \frac{3}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{Q_L}{A_{da}}\right)^2 \qquad [A.9.27]$$

Donde g = 9,81 m/s^2 y A_{da} es la menor de las siguientes áreas:

  - La del vertedero: $A_V = 0{,}6220\, m^2$
  - El área libre entre el vertedero y el plato, ésta se calcula considerando que el faldón del vertedero se coloca a una altura del plato de hw-0,025 m, por lo que:

$$A_L = (h_w - 0{,}025) \cdot W = 0{,}0735\, m^2$$

En vista de los resultados, se le asignará a A_{da} el valor del área libre entre vertedero y plato,

$$A_{da} = 0{,}0735 \text{ m}^2$$

Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.9.27**, se obtiene:

$$h_E = 0{,}0767\ m$$

- **h_{vap}:** Se calculará como la contribución de varios efectos: la pérdida de carga en plato seco, h_D; la pérdida de carga causada al atravesar el líquido y la espuma, h_L; y la pérdida de carga residual ocasionada por superar la tensión superficial, h_R.

$$h_{vap} = h_D + h_L + h_R \qquad [A.9.28]$$

Para calcular la pérdida de presión en plato seco, h_D, se tiene 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, y se realiza aplicando la siguiente expresión:

$$h_D = \left(\frac{v_0^2}{C_0'}\right) \cdot \left(\frac{\rho_v}{2 \cdot g \cdot \rho_L}\right) \qquad [A.9.29]$$

Siendo $V_0 = \frac{Q_v}{A_0} = 5{,}7595 \frac{m}{s}$ y C_0' un coeficiente de orificio que depende de la relación entre espesor de plato y diámetro de la perforación, siendo calculado con la siguiente expresión y válida para el rango $0{,}2 \leq e_p/d_o < 2$:

$$C_o' = 1{,}09 \left(\frac{d_o}{e_p}\right)^{0{,}25} \qquad [A.9.30]$$

Sustituyendo los valores en la **Ecuación A.9.30**, se obtiene $C_0^{'} = 1{,}35$ y tras estos cálculos intermedios, al sustituir todo en la **Ecuación A.9.29**:

$$h_D = 0{,}0019$$

A continuación se procede a calcular 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:

$$h_L = 6{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}725 \cdot h_w - 0{,}238 \cdot h_w \cdot V_a \cdot \rho_v^{0,5} + 1{,}225 \cdot \frac{Q_L}{Z} \qquad [A.9.31]$$

Siendo,

$$Z = \frac{W + T}{2} = 2{,}55\ m$$

$$V_a = \frac{Q_v}{A_a} = 0{,}7346\ \frac{m}{s}$$

Entonces, sustituyendo en la expresión:

$$h_L = 0{,}0619\ m$$

Ahora se calculará el tercer término que contribuye a h_{vap} , que es la pérdida de carga residual, 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, y es a partir de un balance de la fuerza necesaria para vencer dicha tensión como se obtiene la siguiente expresión:

$$h_R = \frac{6 \cdot \sigma}{\rho_L \cdot d_0 \cdot g} \qquad [A.9.32]$$

Sustituyendo términos:

$$h_R = \frac{6 \cdot 5{,}84 \cdot 10^{-2} N/m}{956{,}9172\, {}^{kg}/_{m^3} \cdot 0{,}0045 m \cdot 9{,}81 m/s^2} = 0{,}0083\, m$$

Como se reflejó en la **Ecuación A.9.28**, sumando estas tres últimas pérdidas calculadas se determina la pérdida de presión del vapor de plato a plato:

$$h_{vap} = h_D + h_L + h_R = 0{,}0019m + 0{,}0619m + 0{,}0083m$$

$$h_{vap} = 0{,}0721\, m$$

Se puede calcular entonces, que la altura en el vertedero, según la **Ecuación A.9.26,** tiene un valor de:

$$h_B = 0{,}0767\, m + 0{,}0721\, m$$

$$h_B = 0{,}1488\, m$$

Por último, ya es posible determinar la pérdida de carga total, que como se dijo al principio de este apartado viene dada por la **Ecuación A.9.22**:

$$h_T = h_w + h_c + h_B = 0{,}06m + 0{,}0566m + 0{,}1488m$$

$$h_T = 0{,}2654\, m$$

Se puede comprobar que se cumple el requisito de:

$$h_T = 0{,}2654\, m \leq \frac{t}{2} = 0{,}3m$$

9.2.4.3.- Inundación

La inundación se trata de un fenómeno indeseable que ocurre en el caso de que las velocidades del líquido y/o el vapor sean tan elevadas que la caída de presión del gas sea mayor que la carga neta de gravedad del líquido, el cual, es arrastrado hacia arriba.

El valor de la velocidad de inundación es $V_f = 1{,}3516\, m/s$, calculado anteriormente en el **Apartado 9.2.4.1**, ya que era un parámetro necesario para poder realizar el diseño de la columna. Para evitar esta condición de inundación de la columna, se fija un valor de la velocidad del vapor del 80% de la velocidad de inundación, por lo que resulta, $V = 1{,}0813\, m/s$.

9.2.4.4.- Lloriqueo

El lloriqueo en una columna de platos se trata de un problema que se produce cuando la velocidad con la que asciende el vapor V_{Vm} es demasiado baja, por lo que el líquido cae a través de los orificios de los platos diseñados para que ascienda el vapor.

Para determinar la velocidad de ascensión del vapor se hace uso de la siguiente expresión:

$$\frac{V_{Vm} \cdot \mu_v}{\sigma} = 0{,}0229 \cdot \left(\frac{\mu_v^2}{\rho_v \cdot d_0 \cdot \sigma} \cdot \frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0{,}379} \cdot \left(\frac{e}{d_0}\right)^{0{,}293} \cdot \left(\frac{2 \cdot A_a \cdot d_0}{\sqrt{3} \cdot P'^3}\right)^{\frac{2{,}8}{\left(\frac{Z}{d_0}\right)^{0{,}724}}} \qquad [A.9.33]$$

Donde: V_{Vm} Velocidad de ascensión del vapor, m/s.
μ_v Viscosidad del vapor, Pa·s.
ρ_v Densidad del vapor, kg/m^3.
ρ_L Densidad del líquido, kg/m^3.
σ Tensión superficial, N/m.
d_o Diámetro de orificio, m.
e/d_o Relación espesor del plato/ diámetro de orificio (0,43).
$P´$ Pitch, m.
A_a Área activa, m^2.
Z Distancia entre vertederos, m.

La viscosidad del vapor, se obtiene con el simulador y presenta un valor de $3{,}4\cdot10^{-4}$ Pa·s, al disponer ya de todos los valores anteriores, se procede a sustituir en la **Ecuación A.9.33**:

$$\frac{V_{Vm}\cdot 3{,}4\cdot 10^{-4}Pa\cdot s}{5{,}84\cdot 10^{-2}\,N/m} = 0{,}0229 \cdot\left(\frac{(3{,}4\cdot 10^{-4}Pa\cdot s)^2}{1{,}4677kg/m^3\cdot 0{,}0045m\cdot 5{,}84\cdot 10^{-2}N/m}\cdot\frac{956{,}9172kg/m^3}{1{,}4677kg/m^3}\right)^{0{,}379}\cdot(0{,}43)^{0{,}293}\cdot\left(\frac{2\cdot 5{,}5135m^2\cdot 0{,}0045m}{\sqrt{3}\cdot(0{,}012m)^3}\right)^{\frac{2{,}8}{\left(\frac{2{,}1372\,m}{0{,}0045\,m}\right)^{0{,}724}}}$$

Despejando la velocidad de ascensión del vapor, resulta:

$$V_{Vm} = 2{,}2641\frac{m}{s}$$

Si se trabaja a velocidades de vapor inferiores a ésta, puede producirse el fenómeno de lloriqueo, produciendo una alteración no deseada en las composiciones de los flujos tanto en el plato como en las corrientes productos, que acarrearía una disminución de la eficacia. Se debe comprobar entonces, que la velocidad del vapor a través del área de orificios es mayor que este valor calculado.

$$V_{vapor} = \frac{Q_V}{A_0} = \frac{4{,}0503\ \frac{m^3}{s}}{0{,}7032\ m^2} = 5{,}7595 \frac{m}{s}$$

Se puede asegurar por tanto, que no se producirá lloriqueo.

9.2.4.5.- Arrastre

Para el cálculo de la cantidad de líquido arrastrado, E, es necesaria la gráfica mostrada a continuación en la **Figura A.9.5**.

Con ella se determina el arrastre fraccional, en la abscisa se muestran los valores del parámetro de flujo, PF, las curvas representan el acercamiento al punto de inundación por arrastre y en la ordenada de esta figura, se reflejan los valores de E, que representan las fracciones de flujo descendente de líquido.

$$E = \frac{e}{e + L} \qquad [A.9.34]$$

Siendo: E Arrastre fraccional.
e Arrastre absoluto de líquido.
L Flujo descendente de líquido sin arrastre.

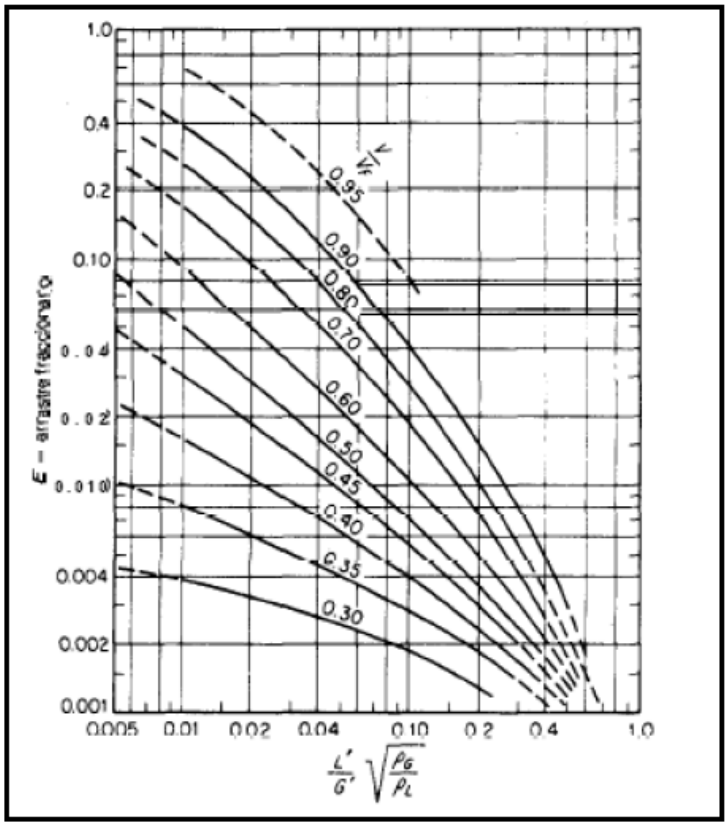


Figura A.9.5. Gráfica del arrastre fraccional (Seader y Henley, 1.988).

Para nuestro valor del parámetro de flujo PF ≈ 0,68, se determina gráficamente el valor del arrastre fraccionado, E, a una relación entre velocidad del gas y velocidad de inundación de 0,8 como ya se ha citado en apartados anteriores. El valor de arrastre fraccional considerado correcto para platos perforados es $E < 0{,}1$ (Seader y Henley, 1.988), se observa que el arrastre fraccional que se obtiene se encuentra alrededor de 0,0015, por lo que se puede asegurar que no se producirá este fenómeno.

9.2.4.6.- Descarga

En los casos en que la velocidad del líquido a través del vertedero, V_L, sea superior a 0,3 m/s [Seader y Henley] comenzarán a producirse problemas de descarga.

$$V_L = \frac{Q_L}{A_V} \qquad [A.9.35]$$

$$\frac{Q_L}{A_V} = \frac{0{,}0521\frac{m^3}{s}}{0{,}6220m^2} = 0{,}08\frac{m}{s} < 0{,}3\frac{m}{s}$$

Queda comprobado que no aparecerán problemas de descarga.

9.2.4.7.- Eficiencia de la columna. Correlación de O´Connell.

Se requiere una rápida estimación de la eficiencia de la columna para calcular el número real de platos necesarios. Para ello, se utilizará la correlación de O´Connell. Con este método se relaciona la eficiencia total de la columna con el producto de la volatilidad relativa del componente clave ligero (respecto al clave pesado) y la viscosidad media de la alimentación.

La expresión que se utiliza para el cálculo de la eficiencia es:

$$E_0 = 51 - 32{,}5 \cdot \log\left(\mu_F \cdot \alpha_{\mathrm{LK/HK}}\right) \qquad [A.9.36]$$

Sustituyendo en ella los siguientes datos de nuestro sistema:

- μ_F = 0,3402 cP; facilitada por el simulador.
- $\alpha_{(LK)/(\mathrm{HK})}$ = 2,6322

Se obtiene una eficiencia del 52,56%. El número de etapas de la columna se calculó como 33 excluyendo el calderín. Si se tiene ahora en cuenta la eficiencia, el número real de etapas resulta ser:

$$N_{real} = \frac{N}{E_0} = \frac{33}{0{,}5256} = 62{,}8\ etapas$$

Se obtienen entonces, teniendo en cuenta la eficiencia de la columna, 63 etapas de equilibrio reales (63 platos perforados), además del calderín.

9.2.5.- Altura de la columna

Para calcular la altura total de la columna, se ha de tener en cuenta que está formada por 63 platos, que el espaciamiento entre ellos se ha fijado en 0,6m, al igual que la distancia entre el plato inferior y superior y los fondos de la columna. También se ha de contar con los fondos, que tienen una altura de 0,5m y la faldilla inferior y superior, que servirán de unión entre la carcasa y los fondos, y tendrá una altura de 0,043m (véase **Apartado 9.3.5**). La columna tendrá una altura total de 40,1 m.

9.2.6.- Esbeltez

Se define la esbeltez como la relación entre la altura de la columna y su diámetro:

$$K = \frac{H}{D_T} \qquad [A.9.37]$$

Siendo: K Esbeltez de la columna.

H Altura de la columna, (véase **Apartado 9.3.6** del presente Anexo).

T Diámetro de la columna.

$$K = \frac{40{,}1\ m}{3\ m} = 13{,}36$$

9.3.- Diseño mecánico de la torre

En los siguientes apartados se van a especificar los aspectos relacionados con el diseño mecánico de la columna.

9.3.1.- Material empleado

La columna puede ser fabricada con diversos materiales, según las condiciones de corrosión que se presente. En nuestro caso, la corriente de

alimentación contiene una cierta cantidad de ácido cianhídrico, debido a la naturaleza corrosiva de este ácido, la columna y los platos deben construirse con un material resistente a la corrosión. Los aceros inoxidables son los materiales anti-corrosión más utilizados en la industria química, se tomará como material más adecuado para la envolvente el acero inoxidable SA-240 (AISI 316L). Para los platos perforados del interior de la columna, como se dijo anteriormente, también se empleará acero inoxidable AISI 316L.

9.3.2.- Determinación del espesor de la envolvente

La columna estará sometida a variedad de cargas y por tanto debe diseñarse de manera que sea capaz de resistirlas. La envolvente debe estar diseñada para resistir la presión interior de la columna y el peso de la propia vasija más los elementos interiores, además de cualquier carga de viento que pueda producir un movimiento indeseado en la columna.

Para calcular el espesor de la envolvente es preciso en primer lugar identificar el tipo de tensiones a que está sometida la columna. Las posibles tensiones que pueden afectar a la torre se recogen en la siguiente tabla:

Tabla A.9.9.
Tensiones a las que está sometido el equipo (Megyesy E.F., 2001)

	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		**TENSIONES LONGITUDINALES**	
CARGA	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**
Peso				X
Viento			X	X
Seísmo			X	X
Presión interior	X		X	
Presión exterior				

Las tensiones longitudinales debidas a seísmo se pueden considerar despreciables frente a la ejercida por la presión interior, debido a la zona

geográfica donde se sitúa la columna. Por ello, para calcular el espesor de la envolvente se considerará únicamente la presión interior y la tensión ejercida por el viento. A partir del dato de espesor que se obtiene por este cálculo, se selecciona el definitivo de entre los espesores comerciales.

Para considerar aquellas tensiones que han sido despreciadas en los cálculos, se tomará en la elección un margen de seguridad que las cubra.

9.3.2.1.- Determinación del espesor según la presión interna

Para determinar el espesor de la envolvente cilíndrica sometida a tensión circunferencial y longitudinal, existen, según el Código ASME VIII-Div.1, dos expresiones distintas. Se calcula el espesor necesario para soportar casa una de dichas tensiones, y se tomará el mayor de los dos valores obtenidos.

Tensiones circunferenciales:

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0{,}6 \cdot P_D} \qquad [A.9.38]$$

Tensiones longitudinales:

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P_D} \qquad [A.9.39]$$

Se determinan a continuación todos los parámetros que forman parte de ambas expresiones:

- Presión de diseño, P_D:

Será la mayor de dos valores: 30 psi ó un 10% más de la presión de operación.

$P_{operación}$: 1 atm = 14,69 psi

$P_D = 1{,}1 \cdot P_{operación} = 16{,}16$ psi

En vista de los resultados se tomará como presión de diseño 30 psi.

- Radio de la columna, R:

El radio de la columna tiene un valor de 1,5 m, pero para aplicar la fórmula ha de introducirse en pulgadas, con lo cual:

R = 59,06 pulgadas.

- Temperatura de diseño, T_D:

Se tomará como temperatura de diseño, aquella que supere en 20ºC la temperatura máxima que alcanza la torre, además, se debe introducir en la expresión en grados Fahrenheit.

T_D = 372,4 K (Tª de colas) + 20 = 392,4 K

T_D = 246,9 ºF

- Tensión máxima admisible, S:

Para calcularla, se debe acudir a las tablas recogidas en el Código ASME, para nuestro tipo de material, acero inoxidable SA-240 (AISI316L), sometido a una temperatura de 300ºF , la inmediatamente superior a la temperatura de diseño (246,9 ºF), la tensión máxima admisible es S =16.700 psi (véase **Tabla A.21.6** del Anexo 21).

- Coeficiente de soldadura, E:

Para la selección de este coeficiente se va a considerar la siguiente situación:

-*Tipo de junta*: a tope con un doble cordón de soldadura o mediante otro método con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado.

- *Control*: Examinar por zonas.

Para estas características, E = 0,85 (véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21 del presente Proyecto).

- Corrosión, C:

Los recipientes o partes de los mismos que estén sujetos a corrosión, erosión o abrasión deben tener un margen de espesor para lograr la vida deseada, aumentando convenientemente el espesor del material respecto al determinado por las fórmulas de diseño, o utilizando algún método adecuado de protección.

En el caso actual, como acción de seguridad se considerará un margen de espesor debido a la corrosión. Éste será establecido en función de dos criterios:

- La vida deseada de un recipiente es una cuestión económica. Según la **Tabla A.21.15** del Anexo 21 del presente Proyecto, para una columna de rectificación, el período de vida es de 8 años.
- Un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año (1/16 de pulgada en 12 años) generalmente es satisfactorio para recipientes y tuberías.

Según esto, queda un margen de:

$$C = 8\ años \cdot 0{,}005 \frac{in}{año} = 0{,}04\ in = 0{,}1\ \text{cm}$$

Se sustituyen todos estos valores en las **Ecuaciones A.9.38** y **A.9.39**, y se obtiene:

$$t_{circ} = \frac{30psi \cdot 59{,}06\ in}{16700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30psi} = 0{,}1250\ \ in$$

$$t_{long} = \frac{30\ psi \cdot 59{,}06\ in}{2 \cdot 16700\ psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi} = 0{,}0624\ in$$

Al mayor de los espesores calculados, se añade el sobreespesor por corrosión, C.

$$t = 0{,}1250\ in + 0{,}04\ in = 0{,}1650\ in$$

Esfuerzo debido al viento:

La estabilidad de la torre puede verse afectada a algunos fenómenos ambientales externos como el viento, capaz de ejercer presión de tracción y compresión sobre las paredes del recipiente. Se procede a continuación al cálculo del espesor mínimo de la envolvente para resistir la carga de viento.

Para estos cálculos se debe tener en cuenta que no toda la columna se encuentra expuesta del mismo modo a la carga de viento, ya que a mayor altura, menor momento. Por ello, se procede al cálculo en la junta del faldón con la envolvente. La altura entre el suelo y el faldón será d 1,5 m, por lo que la altura expuesta a la carga de viento será:

$$h_{exp} = 1{,}5m = 4{,}92\ ft$$

La presión de diseño para la carga del viento se calcula con la siguiente expresión:

$$P_w = q_s \cdot C_q \cdot C_e \qquad [A.9.40]$$

Donde: q_s Presión de estancamiento del viento a 30 pies (estándar).
C_q Coeficiente de presión, depende de la geometría del recipiente.
C_e Coeficiente del factor por ráfagas, según altura y tipo de exposición.

La presión de estancamiento se trata de un parámetro que va a depender de la velocidad del viento, por lo que dependerá íntimamente de la zona donde se sitúe la planta. La columna será situada en San Roque, en dicho emplazamiento, se han llegado a alcanzar rachas de hasta 180 km/h de velocidad de viento, aunque generalmente no superan los 50/60 km/h.

Para la selección de la presión de estancamiento, se seleccionará una velocidad del viento de 180 km/h, que sería la condición más desfavorable. Esos 180 km/h corresponden a 112,4 mph, según la **Tabla A.21.12** del Anexo 21, para citadas condiciones, e interpolando los valores, correspondería una presión de estancamiento:

$$q_s = 32{,}44 \text{ lb/ft}^2$$

El coeficiente de presión, C_q, depende de la geometría del recipiente. Según la **Tabla A.21.13**, del Anexo 21, al ser una vasija cilíndrica, y estar conectado a varios equipos auxiliares, el valor del coeficiente de presión es 0,9.

El último de los coeficientes, el del factor por ráfagas, depende de la altura desde el suelo y el tipo de exposición, según la **Tabla A.21.14**, del Anexo 21 del presente Proyecto, y considerando una exposición tipo C, para una altura de exposición de 42,09 m, que son 138,04 ft (altura de la torre más distancia entre el fondo y el suelo) el coeficiente tiene un valor de 1,8. Se ha tomado una exposición de tipo C, ya que se trata de una exposición severa, en un terreno grande y abierto.

Sustituyendo todos los datos en la **Ecuación A.9.40**, resulta:

$$P_w = 32{,}44 \frac{lb}{ft^2} \cdot 0{,}9 \cdot 1{,}8 = \ 52{,}55 \ lb/ft^2$$

Mediante la siguiente expresión se calcula el momento debido a la carga por viento:

$$M_{exp} = M - h_{exp} \cdot \left(V - 0{,}5 \cdot P_w \cdot D_0 \cdot h_{\text{exp}}\right) \qquad [A.9.41]$$

Donde: M_{exp} Momento a la altura $h_{exp.}$

M Momento máximo, en la base.

h_{exp} Distancia de la base a la posición considerada.

V Esfuerzo cortante.

P_w Presión de diseño del viento.

D_0 Diámetro exterior de la carcasa, incluyendo espesor del aislante.

Se recurre a la siguiente expresión para calcular el esfuerzo cortante:

$$V = P_w \cdot D_0 \cdot H \qquad [A.9.42]$$

Siendo *H* la altura total de la torre, incluido el faldón, *H* = 136,40 ft.

Se necesita conocer el espesor del aislante, para calcular el diámetro exterior de la torre. Este espesor va a depender de la temperatura de operación de la columna. Según la **Tabla A.21.11** del Anexo 21 del presente Proyecto, para una temperatura máxima de operación de 372,4K (99,4ºC), el espesor de lana de roca necesario será de 0,05 m. Por lo que el diámetro externo de la envolvente será:

$$D_0 = 2 \cdot 0{,}05m + 3m = 3{,}10m = 10{,}19\ ft$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.9.42** se obtiene:

$$V = 52{,}55 \frac{lb}{ft^2} \cdot 10{,}19 ft \cdot 136{,}40\ ft = 73036{,}65\ lb$$

Para calcular el momento máximo, M, se hace uso de la siguiente expresión:

$$M = P_w \cdot D_0 \cdot H \cdot h_1 = V \cdot h_1 \qquad [A.9.43]$$

Donde h_1 representa el brazo de palanca para la posición 1, que viene dado por:

$$h_1 = \frac{H}{2} = 68{,}20\ ft$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.9.43**:

$$M = 68{,}20\ ft \cdot 73.036{,}65\ lb = 4.981.175{,}52\ lb \cdot ft$$

Con todos estos datos ya se puede calcular el momento a la altura considerada mediante la **Ecuación A.9.41**, resultando:

$$\begin{aligned} M_{exp} &= 4.981.175{,}52\ lb \cdot ft - 4{,}92\ \text{ft} \\ &\cdot \left(73.036{,}65\ lb - 0{,}5 \cdot 52{,}55 \frac{lb}{ft^2} \cdot 10{,}19\ ft \cdot 4{,}92\ \text{ft}\right) \\ &= 4.628.315{,}87\ lb \cdot ft \end{aligned}$$

Ya se disponen de todos los datos necesarios para calcular el espesor necesario por carga de viento, para ello se recurre a la siguiente expresión:

$$t_{viento} = \frac{12 \cdot M_{exp}}{r_i^2 \cdot \pi \cdot S \cdot E} \qquad [A.9.44]$$

Donde: M_{exp} Momento a la altura analizada, lb·ft.

E Factor de soldadura.

S Tensión máxima admisible, psi.

r_i Radio de la envolvente, incluyendo el espesor del aislante, in. $r_i = \frac{D_0}{2} = 5{,}09\ ft = 61{,}15\ in.$

Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.9.44**, resulta un espesor por carga debida al viento:

$$t_{viento} = \frac{12 \cdot 4.628.315{,}87 lb \cdot ft}{(61{,}15 in)^2 \cdot \pi \cdot 16.700 psi \cdot 0{,}85} = 0{,}3331\ in$$

Comparando este espesor con el resultado obtenido para las tensiones de presión interna y externa, se observa que aquellos son menores, por lo que se pueden despreciar. Se tomará como espesor el calculado para la carga de viento, añadiéndole el margen de corrosión.

$$t = 0{,}3331 in + 0{,}04 in = 0{,}3731\ in = 9{,}48\ mm$$

A continuación se ha de comprobar que este espesor supera al mínimo determinado por norma:

- Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}\,(mm) = 2{,}5 + C = 2{,}5 + 1mm = 3{,}5mm$$

- Según la fórmula para aceros inoxidables:

$$t_{min}\,(mm) = 3mm$$

Por tanto, se toma como valor el espesor comercial inmediatamente superior al calculado anteriormente (9,48mm):

$$t = 9{,}5mm$$

9.3.3.- Determinación del espesor del fondo superior

La columna de rectificación estará provista en la parte superior de un cabezal de tipo toriesférico, ya que son los más comunes en la industria.

Existen dos clases de cabezales toriesféricos, el tipo Klopper y el Korbbogen. Se utilizará un cabezal tipo Korbbogen siempre que se de alguna de las siguientes situaciones:

- Presión de diseño superior o igual a 7kg/cm^2.
- Temperatura de diseño superior a 350ºC.
- Esbeltez próxima o superior a 10.

Debido a que la esbeltez que presenta la columna es mayor a 10, se utilizarán fondos Korbbogen. Sus dimensiones características se pueden calcular mediante las siguientes expresiones (Código ASME):

$$L = D_i \qquad [A.9.45]$$

$$r = 0{,}06 \cdot L \qquad [A.9.46]$$

$$h = 0{,}169 \cdot D_i \qquad [A.9.47]$$

Siendo: L Radio interior de curvatura.
D_i Diámetro interior de la envolvente.
r Radio interior del abombado.
h Altura de la cúpula.

Sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.9.45, A.9.46**, y **A.9.47**, se obtiene:

$$L = 3m = 118{,}11in$$
$$r = 0{,}18m$$
$$h = 0{,}507m$$

A continuación se dispone a calcular el volumen y el área del cabezal, a partir de las siguientes expresiones:

$$Volumen = 0{,}08089 \cdot D_i^3 \qquad [A.9.48]$$

$$Área = 0{,}931 \cdot D_0^2 \qquad [A.9.49]$$

El diámetro exterior se calculará con el diámetro interior y el espesor de la envolvente que se ha calculado en el apartado anterior:

$$D_0 = D_i + 2 \cdot e = 3{,}019\ m$$

Sustituyendo en las **Ecuaciones A.9.48** y **A.9.49** resultan:

$$Volumen = 0{,}08089 \cdot (3m)^3 = 2{,}18m^3$$

$$Área = 0{,}931 \cdot (3{,}019m)^2 = \ 8{,}49m^2$$

Para el cálculo del espesor de la cúpula se recurre al Código ASME, donde se refleja la siguiente expresión:

$$t_p = \frac{M \cdot P_d \cdot L}{2 \cdot S \cdot E - 0{,}2 \cdot P_d} \qquad [A.9.50]$$

Donde S y E, son los mismos valores que los utilizados anteriormente, 16.700 psi y 0,85 respectivamente, y M es un parámetro que depende de las dimensiones del cabezal de la siguiente manera:

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left[3 + \sqrt{\frac{L}{r}}\right] \qquad [A.9.51]$$

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left[3 + \sqrt{\frac{3}{0{,}18}}\right] = 1{,}7706$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.9.50**, se obtiene un valor de espesor:

$$t_p = \frac{1{,}7706 \cdot 30\ psi \cdot 118{,}11in}{2 \cdot 16.700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}2 \cdot 30psi} = \ 0{,}2210\ in$$

Se le añade el sobreespesor por corrosión:

$$t_p = 0{,}2210in + 0{,}04in = 0{,}26\ in = 6{,}63mm$$

9.3.4.- Determinación del espesor del fondo inferior

La selección de la cubierta inferior será la misma que para la superior anteriormente dimensionada, se trata de una cubierta toriesférica tipo Korbbogen, debido a las mismas razones que se expusieron en el apartado anterior. También las dimensiones características se calculan de la misma manera, y además, como dependen únicamente del diámetro de la columna y su espesor, tendrán los mismos valores que para el fondo superior.

$$L = 3m = 118{,}11in$$

$$r = 0{,}18m$$

$$h = 0{,}507m$$

$$Volumen = 2{,}18m^3$$

$$Área = \ 8{,}49m^2$$

También el espesor en la cubierta inferior va a ser el mismo que en la superior, por lo que

$$t_p = 0{,}26\ in = 6{,}63mm$$

9.3.5.- 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 de la faldilla, no puede ser mayor de 100 mm, pero sí tiene que superar al mayor de los valores que se muestran a continuación.

$$h \geq 0{,}3 \cdot \sqrt{D_e \cdot e_f} = 42{,}44\, mm$$

$$h \geq 3 \cdot e_f = 19{,}89\, mm$$

$$h \geq 25 mm$$

Donde: D_e Diámetro exterior de la carcasa, mm.
e_f Espesor de la pared del fondo, mm.

El mayor de los valores obtenidos es de 42,44 mm por lo que se tomará una altura de faldilla de 43 mm, tanto para la inferior como para la superior.

9.3.6.- 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 0,507 metros. Además, se ha de considerar la altura de la faldilla superior e inferior, calculadas en el apartado anterior, por lo que la altura total de la columna será:

$$H_{TOTAL} = H_{envolvente} + 2 \cdot H_{fondo} + 2 \cdot H_{faldilla}$$
$$= 0{,}6m \cdot 63 + 2 \cdot 0{,}6m + 2 \cdot 0{,}507m + 2 \cdot 0{,}043 = 40{,}1m$$

La columna de rectificación 1 tendrá una altura de 40,1 m.

9.3.7.- 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 1,5 m.
- La esbeltez 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, debido a su esbeltez, que es mayor de 5.

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.

9.3.8.- 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.21.11** del Anexo 21, 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 99,4 ºC, se obtiene un espesor de lana de roca de 50 milímetros.

ANEXO 10:
EQUIPO AUXILIAR DE LA COLUMNA CR-01

10.1.- Introducción

Para completar el diseño de la columna de rectificación CR-01 es necesario diseñar sus equipos auxiliares, como ya se ha explicado en el **Capítulo 12** de la Memoria del presente Proyecto, éstos son un condensador y un calderín.

El diseño de ambos equipos se abordará de forma análoga al resto de intercambiadores de calor del proceso.

10.2.- Condensador

Para la selección del condensador se opta por el diseño de un condensador de contracorriente de carcasa y tubos por ser el que mejor se adapta a las condicione de trabajo.

10.2.1.-Corriente de entrada

La corriente alimentación del condensador será la proveniente de la cabeza de la columna CR-01 y que se encuentra a 69 ºC (342K). Esta corriente debe condensar, para dirigirse con posterioridad al acumulador de reflujo. Para ello se hará uso de agua de la red interna de la Refinería a 7 ºC (280K) que elevará su temperatura en el proceso hasta 13ºC (286K).

Propiedades de la corriente de fluido caliente:

- Densidad media: 384,23 kg/m^3
- Viscosidad media: $1{,}41 \cdot 10^{-4}$ Pa·s
- Temperatura entrada: 342 K

- Temperatura salida: 335,8 K
- Temperatura media: 338,9 K
- Capacidad calorífica media c_{pc}: 1.913,93 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_c: 0,0929 W/(m·K)
- Flujo másico m_c: 6,42 kg/s

Propiedades de la corriente del agua de refrigeración:

- Densidad media: 999,32 kg/m^3
- Viscosidad media: $1{,}2 \cdot 10^{-3}$ Pa·s
- Temperatura entrada: 280 K
- Temperatura salida: 286 K
- Temperatura media: 283 K
- Capacidad calorífica media c_{pf}: 4.193,29 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_f: 0,590 W/(m·K)
- Flujo másico m_f: 471,7 kg/s (Calculado en el **Apartado 10.2.3**)

10.2.2.- Asignación de los flujos

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 refrigeración por el interior de los tubos.

A este criterio, además, debe sumársele el factor de que el agua de refrigeración es un fluido que puede contener un alto índice de suciedad.

10.2.3.- Calor intercambiado

El calor intercambiado en el condensador se ha obtenido del simulador Chemcad y presenta el valor:

$$Q = 11867972{,}2\ J/s$$

La expresión general del calor intercambiado que se obtiene a partir de un balance de energía al intercambiador, resulta:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \qquad [A.10.1]$$

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 perdida por el fluido caliente es igual a la que gana el fluido frío, si se desprecian las pérdidas térmicas. Por tanto, teniendo en cuenta que el fluido frío experimenta un aumento de temperatura, para este fluido se tendría la expresión:

$$Q = m_F \cdot c_{p_F} \cdot \Delta T_F \qquad [A.10.2]$$

Donde: Q Calor intercambiado entre los fluidos.
m_F Caudal másico del fluido frío.
m_C Caudal másico del fluido caliente.
C_{pF} Calor específico del fluido frío.
C_{pC} Calor específico del fluido caliente.
ΔT_F Diferencia de temperatura de la corriente fría.
ΔT_C Diferencia de temperatura de la corriente caliente.

A partir del calor intercambiado, y de la **Ecuación A.10.2**, se obtiene la cantidad necesaria de agua de refrigeración.

$$m_F = \frac{Q}{c_{p_F} \cdot \Delta T_F} = \frac{11867972{,}2\ \frac{J}{s}}{4193{,}29\ \left(\frac{J}{kg \cdot K}\right) \cdot (286 - 280)K} = 471{,}70 \frac{kg}{s}$$

10.2.4.- Principales características del equipo

Los tubos tendrán un diámetro externo de 0,75 pulgadas y un diámetro interno de 0,56 pulgadas. Tendrán una disposición triangular con un Pitch de 1 pulgada. El número de pasos tanto por tubos como por carcasa será 1.

Los tubos y la carcasa estarán construidos de acero inoxidable AISI 316L debido a su contacto con ácido cianhídrico, que es corrosivo.

10.2.5.- Diferencia de temperatura media logarítmica

El valor medio de la temperatura va a estar condicionado por la evolución que presenta la temperatura de cada fluido a partir de la de entrada. Para el cálculo de esta temperatura media logarítmica (LMTD) se hace uso de la siguiente expresión, donde los subíndices C y F se refieren a las corrientes de fluido caliente y frío respectivamente, y "ent" y "sal" a la entrada y la salida respectivamente.

$$LMTD = \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right) - \left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}{\ln \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right)}{\left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}} \qquad [A.10.3]$$

$$LMTD = \frac{(342K - 280K) - (335{,}8K - 286K)}{\ln \frac{(342K - 280K)}{(335{,}8K - 286K)}} = 55{,}68\ K$$

Se introduce un factor de corrección (F), de este modo, la diferencia de temperatura media logarítmica queda:

$$\Delta T_m = F \cdot LMTD \qquad [A.10.4]$$

El factor de corrección depende de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes y de la configuración geométrica del intercambiador. Existen unas gráficas para las configuraciones típicas de intercambiadores de calor, donde obtener el factor F en función de las razones P y R, definidas a continuación.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_{1-}t_1} \qquad [A.10.5]$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_{2-}t_1} \qquad [A.10.6]$$

Como ya se ha comentado en varias ocasiones a lo largo del presente Proyecto, el factor de corrección para condensadores y calderines será la unidad. De acuerdo con lo anterior, y conociendo que únicamente tiene un paso por tubos, se tiene que F = 1, resulta:

$$\Delta T_m = 55{,}68\ K$$

10.2.6.- Balance de energía

La velocidad de transferencia de calor en un intercambiador de calor se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton de enfriamiento, esto es:

$$Q = U \cdot A_S \cdot \Delta T_m \qquad [A.10.7]$$

Donde: Q Calor intercambiado entre fluidos en J/s.

U Coeficiente global de transferencia de calor ($W/(m^2 \cdot K)$).

A_s Área de transferencia de calor expresado en m^2.

ΔT_m Diferencia de temperatura media logarítmica.

10.2.6.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

En estos sistemas de intercambio de calor dos fluidos 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. Los efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

Esta red de resistencias térmicas fluido-pared-fluido contiene dos resistencias a la convección y una a la conducción. La resistencia térmica total queda:

$$R = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.10.8]$$

Donde k_m es la conductividad térmica del material de la pared y L es la longitud del tubo. Y los subíndices i y o se refieren a las superficies interior y exterior de los tubos, respectivamente.

Al combinar todas las resistencias en una sola, la transferencia de calor se puede expresar:

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = U \cdot A \cdot \Delta T = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T = U_o \cdot A_o \cdot \Delta T \qquad [A.10.9]$$

Siendo h el coeficiente individual de convección, la ecuación anterior se convierte en:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_o \cdot A_o} = R = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.10.10]$$

Además de lo expuesto anteriormente, el rendimiento de los intercambiadores de calor suele deteriorarse con el paso del tiempo debido a la acumulación de suciedad sobre las superficies de transferencia de calor. Esta suciedad o acumulaciones, ejerce una resistencia adicional para la transferencia y provoca una disminución de la misma.

El factor de incrustación R_f representa el efecto de estas acumulaciones en la transferencia de calor. Este factor depende de la temperatura de operación, de la velocidad de los fluidos y de la duración del servicio.

Para un intercambiador de calor de carcasa y tubo, la **Ecuación A.10.10** se puede expresar como:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{R_{f,o}^{''}}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.10.11]$$

Para que el coeficiente global de intercambio de calor tenga significado se debe especificar 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=π·D·L.

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{D_i} \cdot D_o + \frac{D_o \cdot ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot k_m} + R_{f,o}^{''} + \frac{1}{h_o} \qquad [A.10.12]$$

10.2.6.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna

Para el cálculo del coeficiente de película interna se hace uso del Nusselt y del Reynolds, cuyas expresiones son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \qquad [A.10.13]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu} \qquad [A.10.14]$$

Donde: k Conductividad térmica del fluido.

G Velocidad másica del fluido que circula por el interior de los tubos en kg/(s·m^2).

μ Viscosidad del fluido expresado en Pa·s.

D_i Diámetro interior de los tubos en m.

A continuación se muestra la expresión utilizada para el cálculo de la velocidad másica, G.

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.10.15]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por los tubos (kg/s)

n_t Número de pasos por tubos.

N_t Número de tubos.

Para comenzar con el procedimiento iterativo de cálculo, se ha de suponer de antemano un valor de diámetro de carcasa, de los que aparecen en la **Tabla A.21.1** del Anexo 21. A partir de éste, y del número de tubos relacionado con él, se calcularán los coeficientes de convección tanto interior como exterior, y por tanto, el valor del coeficiente global. Una vez conocido el coeficiente global, U, se calculará el área necesaria de intercambio, y con ésta, imponiendo un valor de longitud de tubos (dentro

del rango de los valores comerciales), se obtendrá un número de tubos necesarios para el intercambio de calor definido. Conociendo este valor se comprobará que el número de tubos necesarios no sobrepasa a los que se supusieron al principio del proceso iterativo, si por el contrario, el número de tubos obtenidos como necesarios es mayor que el supuesto, se cambiará de tamaño de tubos para que el número de tubos necesarios sea menor, y si aun así no es posible, se tendrá que comenzar de nuevo suponiendo un diámetro de carcasa mayor, y por tanto, un mayor número de tubos.

Se supone por tanto un diámetro de carcasa, como ya se ha comentado, para ello es necesario acudir a la **Tabla A.21.1** del Anexo 21. Esta tabla, tal y como está representada es adecuada para diámetros internos de tubo de 0,75 pulgadas y para Pitch de 15/16 pulgadas. En el resto de los casos el número de tubos se verá multiplicado por un factor de corrección según el diámetro interno de tubo y el valor del Pitch, que se encontrará en la **Tabla A.21.2** del Anexo 21.

Los valores seleccionados para un diámetro de tubo de 0,75 pulgada (0,014m) y un Pitch de 1 pulgada son los siguientes:

$$D_c = 44\ in = 1{,}12\ m$$
$$N_{t,o} = 1782$$
$$Factor\ corrección = 0{,}88$$
$$N_t = 1569$$

Siendo D_c el diámetro interno de la carcasa, $N_{t,o}$ el número de tubos obtenido en la **Tabla A.21.1** y N_t el número de tubos definitivos una vez multiplicado por el factor de corrección. Sustituyendo estos valores en la **Ecuación A.10.15**, se obtiene una velocidad másica:

$$G = \frac{4 \cdot 471{,}7\ kg/s \cdot 1}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 1569} = 1.891{,}97\ kg/(m^2 \cdot s)$$

Conocido el valor de la velocidad másica ya se puede obtener a partir de la **Ecuación A.10.14** el valor del número de Reynolds.

$$Re = \frac{1.891{,}97\ \ kg/(m^2 \cdot s) \cdot 0{,}014m}{1{,}2 \cdot 10^{-3} Pa \cdot s} = 2{,}25 \cdot 10^4$$

El Reynolds obtenido es mayor a 10.000, por lo que se considera régimen turbulento y se elige la siguiente expresión para el cálculo del Nusselt, relacionándolo con el Reynolds:

$$Nu_d = 0{,}023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot Pr^n \qquad [A.10.16]$$

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 frio que circula por el interior de los tubos (si fuese al contrario n = 0,3).

Pr representa el número de Prandt, calculado a partir de la siguiente expresión, e introduciendo los valores de las propiedades respecto al fluido que circula por los tubos:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \qquad [A.10.17]$$

$$Pr = \frac{4.193{,}29\ J/(kg \cdot K) \cdot 1{,}2 \cdot 10^{-3} Pa \cdot s}{0{,}590\ W/(m \cdot K)} = 8{,}51$$

Una vez conocidos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.10.16**, y se obtiene el valor del Nusselt.

$$Nu_d = 0{,}023 \cdot (2{,}25 \cdot 10^4)^{4/5} \cdot 8{,}51^{0{,}4} = 164{,}13$$

Este valor se relaciona ahora mediante la **Ecuación A.10.13** con el coeficiente individual de película interna, despejándolo resulta:

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{D_i} = \frac{164{,}13 \cdot 0{,}590\ W/(m \cdot K)}{0{,}014m} = 6.805{,}53\ W/(K \cdot m^2)$$

10.2.6.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa

Este coeficiente se obtendrá del mismo modo que el anterior, haciendo uso del Reynolds y el Nusselt. Pero en este caso las expresiones que los definen son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_o \cdot D_o}{k} \qquad [A.10.18]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_c}{\mu} \qquad [A.10.19]$$

$$G = \frac{4 \cdot m}{\pi(D_c^2 - N_T \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.10.20]$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot Re_D^{0,5} \cdot Pr^{1/3}}{[1 + (0{,}4/Pr)^{2/3}]^{0,25}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282.000}\right)^{5/8}\right]^{0,8} \qquad [A.10.21]$$

Donde: D_c Diámetro interno de carcasa (1,12 m).

D_o Diámetro externo de tubos (0,019 m).

X Representa la relación $Pitch/D_o$ y su valor es 1,33.

Pr Número de Prandt, calculado con la **Ecuación A.10.17** utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa. Tiene un valor de Pr = 2,91.

Sustituyendo los valores de las propiedades del fluido que circula por la carcasa en las **Ecuaciones A.10.18, A.10.19, A.10.20** y **A.10.21** se obtienen los siguientes resultados.

$$G = \frac{4 \cdot 6{,}42\ kg/s}{\pi((1{,}12m)^2 - 1.569 \cdot (0{,}019\ m)^2) \cdot 1{,}33} = 9{,}02\ kg/(s \cdot m^2)$$

$$Re = \frac{9{,}02\ kg/(s \cdot m^2) \cdot 1{,}12m}{1{,}41 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s} = 7{,}14 \cdot 10^4$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot (7{,}14 \cdot 10^4)^{0{,}5} \cdot 2{,}91^{1/3}}{[1 + (0{,}4/2{,}91)^{2/3}]^{0{,}25}} \left[1 + \left(\frac{7{,}14 \cdot 10^4}{282.000}\right)^{5/8}\right]^{0{,}8} = 2{,}96 \cdot 10^2$$

$$h_o = \frac{2{,}96 \cdot 10^2 \cdot 0{,}0929 \frac{W}{m \cdot K}}{0{,}019\ m} = 1{,}44 \cdot 10^3 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

10.2.6.4.- Factores de incrustación interno y externo

Estos dos factores adquieren un valor de $R_{f,i}^{´´}$ = 0,0002 m^2·K/W y $R_{f,o}^{´´}$ = 0,00045 m^2·K/W (Normas TEMA).

10.2.6.5.- Conductividad térmica del metal

Para hallar la resistencia a la conducción, es necesario conocer la conductividad térmica del material. Teniendo en cuenta el material de los tubos, que es acero inoxidable AISI 316L, y que la temperatura máxima de las corrientes se encuentra alrededor de los 70ºC se obtiene según **Tabla A.21.3** del Anexo 21 una conductividad $k_m = 14{,}5\ W/(m \cdot K)$.

Conocidos ya los valores de los coeficientes individuales de película, tanto interna como externa, los factores de incrustación, y la conductividad térmica del metal, se puede calcular el coeficiente global de transferencia de calor a partir de la **Ecuación A.10.12.**

$$\frac{1}{U_o} = \frac{0{,}019\ m}{6805{,}53\ \ W/(K \cdot m^2) \cdot 0{,}014m} + \frac{0{,}0002\ \mathrm{m^2 \cdot K/W}}{0{,}014m} \cdot 0{,}019\ m + \frac{0{,}019\ m \cdot ln\left(\frac{0{,}019\ m}{0{,}014m}\right)}{2 \cdot 14{,}5\ W/(m \cdot K).} + 0{,}00045\ \mathrm{m^2} \cdot \frac{\mathrm{K}}{\mathrm{W}} + \frac{1}{1{,}44 \cdot 10^3\ \frac{W}{K \cdot m^2}} = 1{,}80 \cdot 10^{-3} m^2 \cdot K/W$$

Con lo cual el coeficiente global resulta:

$$U_o = 555{,}70\ W/(m^2 \cdot K)$$

A continuación, a partir de la **Ecuación A.10.7,** despejando el área, se calculará la superficie requerida para el intercambio de calor:

$$A = \frac{Q}{U_o \cdot \Delta T_m} \qquad [A.10.22]$$

$$A = \frac{11.867.972{,}20\ \frac{J}{s}}{555{,}70\ \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 55{,}68K} = 383{,}58\ m^2$$

10.2.7.- Cálculo del número de tubos

Para calcular el número de tubos se debe seleccionar en primer lugar la longitud de éstos. Los valores de longitudes comerciales para los tubos suelen ser 10 ft, 12 ft, 14 ft, 16 ft, 18 ft, 20 ft, 22 ft, 24 ft y 26 ft. Para el caso que se diseña, se va a seleccionar una longitud de tubos de 14 ft (4,27m).

Se calculará en primer lugar la longitud que tendría el intercambiador si estuviera formado por un único tubo (L^*). Para ello se hace uso de la expresión que se muestra a continuación.

$$L^* = \frac{A}{Perímetro\ tubo} \qquad [A.10.23]$$

Siendo el perímetro del tubo:

$$P = \pi \cdot \left(\frac{D_o}{2}\right) = \pi \cdot \frac{0{,}019}{2} = 0{,}0598\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.10.23**:

$$L^* = \frac{383{,}58\ m^2}{0{,}0598\ m} = 6.409{,}37\ m$$

A partir de esta longitud, y sabiendo que cada tubo tiene 4,27 m de largo, se puede obtener el número de tubos:

$$N_t = \frac{6.409{,}37\ m}{4{,}27\ m} = 1.502\ tubos$$

Se supuso al principio del cálculo, en el **Apartado 10.2.6.2.** del presente Anexo, que la carcasa seleccionada tendría 1.569 tubos. Se comprueba por tanto que el número de tubos necesarios es menor que el supuesto, por lo que el cálculo ha sido correcto.

Si hubiese salido un número superior al supuesto, se tendrían que haber modificado el tamaño de los tubos para que el número de tubos necesarios disminuyera, si aun así saliese superior, se tendrían que rehacer los cálculos suponiendo un nuevo valor de diámetro de carcasa y por tanto, de número de tubos.

El intercambiador de calor contará con 1.569 tubos de 14 pies cada uno, en una carcasa de 44 pulgadas de diámetro interno.

10.2.8.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores

En la carcasa se han de colocar unos tabiques que obligan al fluido a circular de manera perpendicular a los tubos para que se mejore la transmisión de calor, éstos son llamados deflectores. El número de deflectores (N_c) se determina a partir de la siguiente fórmula:

$$N_c = \frac{l}{P_{def}} \qquad [A.10.24]$$

Donde l es la longitud de los tubos y P_{def} corresponde con el espaciamiento que existe entre deflectores. Este espaciamiento se calcula como la media entre el máximo y el mínimo establecido.

La separación mínima entre deflectores ($P_{def,min}$) será el mayor de estos dos valores:

- 1/5 del diámetro interior de la carcasa (0,2235 m).
- 2 in (0,0508 m).

En este caso, se opta por el primero de los valores.

La separación máxima viene dada por la siguiente tabla teniendo en cuenta el diámetro exterior y el material de los tubos.

Tabla A.10.1
Separación máxima entre deflectores (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)

Para nuestro caso, se tendrá una separación máxima de 60 pulgadas (1,52 m). Se calcula la media entre la separación máxima y la mínima y se obtiene una separación de deflectores:

$$P_{def} = 0{,}87\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.10.24**, el número de deflectores es:

$$N_c = \frac{4{,}27\ m}{0{,}87\ m} = 4{,}9$$

El número de deflectores del intercambiador será cinco.

Las normas TEMA establecen el espesor de los deflectores mediante la **Tabla A.10.2**, a partir del diámetro de la carcasa (44 in) y el espaciamiento entre placas (34,4 in).

Tabla A.10.2
Espesor de placas deflectoras (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)	
8 - 24	(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)
9 - 38	(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)
39 - 60	(737-985)	3/16	(4.8)	1/4	(6.4)	5/16	(7.5)	3/8	(9.5)	1/2	(12.7)	5/8	(15.9)
61 - 100	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)
	(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 de las placas deflectoras es de 0,375 in (9,5 mm).

Por último, comentar con respecto al diámetro de la deflectora, que éste será ligeramente inferior al de la carcasa y posee un segmento libre igual al 25% del diámetro interior de la carcasa D_c.

10.2.9.- Diseño mecánico

10.2.9.1.- Espesor de los tubos

Para determinar el espesor requerido por presión interna en el interior de los tubos que conforman el intercambiador se empleará un cálculo que se rige por las especificaciones del Código ASME B31.3.

De acuerdo a este código, el espesor se calcula mediante las siguientes expresiones:

$$t = \frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} \qquad [A.10.25]$$

Teniendo en cuenta el sobreespesor por corrosión y la tolerancia de fabricación, la ecuación anterior queda:

$$t = \left(\frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} + C\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{M}{100}}\right) \qquad [A.10.26]$$

Donde: P_D Presión de diseño.
D_o Diámetro exterior de la tubería.
S Tensión máxima permisible.
E Eficiencia de la soldadura.
Y Coeficiente que depende del material de la tubería y de la temperatura de diseño.
C Margen por corrosión.
M Tolerancia de fabricación.

A continuación se procede a definir y calcular las variables que intervienen en la **Ecuación A.10.26**.

- Presión de diseño, P_D

La presión de diseño se obtiene añadiendo un 10% a la presión máxima de operación. Si este valor obtenido es menor a 30 psi, se tomará este último como presión de diseño.

$$P_{op} = 1\ atm = 14{,}7\ psi$$

$$P_D = 1{,}1 \cdot 14{,}7\ psi = 16{,}17\ psi$$

Se tomará por tanto, $P_D = 30\ psi$.

- Diámetro exterior, D_o

El diámetro exterior de los tubos del intercambiador es 0,75 pulgadas. (Ver **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

- Tensión máxima admisible, *S*

Para determinar la tensión máxima admisible se recurre a las tablas de materiales del Código ASME B31.3, para tuberías de acero inoxidable AISI 316L sometidas a una temperatura máxima de 200 ºF, temperatura inmediatamente superior a la temperatura de diseño (Tª máxima del sistema +20ºC) la tensión máxima admisible tiene un valor de S=16700 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

- 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%.

- Eficiencia de la soldadura, *E*

Este término representa 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*

Este factor se obtiene a partir de la **Tabla A.21.9** del Anexo 21. Para una temperatura del sistema por debajo de los 900 ºF y un material para los tubos que es acero inoxidable AISI 316L, el factor Y toma un valor de 0,4.

- Margen de corrosión, *C*

Se considera que un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año es satisfactorio para recipiente y tuberías. Para los intercambiadores de calor se considera un valor para la vida útil de 15 años. El margen de corrosión se tomará como el valor del desgaste producido durante ésta, por lo tanto C=0,005 in/año.

$$C = 0{,}005\,\frac{in}{\text{año}} \cdot 15\ años = 0{,}075\ in = 0{,}1905\ cm$$

Si se sustituyen todos estos parámetros en la **Ecuación A.10.26** resulta un valor de espesor:

$$t = \left(\frac{0{,}75\ in \cdot 30\ psi}{2 \cdot (16700\ psi \cdot 1 + 0{,}4 \cdot 30\ psi)} + 0{,}075\ in\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{12{,}5}{100}}\right)$$

$$= 0{,}086 in$$

Se elegirá un espesor de 0,095 in ya que es el espesor estándar inmediatamente superior al calculado (véase en la **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

10.2.9.2.- Espesor de la carcasa

Antes de comenzar el cálculo se determinará el espesor mínimo:

- Espesor mínimo según Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}\,(mm) = 2{,}5 + C = 2{,}5 + 1{,}905 = 4{,}405\ mm = 0{,}173\ in$$

- Espesor mínimo según la fórmula para aceros inoxidables:

$$t_{min}\,(mm) = 3mm$$

Se tomará por tanto como valor mínimo el mayor de los dos calculados, es decir, $t_{min} = 4{,}405\ mm = 0{,}173\ in$.

De acuerdo con el Código ASME VIII-Div.1, el espesor de la carcasa debe determinarse teniendo en cuenta las tensiones a las que se verá sometida. Para cada una de ellas, debe hallarse el espesor necesario para soportarlas, siendo el más adecuado para el diseño el mayor de los valores obtenidos.

A continuación en la **Tabla A.10.3** se muestran las principales tensiones que actúan sobre el recipiente.

Tabla A.10.3.
Tensiones a las que está sometido el equipo (Megyesy E.F., 2001)

	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		**TENSIONES LONGITUDINALES**	
CARGA	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**
Peso				X
Viento			X	X
Seísmo			X	X
Presión interior	X		X	
Presión exterior				

Debido a que ejercen una mayor influencia, sólo se tendrán en cuenta las tensiones ejercidas por la presión interna, el resto serán despreciadas. Posteriormente se selecciona un espesor de entre los espesores comerciales, tomando entonces un margen de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo.

Las relaciones que permiten determinar el espesor debido a cada una de estas tensiones se recogen a continuación.

Tensiones circunferenciales:

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0{,}6 \cdot P_D} \qquad [A.10.27]$$

Tensiones longitudinales:

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P_D} \qquad [A.10.28]$$

Donde: P_D Presión de diseño interna, en psi.
R Radio interior de la envolvente, en in.
S Máxima tensión admisible, en psi.
E Eficiencia de junta.
C Margen de corrosión, expresado en in.

A continuación se explican y calculan cada uno de los parámetros que intervienen en estas expresiones:

- Presión de diseño, P_D

La presión de diseño será un 10% mayor que la presión de operación. En el caso que este valor no supere los 30 psi se tomará como presión de diseño 30 psi.

$$P_{op} = 1\ atm = 14{,}7\ psi$$

$$P_D = 1{,}1 \cdot 14{,}7\ psi = 16{,}17\ psi$$

Por tanto se elige como presión de diseño:

$$P_D = 30\ psi$$

- Temperatura de diseño, T_D

Se considera que la temperatura de diseño es aquella que supera en 20ºC a la máxima temperatura del sistema. En este caso:

$$T_D = 20℃ + 69℃ = 89℃ = 192{,}2\ °F$$

- Tensión máxima admisible, *S*

Se determina a través de las tablas de materiales del Código ASME, se tiene que para carcasas de acero inoxidable AISI 316L, a una temperatura de 200 ºF (temperatura inmediatamente superior a la de diseño), la tensión máxima admisible, S = 16.700 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

- Eficiencia de la soldadura, *E*

El valor para la eficiencia de junta se obtiene a partir de la tabla UW-12 del código ASME VIII–Div.1 (véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21). En este caso, 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, se presenta un valor de E = 0,85.

Ya se está en disposición de calcular los espesores, sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.10.27 y A.10.28**.

$$t_{circ} = \frac{30\ psi \cdot \left(\frac{44}{2}\right) in}{16.700 psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30\ psi} = 0{,}047\ in$$

$$t_{long} = \frac{30\ psi \cdot \left(\frac{44}{2}\right) in}{2 \cdot 16.700 psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi} = 0{,}023\ in$$

Con estos espesores calculados se toma el de mayor valor, y se le añadirá el sobreespesor por corrosión.

$$t_{carcasa} = 0{,}047\ in + 0{,}075\ in = 0{,}122\ in$$

Como puede observarse $t_{carcasa} = 0{,}1212\ in < t_{min}$, por este motivo, el espesor de la carcasa será el espesor mínimo determinado por el Código ASME, calculado con anterioridad: $t = 4{,}405\ mm$.

Se tomará finalmente el espesor comercial inmediatamente superior al calculado (véase **Tabla A.21.10** del Anexo 21).

$$t_{carcasa} = 4{,}8\ mm$$

10.2.10.- Cálculo de las pérdidas de carga

10.2.10.1.- Pérdida de carga en los tubos

Para el interior de los tubos, la pérdida de carga se calcula mediante la Ecuación de Fanning:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{D_i \cdot \rho} \qquad [A.10.29]$$

Siendo: f Factor de fricción.
G Velocidad másica, kg/(m^2·s)
L Longitud de los tubos del intercambiador, m.
D_i Diámetro interior de los tubos, m.
ρ Densidad del fluido que circula por los tubos, kg/m^3.

La velocidad másica se determina a partir de la siguiente expresión:

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.10.30]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por tubos, kg/s
n_t Paso por los tubos.
N_t Número de tubos del intercambiador de calor.
D_i Diámetro interior de los tubos, m.

Se disponen de todos los datos así que se procede a sustituirlos en la **Ecuación A.10.30**, obteniéndose:

$$G = \frac{4 \cdot 471{,}7\ \frac{kg}{s} \cdot 1}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 1569} = 1891{,}97 \frac{kg}{s \cdot m^2}$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros inoxidables comerciales es ε = 0,002 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,00014.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por los tubos:

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu} \qquad [A.10.31]$$

$$Re = \frac{0{,}014\ m \cdot 1891{,}97 \frac{kg}{s \cdot m^2}}{1{,}2 \cdot 10^{-3} Pa \cdot s} = 2{,}25 \cdot 10^4$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción *f = 0,025*.

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.10.29**.

$$\Delta P = \frac{0{,}025 \cdot \left(1891{,}97 \frac{kg}{s \cdot m^2}\right)^2 \cdot 4{,}27\ m}{0{,}014\ m \cdot 999{,}32\ \frac{kg}{m^3}} = 26871{,}83 \frac{kg}{m \cdot s^2}$$

$$= 0{,}269\ bar$$

10.2.10.2.- Pérdida de carga en la carcasa

El cálculo de la pérdida de carga en la carcasa se realiza mediante el método de CERN, utilizando la siguiente expresión:

$$\Delta P_c = \frac{f_c \cdot G_c^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_c}{\rho \cdot D_e} \qquad [A.10.32]$$

Donde: f_c Factor de fricción en la carcasa.
G_c Velocidad másica en la carcasa.
N_c Número de deflectores.
D_c Diámetro de la carcasa.
D_e Diámetro equivalente.

La velocidad másica para la carcasa se calcula utilizando la expresión:

$$G_c = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot (D_c^2 - N_t \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.10.33]$$

En esta expresión, m representa el caudal másico del fluido que circula por la carcasa, es decir 6,42 kg/s. El término 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.

$$X = \frac{1\ in}{0{,}75\ in} = 1{,}33$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.10.33**:

$$G_c = \frac{4 \cdot 6{,}42\ kg/s}{\pi \cdot ((1{,}12m)^2 - 1569 \cdot (0{,}019m)^2) \cdot 1{,}33} = 9{,}04\ kg/(m^2 \cdot s)$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros inoxidables es ε = 0,002 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,00014.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa.

$$Re = \frac{D_c \cdot G_c}{\mu} \qquad [A.10.34]$$

$$Re = \frac{1{,}12\ m \cdot 9{,}04 \dfrac{kg}{s \cdot m^2}}{1{,}41 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s} = 7{,}16 \cdot 10^4$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción $f_c = 0{,}02$.

El número de deflectores calculado anteriormente es de 5 deflectores.

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.

La expresión para el cálculo del diámetro equivalente es la siguiente, introduciendo el Pitch en metros.

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{(4/3 \cdot Pitch^2) - (\pi \cdot D_o^2/8)}{\pi \cdot D_o/2} \right) \qquad [A.10.35]$$

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{\left(\frac{4}{3} \cdot (0{,}0254m)^2\right) - (\pi \cdot (0{,}019m)^2/8)}{\pi \cdot (0{,}019m)/2} \right) = 0{,}096\ m$$

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.10.32**, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa.

$$\Delta P_c = \frac{0{,}02 \cdot \left(9{,}04 \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)^2 \cdot (5+1) \cdot 1{,}12m}{384{,}23 \frac{kg}{m^3} \cdot 0{,}096m} = 0{,}2974 \frac{kg}{m \cdot s^2}$$
$$= 2{,}97 \cdot 10^{-6} bar$$

Sumando las dos pérdidas de carga calculadas para el exterior e interior de los tubos se obtiene una pérdida total de presión de:

$$\Delta P_{total} = 0{,}269\ bar + 2{,}97 \cdot 10^{-6}\ bar = 0{,}269\ bar$$

10.2.11.- Aislamiento

El material elegido para aislar el condensador en este caso será, al igual que los anteriores, lana de roca, ya que es el material más económico que cubre las necesidades requeridas. Se aísla la carcasa externa del intercambiador y se recubre el aislante con una chapa de aluminio. El espesor de la lana de roca necesario viene en función de la temperatura máxima de operación, según la **Tabla A.21.11** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera, y para una temperatura máxima de operación de hasta 69ºC, se obtiene un espesor de lana de roca de 40 milímetros.

10.3. Calderín

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.

10.3.1.-Corriente de entrada

La corriente alimentación del calderín será la proveniente de colas de la columna CR-01 que se encuentra a 368,27K. Esta corriente debe evaporarse parcialmente, para poder ser recirculada en parte a la columna. Para ello se hará uso de vapor de agua de media presión (10,3 bar; 454,8K), que se condensará durante el proceso.

Propiedades de la corriente de fluido frío:

- Densidad media: 719,30 kg/m^3
- Viscosidad media: 2,2·10^{-4} Pa·s
- Temperatura entrada: 368,27 K
- Temperatura salida: 372,4 K
- Temperatura media: 370,34 K
- Capacidad calorífica media c_{pF}: 3.622,12 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_F: 0,5083 W/(m·K)
- Flujo másico m_F: 68,07 kg/s

Propiedades de la corriente del fluido caliente:

- Densidad media: 445,07 kg/m^3
- Viscosidad media: 8,1·10^{-5} Pa·s
- Temperatura entrada: 454,83 K
- Temperatura salida: 454,83 K
- Temperatura media: 454,83 K
- Capacidad calorífica media c_{pC}: 3.561,32 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_C: 0,3545 W/(m·K)
- Flujo másico m_C: 7,19 kg/s (Calculado en el **Apartado 10.3.3**)
- Calor latente de la corriente caliente, $\lambda_C = 2{,}01 \cdot 10^6 J/kg$

10.3.2.- Asignación de los flujos

Para decidir qué fluido circula por tubos y cuál por la 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 10,3 bar circulará por los tubos.

10.3.3.- Calor intercambiado

El calor intercambiado en el reboiler se ha obtenido del simulador Chemcad y presenta el valor:

$$Q = 14476027{,}8\, J/s$$

La expresión general del calor intercambiado que se obtiene a partir de un balance de energía al intercambiador, resulta:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \qquad [A.10.36]$$

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 perdida por el fluido caliente es igual a la que gana el fluido frío, si se desprecian las pérdidas térmicas. Por tanto, teniendo en cuenta que el fluido caliente experimenta un cambio de fase, para este fluido se tendría la expresión:

$$Q = m_c \cdot \lambda_C \qquad [A.10.37]$$

Donde: Q Calor intercambiado entre los fluidos.
m_C Caudal másico del fluido caliente.
λ_C Calor latente de la corriente caliente.

A partir del calor intercambiado, y de la **Ecuación A.10.37**, se obtiene la cantidad necesaria de vapor de agua de media presión.

$$m_C = \frac{Q}{\lambda_C} = \frac{14476027{,}8\ \frac{J}{s}}{2{,}01 \cdot 10^6 J/kg} = 7{,}19 \frac{kg}{s}$$

10.3.4.- Principales características del equipo

Los tubos tendrán un diámetro externo de 0,75 pulgadas y un diámetro interno de 0,56 pulgadas. Tendrán una disposición triangular con un Pitch de 1 pulgada. El número de pasos por tubos será 2 y por carcasa será 1. Los tubos y la carcasa estarán construidos de acero inoxidable AISI 316L debido a su contacto con ácido cianhídrico, que es corrosivo.

10.3.5.- Diferencia de temperatura media logarítmica

El valor medio de la temperatura va a estar condicionado por la evolución que presenta la temperatura de cada fluido a partir de la de entrada. Para el cálculo de esta temperatura media logarítmica (LMTD) se hace uso de la siguiente expresión, donde los subíndices C y F se refieren a las corrientes de fluido caliente y frío respectivamente, y "ent" y "sal" a la entrada y la salida respectivamente.

$$LMTD = \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right) - \left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}{\ln \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right)}{\left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}} \qquad [A.10.38]$$

$$LMTD = \frac{(454{,}83K - 368{,}27K) - (454{,}83K - 372{,}4K)}{\ln \frac{(454{,}83K - 368{,}27K)}{(454{,}83K - 372{,}4K)}} = 84{,}48\ K$$

En el caso de intercambiadores de carcasa y tubos de pasos múltiples, como es el caso en estudio, se introduce un factor de corrección (F), de este modo, la diferencia de temperatura media logarítmica queda:

$$\Delta T_m = F \cdot LMTD \qquad [A.10.39]$$

El factor de corrección depende de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes y de la configuración geométrica del intercambiador. Existen unas gráficas para las configuraciones típicas de intercambiadores de calor, donde obtener el factor F en función de las razones P y R, definidas a continuación.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_{1-}t_1} \qquad [A.10.40]$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_{2-}t_1} \qquad [A.10.41]$$

Como ya se ha comentado en varias ocasiones a lo largo del presente Proyecto, el factor de corrección para condensadores y calderines será la unidad. De acuerdo con lo anterior, F = 1, resulta:

$$\Delta T_m = 84{,}48\ K$$

10.3.6.- Balance de energía

La velocidad de transferencia de calor en un intercambiador de calor se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton de enfriamiento, esto es:

$$Q = U \cdot A_S \cdot \Delta T_m \qquad [A.10.42]$$

Donde: Q Calor intercambiado entre fluidos en J/s.

U Coeficiente global de transferencia de calor ($W/(m^2 \cdot K)$).

A_s Área de transferencia de calor expresado en m^2.

ΔT_m Diferencia de temperatura media logarítmica.

10.3.6.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

En estos sistemas de intercambio de calor dos fluidos 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. Los efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

Esta red de resistencias térmicas fluido-pared-fluido contiene dos resistencias a la convección y una a la conducción. La resistencia térmica total queda:

$$R = R_i + R_{pared} + R_o$$

$$= \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.10.43]$$

Donde k_m es la conductividad térmica del material de la pared y L es la longitud del tubo. Y los subíndices i y o se refieren a las superficies interior y exterior de los tubos, respectivamente.

Al combinar todas las resistencias en una sola, la transferencia de calor se puede expresar:

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = U \cdot A \cdot \Delta T = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T = U_o \cdot A_o \cdot \Delta T \qquad [A.10.44]$$

Siendo h el coeficiente individual de convección, la ecuación anterior se convierte en:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_o \cdot A_o} = R = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.10.45]$$

Además de lo expuesto anteriormente, el rendimiento de los intercambiadores de calor suele deteriorarse con el paso del tiempo debido a la acumulación de suciedad sobre las superficies de transferencia de calor. Esta suciedad o acumulaciones, ejerce una resistencia adicional para la transferencia y provoca una disminución de la misma.

El factor de incrustación R_f representa el efecto de estas acumulaciones en la transferencia de calor. Este factor depende de la temperatura de operación, de la velocidad de los fluidos y de la duración del servicio.

Para un intercambiador de calor de carcasa y tubo, la **Ecuación A.10.45** se puede expresar como:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{R_{f,o}^{''}}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.10.46]$$

Para que el coeficiente global de intercambio de calor tenga significado se debe especificar 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=π·D·L.

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{D_i} \cdot D_o + \frac{D_o \cdot ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot k_m} + R_{f,o}^{''} + \frac{1}{h_o} \qquad [A.10.47]$$

10.3.6.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna

Para el cálculo del coeficiente de película interna se hace uso del Nusselt y del Reynolds, cuyas expresiones son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \qquad [A.10.48]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu} \qquad [A.10.49]$$

Donde: k Conductividad térmica del fluido.

G Velocidad másica del fluido que circula por el interior de los tubos en kg/(s·m^2).

μ Viscosidad del fluido expresado en Pa·s.

D_i Diámetro interior de los tubos en m.

A continuación se muestra la expresión utilizada para el cálculo de la velocidad másica, G.

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.10.50]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por los tubos (kg/s)

n_t Número de pasos por tubos.

N_t Número de tubos.

Para comenzar con el procedimiento iterativo de cálculo, se ha de suponer de antemano un valor de diámetro de carcasa, de los que aparecen en la **Tabla A.21.1** del Anexo 21. A partir de éste, y del número de tubos relacionado con él, se calcularán los coeficientes de convección tanto interior como exterior, y por tanto, el valor del coeficiente global. Una vez conocido el coeficiente global, U, se calculará el área necesaria de intercambio, y con ésta, imponiendo un valor de longitud de tubos (dentro

del rango de los valores comerciales), se obtendrá un número de tubos necesarios para el intercambio de calor definido. Conociendo este valor se comprobará que el número de tubos necesarios no sobrepasa a los que se supusieron al principio del proceso iterativo, si por el contrario, el número de tubos obtenidos como necesarios es mayor que el supuesto, se cambiará de tamaño de tubos para que el número de tubos necesarios sea menor, y si aun así no es posible, se tendrá que comenzar de nuevo suponiendo un diámetro de carcasa mayor, y por tanto, un mayor número de tubos.

Se supone por tanto un diámetro de carcasa, como ya se ha comentado, para ello es necesario acudir a la **Tabla A.21.1** del Anexo 21. Esta tabla, tal y como está representada es adecuada para diámetros internos de tubo de 0,75 pulgadas y para Pitch de 15/16 pulgadas. En el resto de los casos el número de tubos se verá multiplicado por un factor de corrección según el diámetro interno de tubo y el valor del Pitch, que se encontrará en la **Tabla A.21.2** del Anexo 21.

Los valores seleccionados para un diámetro de tubo de 0,75 pulgada (0,014m) y un Pitch de 1 pulgada son los siguientes:

$$D_c = 42\ in = 1{,}07\ m$$
$$N_{t,o} = 1580$$
$$Factor\ corrección = 0{,}88$$
$$N_t = 1391$$

Siendo D_c el diámetro interno de la carcasa, $N_{t,o}$ el número de tubos obtenido en la **Tabla A.21.1** y N_t el número de tubos definitivos una vez multiplicado por el factor de corrección.

Sustituyendo estos valores en la **Ecuación A.10.50**, se obtiene una velocidad másica como la que se muestra a continuación.

$$G = \frac{4 \cdot 7{,}19\ kg/s \cdot 2}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 1391} = 65{,}10\ kg/(m^2 \cdot s)$$

Conocido el valor de la velocidad másica ya se puede obtener a partir de la **Ecuación A.10.49** el valor del número de Reynolds.

$$Re = \frac{65{,}10\ kg/(m^2 \cdot s) \cdot 0{,}014m}{8{,}1 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 1{,}14 \cdot 10^4$$

Se utiliza a continuación la siguiente expresión para el cálculo del Nusselt, relacionándolo con el Reynolds:

$$Nu_d = 0{,}023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot Pr^n \qquad [A.10.51]$$

Con respecto a n en este caso toma un valor de 0,3, ya que al circular el fluido frío por la carcasa, la temperatura superficial de los tubos estará a menor temperatura que el fluido caliente que circula por el interior de los tubos (si fuese al contrario n = 0,4).

Pr representa el número de Prandt, calculado a partir de la siguiente expresión, e introduciendo los valores de las propiedades respecto al fluido que circula por los tubos:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \qquad [A.10.52]$$

$$Pr = \frac{3561{,}32\ J/(kg \cdot K) \cdot 8{,}1 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s}{0{,}354\ W/(m \cdot K)} = 0{,}815$$

Una vez conocidos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.10.51**, y se obtiene el valor del Nusselt.

$$Nu_d = 0{,}023 \cdot (1{,}14 \cdot 10^4)^{4/5} \cdot 0{,}815^{0{,}4} = 38{,}12$$

Este valor se relaciona ahora mediante la **Ecuación A.10.48** con el coeficiente individual de película interna, despejándolo resulta:

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{D_i} = \frac{38{,}12 \cdot 0{,}354\ W/(m \cdot K)}{0{,}014m} = 949{,}86\ W/(K \cdot m^2)$$

10.3.6.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa

Este coeficiente se obtendrá del mismo modo que el anterior, haciendo uso del Reynolds y el Nusselt. Pero en este caso las expresiones que los definen son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_o \cdot D_o}{k} \qquad [A.10.53]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_c}{\mu} \qquad [A.10.54]$$

$$G = \frac{4 \cdot m}{\pi(D_c^2 - N_T \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.10.55]$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot Re_D^{0,5} \cdot Pr^{1/3}}{[1 + (0{,}4/Pr)^{2/3}]^{0,25}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{5/8}\right]^{0,8} \qquad [A.10.56]$$

Donde: D_c Diámetro interno de carcasa (1,07 m).

D_o Diámetro externo de tubos (0,019 m).

X Representa la relación $Pitch/D_o$ y su valor es 1,33.

Pr Número de Prandt, calculado con la **Ecuación A.10.52** utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa. Tiene un valor de Pr = 1,58.

Sustituyendo los valores de las propiedades del fluido que circula por la carcasa en las **Ecuaciones A.10.53, A.10.54, A.10.55** y **A.10.56** se obtienen los resultados mostrados a continuación.

$$G = \frac{4 \cdot 68{,}07\ kg/s}{\pi((1{,}07m)^2 - 1.391 \cdot (0{,}019\ m)^2) \cdot 1{,}33} = 102{,}64\ kg/(s \cdot m^2)$$

$$Re = \frac{102{,}64\ kg/(s \cdot m^2) \cdot 1{,}07m}{2{,}2 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s} = 4{,}93 \cdot 10^5$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot (4{,}93 \cdot 10^5)^{0{,}5} \cdot 1{,}58^{1/3}}{[1 + (0{,}4/1{,}58)^{2/3}]^{0{,}25}} \left[1 + \left(\frac{4{,}93 \cdot 10^5}{282.000}\right)^{5/8}\right]^{0{,}8} = 9{,}46 \cdot 10^2$$

$$h_o = \frac{9{,}46 \cdot 10^2 \cdot 0{,}5083 \frac{W}{m \cdot K}}{0{,}019\ m} = 2{,}52 \cdot 10^4 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

10.3.6.4.- Factores de incrustación interno y externo

Estos dos factores adquieren un valor de $R''_{f,i}$ = 0,0002 m^2·K/W y $R''_{f,o}$ = 0,00045 m^2·K/W ([Normas TEMA).

10.3.6.5.- Conductividad térmica del metal

Para hallar la resistencia a la conducción, es necesario conocer la conductividad térmica del material. Teniendo en cuenta el material de los tubos, que es acero inoxidable AISI 316L, y que la temperatura máxima de las corrientes se encuentra alrededor de los 182ºC se obtiene según **Tabla A.21.3** del Anexo 21 una conductividad $k_m = 16{,}4\ W/(m \cdot K)$.

Conocidos ya los valores de los coeficientes individuales de película, tanto interna como externa, los factores de incrustación, y la conductividad térmica del metal, se puede calcular el coeficiente global de transferencia de calor a partir de la **Ecuación A.10.47.**

$$\frac{1}{U_o} = \frac{0{,}019\ m}{949{,}86\ W/(K \cdot m^2) \cdot 0{,}014m} + \frac{0{,}0002\ \mathrm{m^2 \cdot K/W}}{0{,}014m} \cdot 0{,}019\ m + \frac{0{,}019\ m \cdot ln\left(\frac{0{,}019\ m}{0{,}014m}\right)}{2 \cdot 16{,}4\ W/(m \cdot K).} + 0{,}00045\ \mathrm{m^2} \cdot \frac{\mathrm{K}}{\mathrm{W}} + \frac{1}{2{,}52 \cdot 10^4 \frac{W}{K \cdot m^2}} = 2{,}34 \cdot 10^{-3} m^2 \cdot K/W$$

Con lo cual el coeficiente global resulta:

$$U_o = 427{,}87\ W/(m^2 \cdot K)$$

A continuación, a partir de la **Ecuación A.10.42,** despejando el área, se calculará la superficie requerida para el intercambio de calor:

$$A = \frac{Q}{U_o \cdot \Delta T_m} \qquad [A.10.57]$$

$$A = \frac{14.476.027{,}8\ \frac{J}{s}}{427{,}87\ \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 84{,}48K} = 400{,}49\ m^2$$

10.3.7.- Cálculo del número de tubos

Para calcular el número de tubos se debe seleccionar en primer lugar la longitud de éstos. Los valores de longitudes comerciales para los tubos suelen ser 10 ft, 12 ft, 14 ft, 16 ft, 18 ft, 20 ft, 22 ft, 24 ft y 26 ft. Para el caso que se diseña, se va a seleccionar una longitud de tubos de 16 ft (4,88m). Se calculará en primer lugar la longitud que tendría el intercambiador si estuviera formado por un único tubo (L^*). Para ello se hace uso de la siguiente expresión:

$$L^* = \frac{A}{Perímetro\ tubo} \qquad [A.10.58]$$

Siendo el perímetro del tubo:

$$P = \pi \cdot \left(\frac{D_o}{2}\right) = \pi \cdot \frac{0{,}019}{2} = 0{,}0598\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.10.58**:

$$L^* = \frac{400{,}49\ m^2}{0{,}0598\ m} = 6691{,}84\ m$$

A partir de esta longitud, y sabiendo que cada tubo tiene 4,88 m de largo, se puede obtener el número de tubos:

$$N_t = \frac{6691{,}84\ m}{4{,}88\ m} = 1.372\ tubos$$

Se supuso al principio del cálculo, en el **Apartado 10.3.6.2.** del presente Anexo, que la carcasa seleccionada tendría 1391 tubos. Se comprueba por tanto que el número de tubos necesarios es menor que el supuesto, por lo que el cálculo ha sido correcto. Si hubiese salido un número superior al supuesto, se tendrían que haber modificado el tamaño de los tubos para que el número de tubos necesarios disminuyera, si aun así saliese superior, se tendrían que rehacer los cálculos suponiendo un nuevo valor de diámetro de carcasa y por tanto, de número de tubos.

El intercambiador de calor contará con 1391 tubos de 16 pies cada uno, en una carcasa de 42 pulgadas de diámetro interno.

10.3.8.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores

En la carcasa se han de colocar unos tabiques que obligan al fluido a circular de manera perpendicular a los tubos para que se mejore la transmisión de calor, éstos son llamados deflectores.

El número de deflectores (N_c) se determina a partir de la siguiente fórmula:

$$N_c = \frac{l}{P_{def}} \qquad [A.10.59]$$

Donde l es la longitud de los tubos y P_{def} corresponde con el espaciamiento que existe entre deflectores. Este espaciamiento se calcula como la media entre el máximo y el mínimo establecido.

La separación mínima entre deflectores ($P_{def,min}$) será el mayor de estos dos valores:

- 1/5 del diámetro interior de la carcasa (0,213 m).
- 2 in (0,0508 m).

En este caso, se opta por el primero de los valores.

La separación máxima viene dada por la **Tabla A.10.1,** teniendo en cuenta el diámetro exterior y el material de los tubos, se tendrá una separación máxima de 60 pulgadas (1,52 m). Se calcula la media entre la separación máxima y la mínima y se obtiene una separación de deflectores:

$$P_{def} = 0{,}87\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.10.59**, el número de deflectores es:

$$N_c = \frac{4{,}88\ m}{0{,}87\ m} = 5{,}6$$

El número de deflectores del intercambiador será seis.

Las normas TEMA establecen el espesor de los deflectores mediante la **Tabla A.10.2**, a partir del diámetro de la carcasa (42 in) y el

espaciamiento entre placas (34,2 in), el espesor de las placas deflectoras es de 0,375 in (9,5 mm).

Por último, comentar con respecto al diámetro de la deflectora, que éste será ligeramente inferior al de la carcasa y posee un segmento libre igual al 25% del diámetro interior de la carcasa D_c.

10.3.9.- Altura de barrera

La altura de la barrera (h_w) es de 4 pulgadas por encima del diámetro de la carcasa. Conociendo que el diámetro de la carcasa mide 42 in, se tiene que la altura de barrera es:

$$h_w = D_c + 4in \qquad [A.10.60]$$

$$h_w = 46\ in = 1{,}17\ m$$

10.3.10.- Diámetro del rehervidor

El diámetro del rehervidor se calcula con la siguiente expresión:

$$d_k = 2{,}93 \cdot h_w^{0{,}788} \qquad [A.10.61]$$

$$d_k = 2{,}93 \cdot (46\ in)^{0{,}788} = 59{,}86\ in = 1{,}52\ m$$

10.3.11.- Parámetro L

Este parámetro viene dado según las especificaciones de CEPSA. Para tubos de longitud de 16 pies o inferior, como es el caso que ocupa, L valdrá 0,9 metros.

10.3.12.- Diseño mecánico

10.3.12.1.- Espesor de los tubos

Para determinar el espesor requerido por presión interna en el interior de los tubos que conforman el intercambiador se empleará un cálculo que se rige por las especificaciones del Código ASME B31.3.

De acuerdo a este código, el espesor se calcula mediante las siguientes expresiones:

$$t = \frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} \qquad [A.10.62]$$

Teniendo en cuenta el sobreespesor por corrosión y la tolerancia de fabricación, la ecuación anterior queda:

$$t = \left(\frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} + C\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{M}{100}}\right) \qquad [A.10.63]$$

Donde: P_D Presión de diseño.

D_o Diámetro exterior de la tubería.

S Tensión máxima permisible.

E Eficiencia de la soldadura.

Y Coeficiente que depende del material de la tubería y de la temperatura de diseño.

C Margen por corrosión.

M Tolerancia de fabricación.

A continuación se procede a definir y calcular las variables que intervienen en la **Ecuación A.10.63**.

- Presión de diseño, P_D

La presión de diseño se obtiene añadiendo un 10% a la presión máxima de operación. Si este valor obtenido es menor a 30 psi, se tomará este último como presión de diseño.

$$P_{op} = 10{,}2\ atm = 149{,}94\ psi$$

$$P_D = 1{,}1 \cdot 149{,}94\ psi = 164{,}93\ psi$$

Se tomará por tanto, $P_D = 164{,}93\ psi$.

- Diámetro exterior, D_o

El diámetro exterior de los tubos del intercambiador es 0,75 pulgadas. (Ver **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

- Tensión máxima admisible, *S*

Para determinar la tensión máxima admisible se recurre a las tablas de materiales del Código ASME B31.3, para tuberías de acero inoxidable AISI 316L sometidas a una temperatura máxima de 400 ºF, temperatura inmediatamente superior a la temperatura de diseño (Tª máxima del sistema +20ºC) la tensión máxima admisible tiene un valor de S=15500 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

- 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%.

- Eficiencia de la soldadura, *E*

Este término representa 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*

Este factor se obtiene a partir de la **Tabla A.21.9** del Anexo 21.

Para una temperatura del sistema por debajo de los 900ºF y un material para los tubos que es acero inoxidable AISI 316L, el factor Y toma un valor de 0,4.

- Margen de corrosión, *C*

Se considera que un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año es satisfactorio para recipiente y tuberías. Para los intercambiadores de calor se considera un valor para la vida útil de 15 años. El margen de corrosión se tomará como el valor del desgaste producido durante ésta, por lo tanto C=0,005 in/año.

$$C = 0{,}005\,\frac{in}{\text{año}} \cdot 15\ años = 0{,}075\ in = 0{,}1905\ cm$$

Si se sustituyen todos estos parámetros en la **Ecuación A.10.63** resulta el valor de espesor mostrado a continuación.

$$t = \left(\frac{0{,}75\ in \cdot 164{,}93\ psi}{2 \cdot (15.500\ psi \cdot 1 + 0{,}4 \cdot 164{,}93\ psi)} + 0{,}075\ in\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{12{,}5}{100}}\right)$$

$$= 0{,}090\ in$$

Se elegirá un espesor de 0,095 in ya que es el espesor estándar inmediatamente superior al calculado (véase en la **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

10.3.12.2.- Espesor de la carcasa

Antes de comenzar el cálculo del espesor basado en la presión interna, se determinará el espesor mínimo.

- Espesor mínimo según Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}\,(mm) = 2{,}5 + C = 2{,}5 + 1{,}905 = 4{,}405\ mm = 0{,}173\ in$$

- Espesor mínimo según la fórmula para aceros inoxidables:

$$t_{min}\,(mm) = 3mm$$

Se tomará por tanto como valor mínimo el mayor de los dos calculados, es decir, $t_{min} = 4{,}405\ mm = 0{,}173\ in$.

De acuerdo con el Código ASME VIII-Div.1, el espesor de la carcasa debe determinarse teniendo en cuenta las tensiones a las que se verá sometida. Para cada una de ellas, debe hallarse el espesor necesario para soportarlas, siendo el más adecuado para el diseño el mayor de los valores obtenidos. En la **Tabla A.10.3** se mostraron las principales tensiones que actúan sobre el recipiente. Debido a que ejercen una mayor influencia, sólo se tendrán en cuenta las tensiones ejercidas por la presión interna, el resto serán despreciadas.

Posteriormente se selecciona un espesor de entre los espesores comerciales, tomando entonces un margen de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo.

Las relaciones que permiten determinar el espesor debido a cada una de estas tensiones se recogen a continuación.

Tensiones circunferenciales:

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0{,}6 \cdot P_D} \qquad [A.10.64]$$

Tensiones longitudinales:

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P_D} \qquad [A.10.65]$$

Donde: P_D Presión de diseño interna, en psi.
R Radio interior de la envolvente, en in.
S Máxima tensión admisible, en psi.
E Eficiencia de junta.
C Margen de corrosión, expresado en in.

A continuación se explican y calculan cada uno de los parámetros que intervienen en estas expresiones:

- Presión de diseño, P_D

La presión de diseño será un 10% mayor que la presión de operación en la carcasa. En el caso que este valor no supere los 30 psi se tomará como presión de diseño 30 psi.

$$P_{op} = 1\ atm = 14{,}7\ psi$$

$$P_D = 1{,}1 \cdot 14{,}7\ psi = 16{,}17\ psi$$

Por tanto se elige como presión de diseño:

$$P_D = 30\ psi$$

- Temperatura de diseño, T_D

Se considera que la temperatura de diseño es aquella que supera en 20ºC a la máxima temperatura del sistema. En este caso:

$$T_D = 20℃ + 181{,}83℃ = 201{,}83℃ = 395{,}3°F$$

- Tensión máxima admisible, *S*

Se determina a través de las tablas de materiales del Código ASME, se tiene que para carcasas de acero inoxidable AISI 316L, a una temperatura de 400ºF (temperatura inmediatamente superior a la de diseño), la tensión máxima admisible, S = 15.500 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

- Eficiencia de la soldadura, *E*

El valor para la eficiencia de junta se obtiene a partir de la tabla UW-12 del código ASME VIII–Div.1 (véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21). En este caso, 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, se presenta un valor de E = 0,85.

Ya se está en disposición de calcular los espesores, sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.10.64 y A.10.65**.

$$t_{circ} = \frac{30\ psi \cdot \left(\frac{42}{2}\right) in}{15500 psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30\ psi} = 0{,}048\ in$$

$$t_{long} = \frac{30\ psi \cdot \left(\frac{42}{2}\right) in}{2 \cdot 15500 psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi} = 0{,}024\ in$$

Con estos espesores calculados se toma el de mayor valor, y se le añadirá el sobreespesor por corrosión.

$$t_{carcasa} = 0{,}048\ in + 0{,}075\ in = 0{,}123\ in$$

Como puede observarse $t_{carcasa} = 0{,}123\ in < t_{min}$, por este motivo, el espesor de la carcasa será el espesor mínimo determinado por el Código ASME, calculado con anterioridad.

$$t = 4{,}405\ mm$$

Se tomará finalmente el espesor comercial inmediatamente superior al calculado (véase **Tabla A.21.10** del Anexo 21).

$$t_{carcasa} = 4{,}8\ mm$$

10.3.13.- Cálculo de las pérdidas de carga

10.3.13.1.- Pérdida de carga en los tubos

Para el interior de los tubos, la pérdida de carga se calcula mediante la Ecuación de Fanning:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{D_i \cdot \rho} \qquad [A.10.66]$$

Siendo: f Factor de fricción.
G Velocidad másica, kg/(m^2·s)
L Longitud de los tubos del intercambiador, m.
D_i Diámetro interior de los tubos, m.
ρ Densidad del fluido que circula por los tubos, kg/m^3.

La velocidad másica se determina a partir de la siguiente expresión:

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.10.67]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por tubos, kg/s
n_t Paso por los tubos.
N_t Número de tubos del intercambiador de calor.
D_i Diámetro interior de los tubos, m.

Se disponen de todos los datos así que se procede a sustituirlos en la **Ecuación A.10.67**, obteniéndose:

$$G = \frac{4 \cdot 7{,}19\ \frac{kg}{s} \cdot 2}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 1391} = 65{,}10 \frac{kg}{s \cdot m^2}$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros inoxidables comerciales es ε = 0,002 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,00014.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por los tubos:

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu} \qquad [A.10.68]$$

$$Re = \frac{0{,}014\,m \cdot 65{,}10\,\frac{kg}{s \cdot m^2}}{8{,}1 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 1{,}14 \cdot 10^4$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción $f = 0{,}03$.

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.10.66**.

$$\Delta P = \frac{0{,}03 \cdot \left(65{,}10\,\frac{kg}{s \cdot m^2}\right)^2 \cdot 4{,}88\,m}{0{,}014\,m \cdot 445{,}07\,\frac{kg}{m^3}} = 97{,}97\,\frac{kg}{m \cdot s^2} = 9{,}8 \cdot 10^{-4}\ bar$$

10.3.13.2.- Pérdida de carga en la carcasa

El cálculo de la pérdida de carga en la carcasa se realiza mediante el método de CERN, utilizando la siguiente expresión:

$$\Delta P_c = \frac{f_c \cdot G_c^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_c}{\rho \cdot D_e} \qquad [A.10.69]$$

Donde: f_c Factor de fricción en la carcasa.
G_c Velocidad másica en la carcasa.
N_c Número de deflectores.
D_c Diámetro de la carcasa.
D_e Diámetro equivalente.

La velocidad másica para la carcasa se calcula utilizando la expresión:

$$G_c = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot (D_c^2 - N_t \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.10.70]$$

En esta expresión, m representa el caudal másico del fluido que circula por la carcasa, es decir 68,07 kg/s. El término 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.

$$X = \frac{1\ in}{0{,}75\ in} = 1{,}33$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.10.70**:

$$G_c = \frac{4 \cdot 68{,}07\ kg/s}{\pi \cdot ((1{,}07m)^2 - 1391 \cdot (0{,}019m)^2) \cdot 1{,}33} = 102{,}90\ kg/(m^2 \cdot s)$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros inoxidables es ε = 0,002 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,00014.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa:

$$Re = \frac{D_c \cdot G_c}{\mu} \qquad [A.10.71]$$

$$Re = \frac{1{,}07\ m \cdot 102{,}90 \dfrac{kg}{s \cdot m^2}}{2{,}2 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s} = 4{,}95 \cdot 10^5$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción f_c = *0,015*.

El número de deflectores calculado anteriormente es de 6 deflectores.

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. La expresión para el cálculo del diámetro equivalente es la siguiente, introduciendo el Pitch en metros.

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{(4/3 \cdot Pitch^2) - (\pi \cdot D_o^2/8)}{\pi \cdot D_o/2} \right) \qquad [A.10.72]$$

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{\left(\frac{4}{3} \cdot (0{,}0254m)^2\right) - (\pi \cdot (0{,}019m)^2/8)}{\pi \cdot (0{,}019m)/2} \right) = 0{,}096\, m$$

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.10.69**, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa.

$$\Delta P_c = \frac{0{,}015 \cdot \left(102{,}90 \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)^2 \cdot (6+1) \cdot 1{,}07m}{719{,}30\ \frac{kg}{m^3} \cdot 0{,}096m} = 17{,}19 \frac{kg}{m \cdot s^2}$$
$$= 1{,}7 \cdot 10^{-4} bar$$

Sumando las dos pérdidas de carga calculadas para el exterior e interior de los tubos se obtiene una pérdida total de presión de:

$$\Delta P_{total} = 9{,}8 \cdot 10^{-4}\ bar + 1{,}7 \cdot 10^{-4}\ bar = 1{,}15 \cdot 10^{-3}\ bar$$

10.3.14.- Aislamiento

El material elegido para aislar el reboiler en este caso será, al igual que los anteriores intercambiadores, lana de roca, ya que es el material más económico que cubre las necesidades requeridas. Se aísla la carcasa externa del intercambiador y se recubre el aislante con una chapa de aluminio. El

espesor de la lana de roca necesario viene en función de la temperatura máxima de operación, según la **Tabla A.21.11** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera, y para una temperatura máxima de operación de hasta 182ºC, se determina un espesor de lana de roca de 80 milímetros.

ANEXO 11:
DISEÑO DE LA COLUMNA DE RECTIFICACIÓN CR-02 PARA LA SEPARACIÓN DEL ÁCIDO CIANHÍDRICO

11.1.- Introducción

En el presente anexo se dispone a diseñar la segunda de las tres columnas de rectificación multicomponente de platos perforados. En esta columna se eliminará como producto de cabeza en el destilado, el ácido cianhídrico que forma parte de la corriente de nuestro producto, mientras que en el destilado se obtiene una mezcla de acrilonitrilo y agua.

Destacar que para el diseño de la torre, se hace uso del simulador Chemcad versión 6.2.0. como base de datos, al igual que en el resto del presente Proyecto Fin de Carrera.

11.2.- Diseño de la columna

11.2.1.- Alimentación de la columna

A la columna entra una alimentación de 311,8495 kmol/h, a una temperatura de unos 336 K, y con la siguiente composición:

Tabla A.11.1:
Datos de composición de la alimentación

Componente	Caudal molar (kmol/h)
HCN	33,80
Acrilonitrilo	189,07
Agua	88,98

Al igual que en la columna anterior, dado que no existen materiales sensibles al calor en la corriente de producto, no es necesario operar a vacío. Se trabajará a presión atmosférica para que sea posible considerar

comportamiento ideal de los diferentes componentes y eliminar los problemas relacionados con la operación a presión (materiales especiales de construcción, etc.). Para calcular las necesidades en cuanto a etapas y a reflujo, se tomará constante e igual a 1 bar la presión de operación en toda la columna.

11.2.2.- Condición de alimentación

Un aspecto importante a tener en cuenta a la hora del diseño es la forma en que se introduce la alimentación en la columna, es lo que se denomina condición de alimentación, y se suele representar por ϕ.

Los valores que toma este parámetro son los siguientes:

Líquido saturado: $\phi = 1$
Vapor saturado: $\phi = 0$
Mezcla líquido–vapor: $0 < \phi < 1$
Líquido subenfriado: $\phi > 1$
Vapor subenfriado: $\phi < 0$

En nuestro caso, se introduce la alimentación como líquido saturado, por lo que $\phi = 1$.

11.2.3.- Determinación del número de etapas mínimas, de la relación de reflujo y del número de etapas en equilibrio

Para la realización de estos cálculos, se hará uso nuevamente, del método FUG, que es uno de los procedimientos más utilizados.

Se trata de una secuencia de cálculo propuesta por Fenskee, Underwood y Gilliland, para el cálculo del número de platos teóricos mínimos, la relación de reflujo mínima y la relación de reflujo y número de platos teóricos, respectivamente. Puede definirse como un método

aproximado basado en hallar el número de etapas en una sección de una columna a partir de los datos de las composiciones en los extremos de la sección.

11.2.3.1.- Número mínimo de etapas. Ecuación de Fenske

En una separación multicomponente, para una separación dada de dos componentes clave, existe una expresión para calcular el número mínimo de etapas de equilibrio necesarias, lo que correspondería al caso de reflujo total.

Se tiene la siguiente expresión, propuesta por Fenske, para determinar este mínimo número de etapas necesarias.

$$N_{mín} = \frac{\log\left(\frac{x_{D(LK)}}{x_{D(HK)}} \cdot \frac{x_{W(HK)}}{x_{W(LK)}}\right)}{\log \alpha_{\frac{LK}{HK}}} \qquad [A.11.1]$$

Siendo: $x_{D(LK)}$ Composición destilado del componente clave ligero.
$x_{D(HK)}$ Composición destilado del componente clave pesado.
$x_{W(LK)}$ Composición colas del componente clave ligero.
$x_{W(HK)}$ Composición colas del componente clave pesado.
$\alpha_{LK/HK}$ Volatilidad relativa del componente clave ligero respecto al clave pesado.

Antes de poder continuar con el diseño propiamente dicho, se deben seleccionar los dos componentes clave entre los que se quiere realizar la separación.

El clave ligero (LK) será el componente que se desea dejar fuera de la corriente de fondo, o el componente más ligero que aparezca en la corriente de fondo, en nuestro caso, el ácido cianhídrico. El clave pesado (HK) será el componente que se desea mantener fuera de la corriente de

cabeza, o el más pesado de los que aparecen en la corriente de cabeza, para el caso que nos ocupa, el agua.

Deben establecerse especificaciones en las concentraciones máximas de los componentes clave en los productos de cola y cabeza. Se pretende una separación total del HCN como producto de cabeza de columna, pero no es posible imponer dicha especificación, así que se considera que eliminar el 99.99% será adecuado y suficiente para el diseño de nuestro proceso.

Con lo cual, tras un balance global de materia a la columna, se obtienen del simulador las composiciones de cada componente, en destilado y colas, que se muestran a continuación:

- $x_{D(LK)}$: 0,9997
- $x_{D(HK)}$: 0,0003
- $x_{W(LK)}$: $1{,}22 \cdot 10^{-5}$
- $x_{W(HK)}$: 0,3200

Las volatilidades relativas de dos componentes pueden ser expresadas como la relación entre sus coeficientes de distribución. Así, la volatilidad relativa del componente clave ligero respecto al clave pesado se calcularía con la siguiente expresión:

$$\alpha_{\mathrm{LK/HK}} = \frac{K_{LK}}{K_{HK}} \qquad [A.11.2]$$

Más adelante en el desarrollo del método, serán necesarias las volatilidades relativas de cada unos de los compuestos con respecto al clave pesado, por lo que se procede a calcular ya todos los valores de volatilidades relativas. Los coeficientes de distribución se obtienen a partir del simulador Chemcad, y con éstos, se calcularán las volatilidades relativas. En la siguiente tabla se recogen todos los resultados obtenidos.

Tabla A.11.2
Datos de coeficientes de distribución y volatilidades relativas

Componente	**K**	$\alpha_{i/HK}$
Acrilonitrilo	0,722	0,9525
HCN (LK)	3,194	4,2137
Agua (HK)	0,758	1

Como ya se dispone del dato de volatilidad relativa entre el componente clave ligero y clave pesado, $\alpha_{(LK)/(HK)}$= 4,2137, ya es posible calcular el número de etapas teóricas mínimo.

Sustituyendo en la **Ecuación A.11.1**:

$$N_{mín} = \frac{\log\left(\frac{x_{D(LK)}}{x_{D(HK)}} \cdot \frac{x_{W(HK)}}{x_{W(LK)}}\right)}{\log \alpha_{LK/HK}} = \frac{\log\left(\frac{0{,}9997}{0{,}0003} \cdot \frac{0{,}3200}{1{,}22 \cdot 10^{-5}}\right)}{\log(4{,}2137)} = 12{,}81$$

Por lo que el número de platos mínimo requerido para dicha separación es de 13 platos, incluyendo el calderín.

11.2.3.2.- Relación de reflujo mínima. Ecuación de Underwood

Para proceder a la estimación del reflujo mínimo, habrá 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. Como el caso que nos ocupa se trata de un sistema multicomponente, puede ocurrir que nos encontremos en cualquiera de estas situaciones:

- Que tengan un punto de contacto. Clase 1
- Que tengan dos puntos de contacto. Clase 2

Para los sistemas de clase 1, todos los componentes de la alimentación se distribuyen entre las corrientes de cabeza y colas. Para los

de clase 2, uno o más de los componentes solamente aparecen en uno de los productos, o en cabeza o en colas. En nuestro caso, existe un componente que únicamente aparecerá como producto de colas, que es el acrilonitrilo, por tanto se trata de un sistema de clase 2.

Para seguir este método, se han de resolver las siguientes expresiones.

$$R_{mín} = \sum \frac{(\alpha_{i,HK})\cdot x_{Di}}{(\alpha_{i,HK})-\theta} - 1 \qquad [A.11.3]$$

$$\sum \frac{(\alpha_{i,HK})\cdot x_{Fi}}{(\alpha_{i,HK})-\theta} = 1 - \phi \qquad [A.11.4]$$

Siendo:
- $R_{mín}$ Relación de reflujo mínima.
- $(\alpha_{i,HK})$ Volatilidad relativa de cada componente del sistema con respecto al componente clave pesado.
- x_{Fi} Composición de cada componente en la alimentación.
- ϕ Condición de alimentación, calculada anteriormente.
- θ Factor de volatilidad.

En primer lugar habrá que resolver la **Ecuación A.11.4**, para ello, se realiza un proceso iterativo, donde se comienza suponiendo un valor para el factor θ. Se necesitan los datos de composiciones en la alimentación y volatilidades relativas, que se recogen a continuación.

Tabla A.11.3
Datos de composiciones en la alimentación y volatilidades relativas

Componente	$\mathbf{x_F}$	$\boldsymbol{\alpha_{i,HK}}$
Acrilonitrilo	0,6063	0,9525
HCN (LK)	0,1084	4,2137
Agua (HK)	0,2853	1

Sabiendo que la condición de alimentación es ϕ = 1, y sustituyendo en la **Ecuación A.11.4**:

$$\frac{0{,}6063 \cdot 0{,}9525}{0{,}9525 - \theta} + \frac{0{,}2853 \cdot 1}{1 - \theta} + \frac{0{,}1084 \cdot 4{,}2137}{4{,}2137 - \theta} = 0$$

Mediante la hoja de cálculo de Excel, y aplicando la función SOLVE, se realiza el desarrollo iterativo, obteniéndose un factor de volatilidad de θ = 3,0906. A continuación, ya conocido este parámetro, se puede determinar la relación de reflujo mínima mediante la **Ecuación A.11.3.** Para ello, se requieren los datos de composición de cada componente en la corriente de destilado, que se muestran en la siguiente tabla.

Tabla A.11.4
Datos de composición en el destilado

Componente	$\mathbf{x_D}$
Agua (HK)	0,0003
HCN (LK)	0,9997

Sustituyendo todos los valores, queda la ecuación:

$$R_{mín} = \frac{0{,}0003 \cdot 1}{1 - 3{,}0906} + \frac{0{,}9997 \cdot 4{,}2137}{4{,}2137 - 3{,}0906} - 1 = 2{,}7507$$

Un método para estimar la relación de reflujo real consiste en considerar a partir de criterios económicos, el reflujo óptimo. Por lo general, la relación de reflujo óptima está comprendida en el rango de 1,1 a 1,5 veces la relación de reflujo mínima, para casos intermedios, en los que el número de etapas no es excesivamente grande ni pequeño, se aconseja tomar la relación de reflujo óptima como 1,3 veces la relación de reflujo mínima. Por tanto:

$$R = 1{,}3 \cdot R_{mín} = 3{,}5759$$

Este parámetro calculado es el reflujo mínimo externo. A partir de él, y con la siguiente expresión, se determina la relación mínima de reflujo interno.

$$\left(\frac{L}{V}\right)_{mín} = \frac{1}{1+\left(\frac{1}{R_{mín}}\right)} \qquad [A.11.5]$$

Sustituyendo:

$$\frac{1}{1+\left(\frac{1}{2,7507}\right)} = 0,7334$$

Al igual que antes, para estimar la relación de reflujo interno óptima se considera,

$$\left(\frac{L}{V}\right) = 1,3 \cdot \left(\frac{L}{V}\right)_{mín} = 0,9534$$

11.2.3.3.- Número de etapas de equilibrio. Gilliland

Se utilizarán los estudios de Gilliland para el cálculo del número de etapas de equilibrio, para ello es necesario recurrir a la siguiente figura:

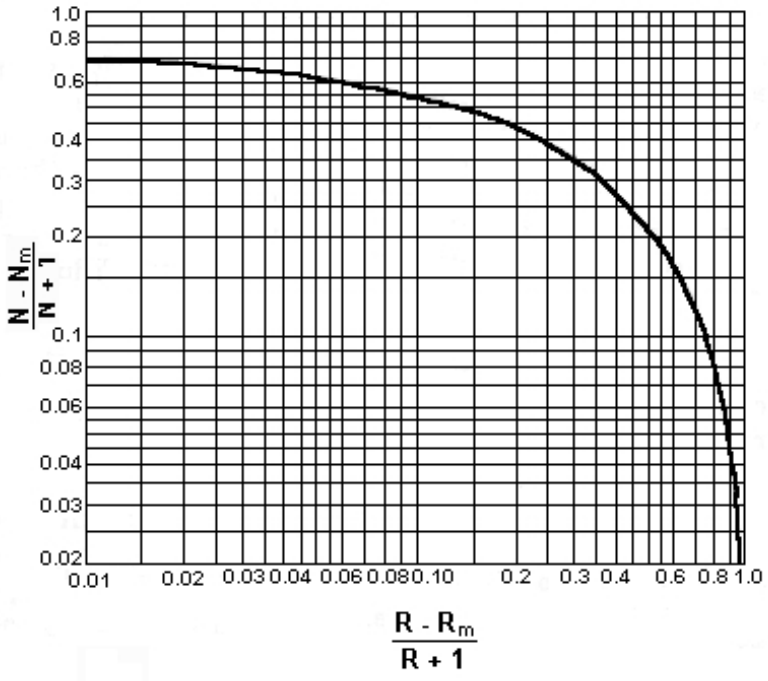


Figura A.11.1.Gráfica de Gilliland (Douglas,J.M.,1988)

El valor de la abscisa, viene dado por la expresión:

$$\frac{R - R_{mín}}{R + 1} = \frac{3{,}5759 - 2{,}7507}{3{,}5759 + 1} = 0{,}18$$

Con este valor en la abscisa, y mirando la gráfica de Gilliland, se obtiene una ordenada de aproximadamente 0,46, por lo tanto:

$$\frac{N - N_{mín}}{N + 1} = 0{,}46$$

Donde: N Número teórico de platos
$N_{mín}$ Número teórico de platos mínimos

Despejando, $N = 23{,}07$ por lo que el número de etapas de equilibrio teóricas será 24.

Para asegurar el correcto resultado de estos cálculos, se comprobará calculando el número teórico de platos por la Ecuación de Molokanov.

$$\frac{N - N_{mín}}{N + 1} = 1 - exp\left[\left(\frac{1 + 54{,}4 \cdot X}{11 + 117{,}2 \cdot X}\right) \cdot \left(\frac{X - 1}{X^{0{,}5}}\right)\right] \qquad [A.11.6]$$

Donde $X = \frac{R - Rmín}{R+1} = 0{,}18$

Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.11.6** se obtiene un valor de $N = 23{,}88$;

Resultan dos valores muy próximos, se tendrán 24 etapas de equilibrio teóricas.

11.2.3.4.- Posición del Plato de alimentación. Ecuación de Kirkbride

Se hará uso de la ecuación desarrollada por C.G. Kirkbride, que permite determinar la relación existente entre el número de platos teóricos presentes en la zona de rectificación y en la de agotamiento.

Este procedimiento permite conocer el plato en el que entra la alimentación.

La Ecuación de Kirkbride es la siguiente:

$$\frac{(NPT)_R}{(NPT)-(NPT)_R} = \left[\frac{x_{F,HK}}{x_{F,LK}} \cdot \left(\frac{x_{W,LK}}{x_{D,HK}}\right)^2 \cdot \frac{W}{D}\right]^{0,206} \qquad [A.11.7]$$

Donde:
- $(NPT)_R$ Número de platos teóricos, zona de agotamiento.
- (NPT) Número de platos teóricos totales.
- $x_{F,HK}$ Composición clave pesado en la alimentación.
- $x_{F,LK}$ Composición clave ligero en la alimentación.
- $x_{W,LK}$ Composición clave ligero en la corriente de colas.
- $x_{D,HK}$ Composición clave pesado en corriente de destilado.
- W Caudal molar de la corriente de colas, en kmol/h.
- D Caudal molar de la corriente de destilado, en kmol/h.

Todos los datos que intervienen en la ecuación son conocidos, y el valor de los caudales molares W y D se obtienen a continuación, en un balance de materia a la columna, realizado de la misma manera que para la columna anterior, y haciendo uso de la figura que se muestra a continuación.

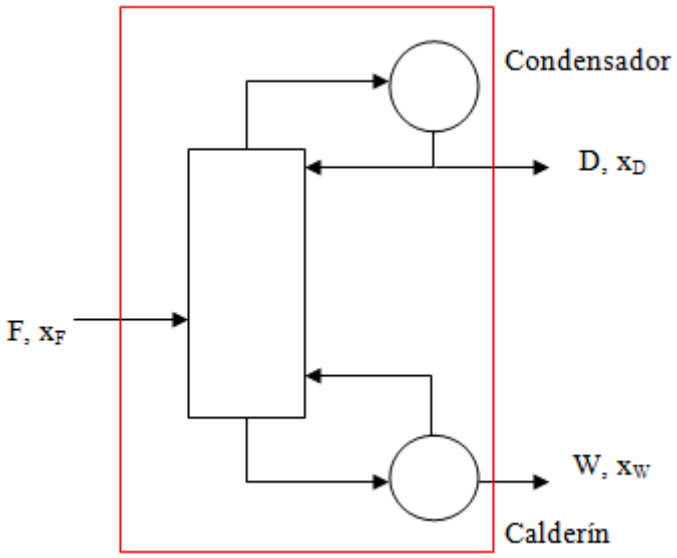


Figura A.11.2. Esquema simplificado columna rectificación

Balance de materia global:

$$F = D + W \qquad [A.11.8]$$

Balance de materia al componente más volátil:

$$F \cdot x_F = D \cdot x_D + W \cdot x_W \qquad [A.11.9]$$

Se puede resolver ya que se trata de un sistema con dos ecuaciones, y del que se conocen todos los parámetros excepto W y D. Se obtiene:

$$W = 278{,}0436\ kmol/h$$
$$D = 33{,}8060 kmol/h$$

Sustituyendo en la **Ecuación 11.7**:

$$\frac{(NPT)_R}{24-(NPT)_R} = \left[\frac{0{,}2853}{0{,}1084}\cdot\left(\frac{1{,}22\cdot 10^{-5}}{0{,}0003}\right)^2\cdot\frac{278{,}0436}{33{,}8060}\right]^{0{,}206} = 0{,}5308$$

Si se despeja $(NPT)_R$ de la ecuación anterior, se determina el número de platos de la zona de rectificación, obteniéndose:

$$(NPT)_R = 8{,}32$$

Por tanto el número de platos teóricos en la zona de rectificación es 9, sin incluir el condensador; lo cual permite conocer el número de platos en la zona de agotamiento a partir del número de platos teóricos totales.
El número de platos de la zona de agotamiento, sin incluir el calderín, será:

$$(NPT)_A = 15$$

En base a esto la alimentación estará situada en los platos 9 y 10, teniendo en cuenta que la torre se enumera comenzando por la zona de rectificación.

11.2.4.- Diseño hidrodinámico de la columna

11.2.4.1.- Determinación de las partes fundamentales del plato

Se requiere conocer una serie de parámetros, como los flujos de líquido y de gas, las densidades de las corrientes, etc. para poder calcular las partes más significativas de los platos que conforman la columna.

Muchos de estos datos los aporta el simulador, como son las densidades y pesos moleculares; para los flujos de gas y líquido se procederá a realizar un balance de materia a la columna, éstos se esquematizan en la siguiente imagen mostrada en la **Figura A.11.3**. que se expone a continuación.

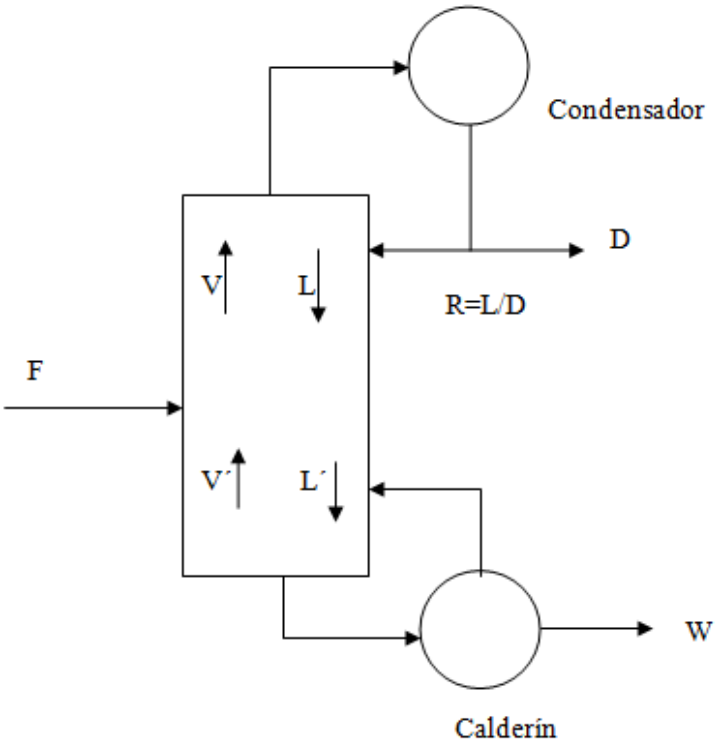


Figura A.11.3. Esquema flujos de gas y líquido en la columna

Los caudales molares en el interior de la columna se verán modificados en función de cómo entre la alimentación:

$$L´ = L + \phi \cdot F \qquad [A.11.10]$$

$$V = V´ + (1 - \phi) \cdot F \qquad [A.11.11]$$

Y se conoce que:

$$L = R \cdot D = 120{,}89\ kmol/h \qquad [A.11.12]$$

$$V´ = L´ - W \qquad [A.11.13]$$

Como la alimentación entra como líquido saturado, ϕ=1, sustituyendo el resto de valores se obtienen todos los parámetros.

$$L´ = 432{,}74\ kmol/h$$

$$V = V´ = 154{,}69\ kmol/h$$

Se resumen a continuación todos los datos necesarios para los cálculos:

Flujos en la columna:

L = 120,89 kmol/h
L´= 432,74 kmol/h
V = V´= 154,69 kmol/h

Densidades y tensión superficial, obtenidas del simulador:

ρ_L = 771,3200 kg/m^3
ρ_V = 1,1310 kg/m^3
$\sigma = 2{,}41 \cdot 10^{-2}$ N/m

Caudales volumétricos:

Q_L= 0,0065 m^3/s
Q_V= 1,0257 m^3/s

A continuación se realizan los cálculos referidos a un plato situado en la zona de agotamiento, ya que es en ella donde se presentan las condiciones de trabajo más desfavorables.

Para calcular las dimensiones características de la columna se asumen una serie de suposiciones que más tarde se han de comprobar para asegurar el correcto diseño y funcionamiento de la columna.

Para comenzar se elegirá el tipo de plato, lo más común es utilizar platos perforados de acero inoxidable, elegimos este material debido a que nuestra corriente está formada, entre otros compuestos, por ácido cianhídrico, que es corrosivo.

Un plato perforado es el tipo de plato de flujo cruzado más simple y común, el líquido fluye por entre los platos y el vapor asciende a través de los orificios del plato. Un esquema típico de este tipo de platos se muestra en la siguiente figura.

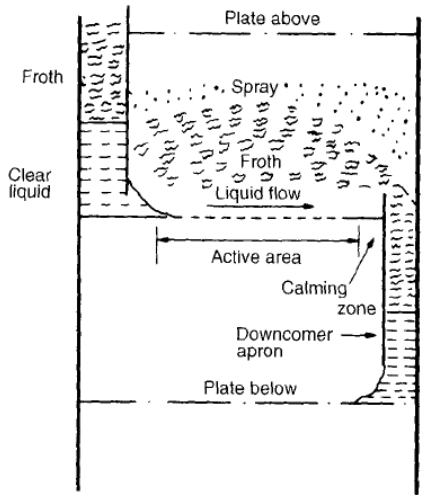


Figura A.11.4. Esquema de plato perforado

Para comenzar con los cálculos hay que empezar suponiendo un diámetro para la torre, para poder tomar un valor del espaciamiento entre platos de la siguiente tabla.

Tabla A.11.5
Relación diámetro de torre, separación entre platos
(Harriot P., Mc Cabe L., y Smith J.C., 2006)

Diámetro torre, T (m)	**Espaciamiento entre platos, t (m)**
<1	0,50
1-3	0,60
3-4	0,75
4-8	0,90

Se supondrá que la torre va tener un diámetro T, comprendido entre 1 y 3m, por lo que el espaciamiento entre platos va a resultar 0,6m. Las perforaciones en los platos se colocarán en los vértices de un triángulo equilátero a una distancia Pitch (P´) entre ellas, que debe cumplir las siguientes expresiones:

$$\frac{A_0}{A_a} = 0{,}907 \cdot \left(\frac{d_0}{P'}\right)^2 \qquad [A.11.14]$$

$$P' = (2{,}5 - 5) \cdot d_0 \qquad [A.11.15]$$

Donde: A_0 Área de las perforaciones.
A_a Área activa de la torre.
d_0 Diámetro de orificio.

El rango de valores para el diámetro de orificio se encuentra entre 3 y 20mm, siendo d_0=4,5mm el valor más utilizado. Para los platos perforados de acero inoxidable existe una relación entre el diámetro de orificio y el espesor de plato, que se puede observar en la tabla que se muestra a continuación:

Tabla A.11.6
Relación espesor de plato/ diámetro de orificio
(Harriot P., Mc Cabe L., y Smith J.C., 2006)

Diámetro orificio		**Espesor plato/diámetro orificio**	
mm	**in**	**Acero inoxidable**	**Acero al Carbono**
3,0	1/8	0,65	
4,5	3/16	0,43	
6,0	¼	0,32	
9,0	3/8	0,22	0,5
12,0	½	0,16	0,38
15,0	5/8	0,17	0,3
18,0	¾	0,11	0,25

Como en la columna anterior, en función de los datos de la tabla, se puede decir que para un d_0=4,5mm, la relación entre el espesor de plato y el diámetro de orificio será de 0,43. Se tendrá pues, orificios de 4,5 mm distribuidos como vértices de un triangulo equilátero, con una separación entre centros que puede estar comprendida entre 11,25 y 22,5 mm (2,5-5 veces el valor de d_0), se tomará el valor de P´ más común, que son 12 mm, sustituyendo los valores en la **Ecuación A.11.14** se obtiene:

$$\frac{A_0}{A_a} = 0{,}907 \cdot \left(\frac{4{,}5mm}{12mm}\right)^2 = 0{,}1275$$

A continuación se calcula la velocidad de inundación.

- **Velocidad de inundación**

Con este cálculo se halla la velocidad máxima permisible para evitar la inundación, para ello se hará uso de la siguiente expresión:

$$V_f = C_f \cdot \left(\frac{\rho_L - \rho_V}{\rho_V}\right)^{0,5} \qquad [A.11.16]$$

Siendo ρ_V y ρ_L la densidad del vapor y de líquido, respectivamente y C_f el coeficiente de inundación, que depende del tipo de plato. Para el cálculo del coeficiente C_f en platos perforados se puede utilizar la siguiente expresión empírica dependiente de la tensión superficial y de los parámetros α y β.

$$C_f = \left[\alpha \cdot log\left(\frac{1}{PF}\right) + \beta\right] \cdot \left[\frac{\sigma}{0{,}020}\right]^{0,2} \qquad [A.11.17]$$

Donde PF representa el parámetro de flujo, y se calcula:

$$PF = \left(\frac{L´}{V´}\right) \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0,5} \qquad [A.11.18]$$

Sustituyendo:

$$PF = \left(\frac{432{,}74\ kmol/h}{154{,}69\ kmol/h}\right) \cdot \left(\frac{1{,}1310 kg/m^3}{771{,}3200\ kg/m^3}\right)^{0{,}5} = 0{,}1071$$

Los valores de los parámetros α y β, dependen de la relación A_0/A_a, como en nuestro caso esta relación es:

$$\frac{A_0}{A_a} = 0{,}1275 > 0{,}1$$

Se han de calcular a partir de las siguientes expresiones

$$\alpha = (0{,}0744 \cdot t + 0{,}01173)$$
$$\beta = (0{,}0304 \cdot t + 0{,}015)$$

Siendo t el espaciado entre platos. Al sustituir en ambas expresiones el valor de t = 0,6m, se obtiene:

$$\alpha = 0{,}0564 \text{ m}$$
$$\beta = 0{,}0332 \text{ m}$$

Se sustituyen todos los datos en la **Ecuación A.11.17**:

$$C_f = \left[0{,}0564 \cdot log\left(\frac{1}{0{,}1071}\right) + 0{,}0332\right] \cdot \left[\frac{2{,}41 \cdot 10^{-2}}{0{,}020}\right]^{0{,}2} = 0{,}0913\ m/s$$

Con la **Ecuación A.11.16** se puede determinar ya, la velocidad a la que se inunda la columna que será:

$$V_f = 0{,}0913 \frac{m}{s} \cdot \left(\frac{771{,}3200 \frac{kg}{m^3} - 1{,}1310 \frac{kg}{m^3}}{1{,}1310 \frac{kg}{m^3}}\right)^{0{,}5}$$

$$V_f = 2{,}3817\ m/s$$

La velocidad del vapor a través del área neta, se calculará tomando un valor de 80% la velocidad de inundación para el caso de líquidos que no hacen espuma, por tanto la velocidad del vapor será:

$$V = 0{,}8 \cdot V_f$$

$$V = 1{,}9053\ m/s$$

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**

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, T, se base en el 80% de la velocidad de inundación, V_f, que ya ha sido calculada anteriormente.

Según la ecuación de continuidad, el flujo molar de vapor está relacionado con la velocidad de inundación por la siguiente expresión:

$$V = 0{,}8 \cdot V_F \cdot (A_T - A_v) \cdot \frac{\rho_v}{PM_v} \qquad [A.11.19]$$

Por lo que,

$$Q_V = 0{,}8 \cdot V_F \cdot (A_T - A_v) \qquad [A.11.20]$$

Donde: V Flujo molar de vapor, kmol/s.
V_F Velocidad de inundación, m/s.
A_T Área total de la columna, m^2.
A_v Área de los vertederos, m^2.

ρ_v Densidad del vapor, kg/m^3.
PM_v Peso molecular del vapor, kg/kmol.
Q_v Caudal volumétrico del vapor, m^3/s.

Es posible expresar el área total de la columna como,

$$A_T = \pi \cdot \frac{T^2}{4} \qquad [A.11.21]$$

Si se sustituye esta expresión en la **Ecuación A.11.20** y se despeja el diámetro de columna se obtiene:

$$T = \left(\frac{4 \cdot Q_v}{0{,}8 \cdot V_F \cdot \pi \cdot \left(1 - \frac{A_v}{A}\right)} \right)^{0{,}5} \qquad [A.11.22]$$

El término A_v/A representa la relación entre el área de vertedero y el área trasversal del plato, la bibliografía indicada para el dimensionado de la columna, sugiere que esta relación puede estimarse a partir del parámetro de flujo, PF, mediante:

$$A_v/A \begin{cases} 0{,}1 \text{ si } PF \leq 0{,}1 \\ 0{,}1 + \frac{PF - 0{,}1}{9} \text{ si } 0{,}1 \leq PF \leq 1 \\ 0{,}2 \text{ si } PF \geq 1 \end{cases}$$

Dado que el parámetro de flujo es PF = 0,1071 la relación queda:

$$\frac{A_v}{A} = 0{,}1 + \frac{(0{,}1071 - 0{,}1)}{9} = 0{,}1008$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.11.22**:

$$T = \left(\frac{4 \cdot 1{,}0257\, {}^{m^3}/_{s}}{1{,}9053\, \frac{m}{s} \cdot \pi \cdot (1 - 0{,}1008)} \right)^{0{,}5} = 0{,}87\, m$$

Se tomará como diámetro un valor estándar superior al determinado por las ecuaciones anteriores, por lo que la torre tendrá un diámetro igual a 1,25 metros. Con este valor del diámetro definitivo se vuelven a calcular los parámetros anteriores.

Se hace la comprobación de que el espaciamiento entre platos era correcto, ya que para un diámetro de 1,25 m de torre, le corresponde t = 0,6m (véase **Tabla A.11.5**). Con respecto a la velocidad de inundación, decir que no resulta modificada debido a que se mantiene el espaciamiento entre platos en el mismo valor.

A continuación se procederá a calcular todas las áreas características del plato perforado.

- **Cálculo de áreas definitivas del plato**

Antes de comenzar con los cálculos, se definen todas las distintas áreas posibles de distinguir dentro del plato perforado.

- **A_n**: Área neta. Área total del plato exceptuando el área ocupada por los vertederos.
- **A_v**: Área de vertedero, tanto de descenso del plato superior, como de salida del líquido al plato inferior.
- **A_{vigas}**: Área vigas que soportan el plato.
- **A_a**: Área activa. Se trata del área neta menos el área de las vigas.
- **A_o**: Área de perforaciones. Está relacionado con el diámetro y el número de perforaciones.

Una vez conocido el significado de todas las áreas características se procede a sus cálculos.

- **Área total (A_T):** Según la **Ecuación A.11.21**

$$A_T = \frac{\pi}{4} \cdot (1{,}25m)^2 = 1{,}2272\ m^2$$

- **Área vertederos (A_V):**

La longitud de los vertederos (W), debe estar comprendida entre 0,6 y 0,8 veces el diámetro de la torre, se tomará el caso intermedio, es decir:

$$W = 0{,}7 \cdot T = 0{,}875\ m$$

Utilizando la siguiente expresión se puede obtener el área de vertederos:

$$\frac{A_V}{A_T} = \frac{arcsen\left(W/D_T\right)}{180} - \frac{\left(W/D_T\right) \cdot \sqrt{1-(W/D_T)^2}}{\pi} \qquad [A.11.18]$$

$$\frac{A_V}{A_T} = \frac{arcsen(0{,}7)}{180} - \frac{(0{,}7) \cdot \sqrt{1-(0{,}7)^2}}{\pi} = 0{,}0877$$

$$A_V = 0{,}1080\ m^2$$

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, como en la columna anterior, mediante la **Tabla A.11.7**, mostrada a continuación.

Tabla A.11.7
Distancia al centro de la columna
(Harriot P., Mc Cabe L., y Smith J.C., 2006)

Longitud derramadero, W	**Distancia desde el centro de la torre, x**	**Porcentaje de 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

Se ha seleccionado anteriormente una relación entre longitud de derramadero y diámetro de la torre de 0,7, por lo que la distancia al centro de la torre, x, será:

$$x = 0{,}3562 \cdot T = 0{,}4453\ m$$

Entonces, la distancia que existe entre vertedero y vertedero, designada como Z, será dos veces la distancia al centro de la torre.

$$z = 2 \cdot x = 0{,}8905\ m$$

- **Área neta (A_N):**

Se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$A_T = 2 \cdot A_V + A_N \qquad [A.11.19]$$

$$A_N = 1{,}2272\ m^2 - 2 \cdot 0{,}1080\ m^2$$

$$A_N = 1{,}0112\ m^2$$

- **Área activa (A_a):**

Para el cálculo del área activa se hará uso de nuevo de la tabla que se adjunta a continuación, donde se refleja, para cada diámetro de la torre, una relación entre el área activa y el área total, A_a/A_t.

Tabla A.11.8
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

Para el valor de diámetro, T = 1,25m, se tiene una relación $\frac{A_a}{A_t} = 0{,}7$. Como se conoce el área total, es posible despejar el área activa, obteniendo:

$$A_a = 0{,}8590\ m^2$$

- **Área vigas (A_{vigas}):**

Según la definición de área activa:

$$A_a = A_N - A_{vigas} \qquad [A.11.20]$$

de donde se puede hallar el área de vigas, que resulta:

$$A_{vigas} = A_N - A_a = 0{,}1522\ m^2$$

Como se conocen las longitudes de las vigas, y ahora también, su área, es posible calcular el espesor (e), a partir de la siguiente expresión:

$$A_{vigas} = (2 \cdot W + D_T) \cdot e \qquad [A.11.21]$$

Despejando de la ecuación anterior queda que el espesor de vigas es:

$$e = \frac{A_{vigas}}{(2 \cdot W + D_T)} = 0{,}0507\, m$$

- **Área perforaciones (A_o):**

Se va a proceder al cálculo de esta área a partir de la **Ecuación A.11.14**, que relacionaba el área activa con el área de las perforaciones, y cuyo resultado obtenido fue:

$$\frac{A_0}{A_a} = 0{,}1275$$

Por lo que, despejando el área de interés,

$$A_0 = A_a \cdot 0{,}1275 = 0{,}1096\, m^2$$

Para comprobar que el plato diseñado funciona de manera correcta, se debe asegurar que:

- El vertedero sea capaz de permitir el paso a todo el líquido de la columna.
- La caída de presión no sea tan elevada que se inunde la columna.

Para asegurar dichas comprobaciones se recurre a la siguiente expresión, para espaciamiento entre platos (t) de 0,6 m:

$$\frac{Q_L}{W} \leq 0{,}03$$

Sustituyendo los valores queda comprobado que se cumple la condición, por lo que el plato funcionará correctamente.

$$\frac{Q_L}{W} = \frac{0{,}0065\ {}^{m^3}/_{s}}{0{,}875\ m} = 0{,}0074\ \leq 0{,}03$$

11.2.4.2.- Pérdida de carga en el plato

Una vez dimensionada la columna con los cálculos anteriormente realizados, el siguiente paso es comprobar si las dimensiones obtenidas son adecuadas para su buen funcionamiento.

Al existir una diferencia de presión entre el nivel de líquido en el plato y en el vertedero, se producirá un retroceso de líquido, que, si es demasiado elevado puede superar el nivel del plato superior y podría inundarse la columna. Habrá que tener en cuenta las diferentes alturas de líquido, que se exponen a continuación:

- Altura del vertedero, h_W.
- Altura de la cresta de líquido sobre el vertedero, h_C.
- Gradiente de nivel de líquido en el plato, desde el punto de entrada hasta la salida, Δ.
- Retroceso en el vertedero por encima del nivel de líquido, h_B

Si se considera que este nivel va a aumentar si se tienen en cuenta las burbujas de vapor que lleva el líquido, se debe cumplir para un buen funcionamiento de la columna que:

$$h_T \leq \frac{t}{2}$$

Donde,

$$h_T = h_w + h_c + \Delta + h_B \qquad [A.11.22]$$

El valor de gradiente de altura en el plato puede considerarse despreciable, así que, se procede a calcular el resto de los términos necesarios para el cálculo de h_T.

- **Altura del vertedero, h_w**

Suele tomarse un valor para ésta, de t/10:

$$h_w = \frac{t}{10}$$

Como el espaciado entre platos es t = 0,6 m, h_w queda:

$$h_w = 0{,}06\ m$$

- **Altura de la cresta de líquido sobre el vertedero, h_c**

Para el cálculo de este término de altura, se recurre a la Ecuación de Francis:

$$\frac{Q_L}{W_{ef}} = 1{,}839 \cdot h_c^{3/2} \qquad [A.11.23]$$

Donde W_{ef} representa el ancho del vertedero eficaz (m), debido a que la columna tiene forma cilíndrica; y Q_L, el caudal de líquido en m^3/s .Si se despeja la altura de esta ecuación y se introduce el término de ancho de vertedero, W, quedaría:

$$h_c = 0{,}666 \cdot \left(\frac{Q_L}{W}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{W}{W_{ef}}\right)^{\frac{2}{3}} \qquad [A.11.24]$$

Existe una relación basada en consideraciones geométricas que relaciona W, W_{ef} y h_c, y se muestra a continuación.

$$\left(\frac{W_{ef}}{W}\right)^2 = \left(\frac{T}{W}\right)^2 - \left[\left(\frac{T^2}{W^2} - 1\right)^{0,5} + \frac{2 \cdot h_c}{T} \cdot \left(\frac{T}{W}\right)\right]^2 \qquad [A.11.25]$$

Para obtener el valor de h_c ha de emplearse un proceso iterativo, se comienza suponiendo un valor de la altura h_c, se calcula con él, mediante la **Ecuación A.11.25** la relación W_{ef}/W y se sustituye ésta en la **Ecuación A.11.24**; se obtendrá ahora un nuevo valor de altura que se ha de comparar con el supuesto, si no coincide se repetirá el cálculo con este nuevo valor, y así sucesivamente hasta que coincidan los valores.

Tras realizar el proceso iterativo se ha obtenido un valor para la altura de $h_c = 0{,}0254\, m$.

- **Retroceso en el vertedero, por encima del nivel del líquido, h_B**

Para calcular la altura en el vertedero, se precisa 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}.

$$h_B = h_E + h_{vap} \qquad [A.11.26]$$

Así que se calculará cada uno de estos términos:

- **h_E:** Pérdida de presión del líquido al acceder al plato bajo el vertedero.

$$h_E = \frac{3}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{Q_L}{A_{da}}\right)^2 \qquad [A.11.27]$$

Donde g = 9,81 m/s^2 y A_{da} es la menor de las siguientes áreas:

- La del vertedero: $A_V = 0{,}1080\, m^2$

- El área libre entre el vertedero y el plato, ésta se calcula considerando que el faldón del vertedero se coloca a una altura del plato de hw-0,025 m, por lo que:

$$A_L = (h_w - 0{,}025) \cdot W = 0{,}0306\, m^2$$

En vista de los resultados, se le asignará a A_{da} el valor del área libre entre vertedero y plato,

$$A_{da} = 0{,}0306 \text{ m}^2$$

Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.11.27**, se obtiene:

$$h_E = 0{,}0069\, m$$

- **h_{vap}:** Se calculará como la contribución de varios efectos: la pérdida de carga en plato seco, h_D; la pérdida de carga causada al atravesar el líquido y la espuma, h_L; y la pérdida de carga residual ocasionada por superar la tensión superficial, h_R.

$$h_{vap} = h_D + h_L + h_R \qquad [A.11.28]$$

Para calcular la pérdida de presión en plato seco, h_D, se tiene 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, y se realiza aplicando la siguiente expresión:

$$h_D = \left(\frac{v_0^2}{C_0'}\right) \cdot \left(\frac{\rho_v}{2 \cdot g \cdot \rho_L}\right) \qquad [A.11.29]$$

Siendo $V_0 = \frac{Q_v}{A_0} = 9{,}3616 \frac{m}{s}$ y C_0' un coeficiente de orificio que depende de la relación entre espesor de plato y diámetro de la perforación, válida para el rango $0{,}2 \leq e_p/d_o < 2$ y que se calcula mediante la ecuación:

$$C_o^{'} = 1{,}09\left(\frac{d_o}{e_p}\right)^{0{,}25} \qquad [A.11.30]$$

Sustituyendo los valores en la **Ecuación A.11.30**, se obtiene $C_0^{'} = 1{,}35$ y tras estos cálculos intermedios, al sustituir todo en la **Ecuación A.11.29**:

$$h_D = 0{,}0012$$

A continuación se procede a calcular 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:

$$h_L = 6{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}725 \cdot h_w - 0{,}238 \cdot h_w \cdot V_a \cdot \rho_v^{0{,}5} + 1{,}225 \cdot \frac{Q_L}{Z} \qquad [A.11.31]$$

Siendo,

$$Z = \frac{W + T}{2} = 1{,}0625\ m$$

$$V_a = \frac{Q_v}{A_a} = 1{,}1940\ \frac{m}{s}$$

Entonces, sustituyendo en la expresión:

$$h_L = 0{,}0390\ m$$

Ahora se calculará el tercer término que contribuye a h_{vap} , que es la pérdida de carga residual, 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, y es a partir de un balance de la fuerza necesaria para vencer dicha tensión como se obtiene la siguiente expresión:

$$h_R = \frac{6 \cdot \sigma}{\rho_L \cdot d_0 \cdot g} \qquad [A.11.32]$$

Sustituyendo términos:

$$h_R = \frac{6 \cdot 2{,}41 \cdot 10^{-2} N/m}{771{,}3200\ {}^{kg}/_{m^3} \cdot 0{,}0045 m \cdot 9{,}81 m/s^2} = 0{,}0042\ m$$

Como se reflejó en la **Ecuación A.11.28**, sumando estas tres últimas pérdidas calculadas se determina la pérdida de presión del vapor de plato a plato:

$$h_{vap} = h_D + h_L + h_R = 0{,}0012\ m + 0{,}0390\ m + 0{,}0042\ m$$

$$h_{vap} = 0{,}0523\ m$$

Se puede calcular entonces, que la altura en el vertedero, según la **Ecuación A.11.26,** tiene un valor de:

$$h_B = 0{,}0523\ m + 0{,}0069\ m$$
$$h_B = 0{,}0592\ m$$

Por último, ya es posible determinar la pérdida de carga total, que como se dijo al principio de este apartado viene dada por la **Ecuación A.11.22**:

$$h_T = h_w + h_c + h_B = 0{,}06m + 0{,}0254m + 0{,}0592m$$
$$h_T = 0{,}1446m$$

Se puede comprobar que se cumple el requisito de:

$$h_T = 0{,}1446\, m \leq \frac{t}{2} = 0{,}3m$$

11.2.4.3.- Inundación

La inundación se trata de un fenómeno indeseable que ocurre en el caso de que las velocidades del líquido y/o el vapor sean tan elevadas que la caída de presión del gas sea mayor que la carga neta de gravedad del líquido, el cual, es arrastrado hacia arriba.

El valor de la velocidad de inundación es $V_f = 2{,}3817\, m/s$, calculado anteriormente en el **Apartado 11.2.4.1**, ya que era un parámetro necesario para poder realizar el diseño de la columna. Para evitar esta condición de inundación de la columna, se fija un valor de la velocidad del vapor del 80% de la velocidad de inundación, por lo que resulta, $V = 1{,}9053\, m/s$.

11.2.4.4.- Lloriqueo

El lloriqueo en una columna de platos se trata de un problema que se produce cuando la velocidad con la que asciende el vapor V_{Vm} es demasiado baja, por lo que el líquido cae a través de los orificios de los platos diseñados para que ascienda el vapor. Para determinar la velocidad de ascensión del vapor se hace uso de la siguiente expresión:

$$\frac{V_{Vm} \cdot \mu_v}{\sigma} = 0{,}0229 \cdot \left(\frac{\mu_v^2}{\rho_v \cdot d_0 \cdot \sigma} \cdot \frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0{,}379} \cdot \left(\frac{e}{d_0}\right)^{0{,}293} \cdot \left(\frac{2 \cdot A_a \cdot d_0}{\sqrt{3} \cdot P'^3}\right)^{\frac{2{,}8}{\left(\frac{Z}{d_0}\right)^{0{,}724}}} \qquad [A.11.33]$$

Donde: V_{Vm} Velocidad de ascensión del vapor, m/s.
μ_v Viscosidad del vapor, Pa·s.
ρ_v Densidad del vapor, kg/m^3.
ρ_L Densidad del líquido, kg/m^3.
σ Tensión superficial, N/m.
d_o Diámetro de orificio, m.
e/d_o Relación espesor del plato/ diámetro de orificio.
$P´$ Pitch, m.
A_a Área activa, m^2.
Z Distancia entre vertederos, m.

La viscosidad del vapor, se obtiene con el simulador y presenta un valor de 2,56·10^{-6} Pa·s, al disponer ya de todos los valores anteriores, se procede a sustituir en la **Ecuación A.11.33** y se obtiene una velocidad de ascensión del vapor:

$$V_{Vm} = 5{,}6470 \frac{m}{s}$$

Si se trabaja a velocidades de vapor inferiores a ésta, puede producirse el fenómeno de lloriqueo, produciendo una alteración no deseada en las composiciones de los flujos tanto en el plato como en las corrientes productos, que acarrearía una disminución de la eficacia.

Se debe comprobar entonces, que la velocidad del vapor a través del área de orificios es mayor que este valor calculado.

$$V_{vapor} = \frac{Q_V}{A_0} = \frac{1{,}0257 \ \frac{m^3}{s}}{0{,}1096 \ m^2} = 9{,}3616 \frac{m}{s}$$

Se puede asegurar por tanto, que no se producirá lloriqueo.

11.2.4.5.- Arrastre

Para el cálculo de la cantidad de líquido arrastrado, E, es necesaria la gráfica mostrada a continuación en la **Figura A.11.5**. Con ella se determina el arrastre fraccional, en la abscisa se muestran los valores del parámetro de flujo, PF, las curvas representan el acercamiento al punto de inundación por arrastre y en la ordenada de esta figura, se reflejan los valores de E, que representan las fracciones de flujo descendente de líquido.

$$E = \frac{e}{e + L} \qquad [A.11.34]$$

Siendo: E Arrastre fraccional.

e Arrastre absoluto de líquido.

L Flujo descendente de líquido sin arrastre.

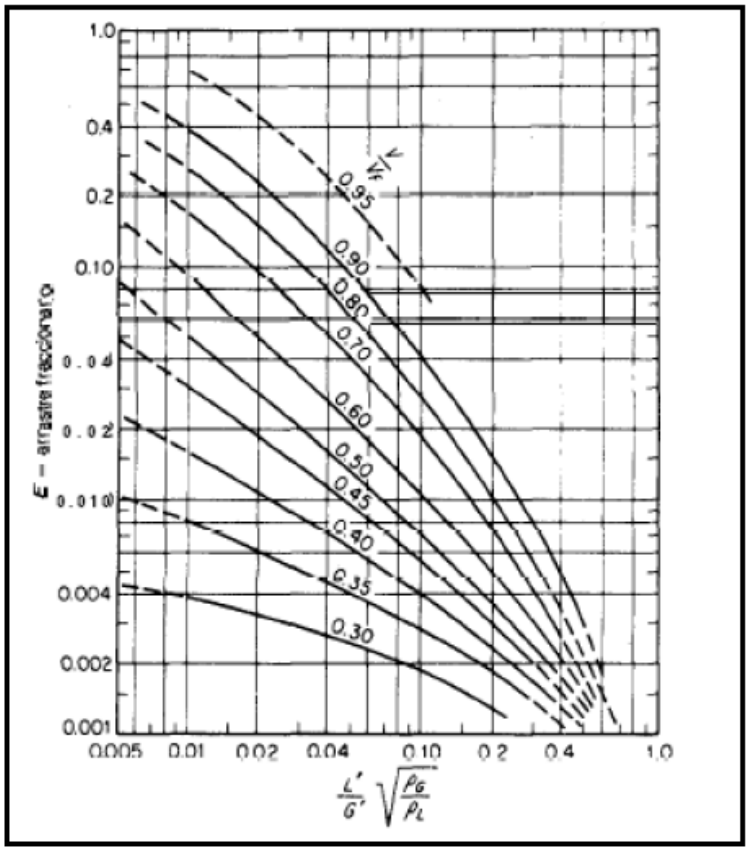


Figura A.11.5. Gráfica del arrastre fraccional (Seader y Henley, 1988).

Para nuestro valor del parámetro de flujo PF ≈ 0,68, se determina gráficamente el valor del arrastre fraccionado, E, a una relación entre velocidad del gas y velocidad de inundación de 0,8 como ya se ha citado en apartados anteriores. El valor de arrastre fraccional considerado correcto para platos perforados es $E < 0{,}1$ (Seader y Henley, 1988), se observa que el arrastre fraccional que se obtiene se encuentra alrededor de 0,0015, por lo que se puede asegurar que no se producirá este fenómeno.

11.2.4.6.- Descarga

En los casos en que la velocidad del líquido a través del vertedero, V_L, sea superior a 0,3 m/s [Seader y Henley] comenzarán a producirse problemas de descarga.

$$V_L = \frac{Q_L}{A_V} \qquad [A.11.35]$$

$$\frac{Q_L}{A_V} = \frac{0{,}0065\,\frac{m^3}{s}}{0{,}1080} = 0{,}06\,\frac{m}{s} < 0{,}3\,\frac{m}{s}$$

Queda comprobado que no aparecerán problemas de descarga.

11.2.4.7.- Eficiencia de la columna. Correlación de O´Connell.

Se requiere una rápida estimación de la eficiencia de la columna para calcular el número real de platos necesarios. Para ello, se utilizará la correlación de O´Connell. Con este método se relaciona la eficiencia total de la columna con el producto de la volatilidad relativa del componente clave ligero (respecto al clave pesado) y la viscosidad media de la alimentación. La expresión que se utiliza para el cálculo de la eficiencia es:

$$E_0 = 51 - 32{,}5 \cdot \log\left(\mu_F \cdot \alpha_{\mathrm{LK/HK}}\right) \qquad [A.11.36]$$

Sustituyendo en ella los siguientes datos de nuestro sistema:

- μ_F = 0,2749 cP; facilitada por el simulador.
- $\alpha_{(LK)/(\mathrm{HK})}$ = 4,2137

Se obtiene una eficiencia del 48,93%. El número de etapas de la columna se calculó como 24 excluyendo el calderín. Si se tiene ahora en cuenta la eficiencia, el número real de etapas resulta ser:

$$N_{real} = \frac{N}{E_0} = \frac{24}{0{,}4893} = 49{,}05\ etapas$$

Se obtienen entonces, teniendo en cuenta la eficiencia de la columna, 50 etapas de equilibrio reales (50 platos perforados), además del calderín.

11.2.5.- Altura de la columna

Para calcular la altura total de la columna, se ha de tener en cuenta que está formada por 50 platos, que el espaciamiento entre ellos se ha fijado en 0,6m, al igual que la distancia entre el plato inferior y superior y los fondos de la columna. También se ha de contar con los fondos, que tienen una altura de 0,21m y la faldilla inferior y superior, que servirán de unión entre la carcasa y los fondos, y tendrá una altura de 0,025m (véase **Apartado 11.3.5**). Según todo esto, la columna tendrá una altura total de 31,67 m.

11.2.6.- Esbeltez

Se define la esbeltez como la relación entre la altura de la columna y su diámetro:

$$K = \frac{H}{T} \qquad [A.11.37]$$

Siendo: K Esbeltez de la columna.

H Altura de la columna, (véase **Apartado11.3.6**).

T Diámetro de la columna.

$$K = \frac{31{,}67\ m}{1{,}25\ m} = 25{,}3$$

11.3.- Diseño mecánico de la torre

En los siguientes apartados se van a especificar los aspectos relacionados con el diseño mecánico de la columna.

11.3.1.- Material empleado

Al igual que ocurría en la columna de rectificación 1, la corriente de alimentación contiene una cierta cantidad de ácido cianhídrico, debido a la naturaleza corrosiva de este ácido, la columna y los platos deben construirse con un material resistente a la corrosión.

Los aceros inoxidables son los materiales anti-corrosión más utilizados en la industria química, se tomará como material más adecuado para la envolvente, como en el caso anterior, el acero inoxidable SA-240 (AISI 316L). Para los platos perforados del interior de la columna, como se dijo anteriormente, también se empleará acero inoxidable AISI 316L.

11.3.2.- Determinación del espesor de la envolvente

La columna estará sometida a variedad de cargas y por tanto debe diseñarse de manera que sea capaz de resistirlas.

La envolvente debe estar diseñada para resistir la presión interior de la columna y el peso de la propia vasija más los elementos interiores,

además de cualquier carga de viento que pueda producir un movimiento indeseado en la columna.

Para calcular el espesor de la envolvente es preciso en primer lugar identificar el tipo de tensiones a que está sometida la columna. Las posibles tensiones que pueden afectar a la torre se recogen en la siguiente tabla:

Tabla A.11.9.
Tensiones a las que está sometido el equipo (Megyesy E.F., 2001)

	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		**TENSIONES LONGITUDINALES**	
CARGA	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**
Peso				X
Viento			X	X
Seísmo			X	X
Presión interior	X		X	
Presión exterior				

Las tensiones longitudinales debidas a seísmo se pueden considerar despreciables frente a la ejercida por la presión interior, debido a la zona geográfica donde se sitúa la columna. Por ello, para calcular el espesor de la envolvente se considerará en esta columna también, únicamente la presión interior y la tensión ejercida por el viento. A partir del dato de espesor que se obtiene por este cálculo, se selecciona el definitivo de entre los espesores comerciales.

Para considerar aquellas tensiones que han sido despreciadas en los cálculos, se toma en la elección un margen de seguridad que las cubra.

11.3.2.1.- Determinación del espesor según la presión interna

Para determinar el espesor de la envolvente cilíndrica sometida a tensión circunferencial y longitudinal, existen, según el Código ASME

VIII-Div.1, dos expresiones distintas. Se calcula el espesor necesario para soportar casa una de dichas tensiones, y se tomará el mayor de los dos valores obtenidos.

Tensiones circunferenciales:

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0{,}6 \cdot P_D} \qquad [A.11.38]$$

Tensiones longitudinales:

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P_D} \qquad [A.11.39]$$

Se determinan a continuación todos los parámetros que forman parte de ambas expresiones:

- Presión de diseño, P_D:

Será la mayor de dos valores: 30 psi ó un 10% más de la presión de operación.

$P_{operación}$: 1 atm = 14,69 psi

$P_D = 1{,}1 \cdot P_{operación}$ = 16,16 psi

En vista de los resultados se tomará como presión de diseño 30 psi.

- Radio de la columna, R:

El radio de la columna tiene un valor de 0,625 m, pero para aplicar la fórmula ha de introducirse en pulgadas, con lo cual:

R = 24,61 pulgadas.

- Temperatura de diseño, T_D:

Se tomará como temperatura de diseño, aquella que supere en 20ºC la temperatura máxima que alcanza la torre, además, se debe introducir en la expresión en grados Fahrenheit.

T_D = 344,2 K (Tª de colas) + 20 = 364,2 K

T_D = 195,8ºF

- Tensión máxima admisible, S:

Para calcularla, se debe acudir a las tablas recogidas en el Código ASME, para nuestro tipo de material, acero inoxidable SA-240 (AISI316L), sometido a una temperatura de 200ºF , la inmediatamente superior a la temperatura de diseño (195,8 ºF), la tensión máxima admisible es S =16.700 psi (véase **Tabla A.21.6** del Anexo 21).

- Coeficiente de soldadura, E:

Para la selección de este coeficiente se va a considerar la siguiente situación:

-Tipo de junta: a tope con un doble cordón de soldadura o mediante otro método con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado.

- Control: Examinar por zonas.

Para estas características, E = 0,85 (véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21).

- Corrosión, C:

Los recipientes o partes de los mismos que estén sujetos a corrosión, erosión o abrasión deben tener un margen de espesor para lograr la vida deseada, aumentando convenientemente el espesor del material respecto al determinado por las fórmulas de diseño, o utilizando algún método adecuado de protección.

En el caso actual, como acción de seguridad se considerará un margen de espesor debido a la corrosión. Éste será establecido en función de dos criterios:

- La vida deseada de un recipiente es una cuestión económica. Según la **Tabla A.21.15** del Anexo 21, para una columna de rectificación, el período de vida es de 8 años.
- Un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año (1/16 de pulgada en 12 años) generalmente es satisfactorio para recipientes y tuberías.

Según esto, queda un margen de:

$$C = 8\ años \cdot 0{,}005 \frac{in}{año} = 0{,}04\ in = 0{,}1\ \text{cm}$$

Se sustituyen todos estos valores en las **Ecuaciones A.11.38** y **A.11.39**, y se obtiene:

$$t_{circ} = \frac{30 psi \cdot 24{,}61\ in}{16700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30 psi} = 0{,}0521\ in$$

$$t_{long} = \frac{30\ psi \cdot 24{,}61\ in}{2 \cdot 16700\ psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi} = 0{,}0260\ in$$

Al mayor de los espesores calculados, se añade el sobreespesor por corrosión, C.

$$t = 0{,}0521\ in + 0{,}04\ in = 0{,}0921\ in$$

Esfuerzo debido al viento:

La estabilidad de la torre puede verse afectada a algunos fenómenos ambientales externos como el viento, capaz de ejercer presión de tracción y compresión sobre las paredes del recipiente. Se procede a continuación al cálculo del espesor mínimo de la envolvente para resistir la carga de viento.

Para estos cálculos se debe tener en cuenta que no toda la columna se encuentra expuesta del mismo modo a la carga de viento, ya que a mayor altura, menor momento. Por ello, se procede al cálculo en la junta del faldón con la envolvente. La altura entre el suelo y el faldón será d 1,5 m, por lo que la altura expuesta a la carga de viento será:

$$h_{exp} = 1{,}5m = 4{,}92\ ft$$

La presión de diseño para la carga del viento se calcula con la siguiente expresión:

$$P_w = q_s \cdot C_q \cdot C_e \qquad [A.11.40]$$

Donde: q_s Presión de estancamiento del viento a 30 pies (estándar).
C_q Coeficiente de presión, depende de la geometría del recipiente.
C_e Coeficiente del factor por ráfagas, según altura y tipo de exposición.

La presión de estancamiento se trata de un parámetro que va a depender de la velocidad del viento, por lo que dependerá íntimamente de la zona donde se sitúe la planta. La columna será situada en San Roque, en dicho emplazamiento, se han llegado a alcanzar rachas de hasta 180 km/h de velocidad de viento, aunque generalmente no superan los 50/60 km/h.

Para la selección de la presión de estancamiento, se seleccionará una velocidad del viento de 180 km/h, que sería la condición más desfavorable. Esos 180 km/h corresponden a 112,4 mph, según la **Tabla A.21.12** del

Anexo 21, para citadas condiciones, e interpolando los valores, correspondería una presión de estancamiento:

$$q_s = 32{,}44 \text{ lb/ft}^2$$

El coeficiente de presión, C_q, depende de la geometría del recipiente. Según la **Tabla A.21.13**, del Anexo 21, al ser una vasija cilíndrica, y estar conectado a varios equipos auxiliares, el valor del coeficiente de presión es 0,9.

El último de los coeficientes, el del factor por ráfagas, depende de la altura desde el suelo y el tipo de exposición, según la **Tabla A.21.14**, del Anexo 21, y considerando una exposición tipo C, para una altura de exposición de 33,67 m, que son 110,4 ft (altura de la torre más distancia entre fondo y suelo) el coeficiente tiene un valor de 1,8.

Se ha tomado una exposición de tipo C, ya que se trata de una exposición severa, en un terreno grande y abierto.

Sustituyendo todos los datos en la **Ecuación A.11.40**, resulta:

$$P_w = 32{,}44 \frac{lb}{ft^2} \cdot 0{,}9 \cdot 1{,}8 = 52{,}55 \; lb/ft^2$$

Mediante la siguiente expresión se calcula el momento debido a la carga por viento:

$$M_{exp} = M - h_{exp} \cdot \left(V - 0{,}5 \cdot P_w \cdot D_0 \cdot h_{\text{exp}}\right) \qquad [A.11.41]$$

Donde: M_{exp} Momento a la altura $h_{exp.}$

M Momento máximo, en la base.

h_{exp} Distancia de la base a la posición considerada.

V Esfuerzo cortante.
P_w Presión de diseño del viento.
D_0 Diámetro exterior de la carcasa, incluyendo espesor del aislante.

Se recurre a la siguiente expresión para calcular el esfuerzo cortante:

$$V = P_w \cdot D_0 \cdot H \qquad [A.11.42]$$

Siendo H la altura total de la torre, incluido el faldón, H = 108,80 ft.

Se necesita conocer el espesor del aislante, para calcular el diámetro exterior de la torre. Este espesor va a depender de la temperatura de operación de la columna. Según la **Tabla A.21.11** del Anexo 21, para una temperatura máxima de operación de 344,2K (71,2ºC), el espesor de lana de roca necesario será de 0,04 m. Por lo que el diámetro externo de la envolvente será:

$$D_0 = 2 \cdot 0{,}04m + 1{,}25m = 1{,}33m = 4{,}37\ ft$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.11.42** se obtiene:

$$V = 52{,}55 \frac{lb}{ft^2} \cdot 4{,}37ft \cdot 108{,}80\ ft = 24992{,}15\ lb$$

Para calcular el momento máximo, M, se hace uso de la siguiente expresión:

$$M = P_w \cdot D_0 \cdot H \cdot h_1 = V \cdot h_1 \qquad [A.11.43]$$

Donde h_1 representa el brazo de palanca para la posición 1, que viene dado por:

$$h_1 = \frac{H}{2} = 54{,}40\ ft$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.11.43**:

$$M = 54{,}40\ ft \cdot 24992{,}15\ \ lb = 1359542{,}71\ lb \cdot ft$$

Con todos estos datos ya se puede calcular el momento a la altura considerada mediante la **Ecuación A.11.41**, resultando:

$$M_{exp} = 1359542{,}71\ \ lb \cdot ft - 4{,}92\ \text{ft} \cdot \left(24992{,}15\ \ lb - 0{,}5 \cdot 52{,}55 \frac{lb}{ft^2} \cdot 4{,}37\ ft \cdot 4{,}92\ \text{ft}\right) = 1239361{,}61\ lb \cdot ft$$

Ya se disponen de todos los datos necesarios para calcular el espesor necesario por carga de viento, para ello se recurre a la siguiente expresión:

$$t_{viento} = \frac{12 \cdot M_{exp}}{r_i^2 \cdot \pi \cdot S \cdot E} \qquad [A.11.44]$$

Donde: M_{exp} Momento a la altura analizada, lb·ft.

E Factor de soldadura.

S Tensión máxima admisible, psi.

r_i Radio de la envolvente, incluyendo el espesor del aislante, in. $r_i = \frac{D_0}{2} = 2{,}19\ ft = 26{,}23\ in$.

Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.11.44**, resulta un espesor por carga debida al viento:

$$t_{viento} = \frac{12 \cdot 1239361{,}61\ lb \cdot ft}{(26{,}23in)^2 \cdot \pi \cdot 16700psi \cdot 0{,}85} = 0{,}4846\ in$$

Comparando este espesor con el resultado obtenido para las tensiones de presión interna y externa, se observa que aquellos son menores, por lo que se pueden despreciar. Se tomará como espesor el calculado para la carga de viento, añadiéndole el margen de corrosión.

$$t = 0{,}4846\ in + 0{,}04in = 0{,}5246\ in = 13{,}33\ mm$$

A continuación se ha de comprobar que este espesor supera al mínimo determinado por norma:

- Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}\ (mm) = 2{,}5 + C = 2{,}5 + 1mm = 3{,}5mm$$

- Según la fórmula para aceros inoxidables:

$$t_{min}\ (mm) = 3mm$$

Por tanto, se toma como valor el espesor comercial inmediatamente superior al calculado anteriormente (13,33mm):

$$t = 14{,}3\ mm$$

11.3.3.- Determinación del espesor del fondo superior

La columna de rectificación estará provista en la parte superior de un cabezal de tipo toriesférico, ya que son los más comunes en la industria. Existen dos clases de cabezales toriesféricos, el tipo Klopper y el Korbbogen. Se utilizará un cabezal tipo Korbbogen siempre que se de alguna de las siguientes situaciones:

- Presión de diseño superior o igual a 7kg/cm^2.
- Temperatura de diseño superior a 350ºC.
- Esbeltez próxima o superior a 10.

Debido a que la esbeltez que presenta la columna es mayor a 10, se utilizarán fondos Korbbogen. Sus dimensiones características se pueden calcular mediante las siguientes expresiones (Código ASME).

$$L = D_i \qquad [A.11.45]$$

$$r = 0{,}06 \cdot L \qquad [A.11.46]$$

$$h = 0{,}169 \cdot D_i \qquad [A.11.47]$$

Siendo: L Radio interior de curvatura.
D_i Diámetro interior de la envolvente.
r Radio interior del abombado.
h Altura de la cúpula.

Sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.11.45, A.11.46**, y **A.11.47**, se obtiene:

$$L = 1{,}25m = 49{,}21in$$
$$r = 0{,}075m$$
$$h = 0{,}211m$$

A continuación se dispone a calcular el volumen y el área del cabezal, a partir de las siguientes expresiones:

$$Volumen = 0{,}08089 \cdot D_i^3 \qquad [A.11.48]$$

$$Área = 0{,}931 \cdot D_0^2 \qquad [A.11.49]$$

El diámetro exterior se calculará con el diámetro interior y el espesor de la envolvente que se ha calculado en el apartado anterior:

$$D_0 = D_i + 2 \cdot e = 1{,}28\,m$$

Sustituyendo en las **Ecuaciones A.11.48** y **A.11.49** resultan:

$$Volumen = 0{,}08089 \cdot (1{,}25m)^3 = 0{,}16\ m^3$$

$$Área = 0{,}931 \cdot (1{,}28\ m)^2 = \ 1{,}52\ m^2$$

Para el cálculo del espesor de la cúpula se recurre al Código ASME, donde se refleja la siguiente expresión:

$$t_p = \frac{M \cdot P_d \cdot L}{2 \cdot S \cdot E - 0{,}2 \cdot P_d} \qquad [A.11.50]$$

Donde S y E, son los mismos valores que los utilizados anteriormente, 16.700 psi y 0,85 respectivamente, y M es un parámetro que depende de las dimensiones del cabezal de la siguiente manera:

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left[3 + \sqrt{\frac{L}{r}}\right] \qquad [A.11.51]$$

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left[3 + \sqrt{\frac{1{,}25}{0{,}075}}\right] = 1{,}7706$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.11.50**, se obtiene un valor de espesor:

$$t_p = \frac{1{,}7706 \cdot 30\ psi \cdot 49{,}21\ in}{2 \cdot 16.700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}2 \cdot 30 psi} = \ 0{,}0921\ in$$

Se le añade el sobreespesor por corrosión:

$$t_p = 0{,}0921 in + 0{,}04 in = 0{,}13\ in = 3{,}36\ mm$$

11.3.4.- Determinación del espesor del fondo inferior

La selección de la cubierta inferior será la misma que para la superior anteriormente dimensionada, se trata de una cubierta toriesférica tipo

Korbbogen, debido a las mismas razones que se expusieron en el apartado anterior. También las dimensiones características se calculan de la misma manera, y además, como dependen únicamente del diámetro de la columna y su espesor, tendrán los mismos valores que para el fondo superior.

$$L = 1{,}25m = 49{,}21in$$

$$r = 0{,}075m$$

$$h = 0{,}211m$$

$$Volumen = 0{,}16m^3$$

$$Área = \ 1{,}52m^2$$

También el espesor en la cubierta inferior va a ser el mismo que en la superior, por lo que

$$t_p = 0{,}13\ in = 3{,}36mm$$

11.3.5.- 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 de la faldilla, no puede ser mayor de 100 mm, pero sí tiene que superar al mayor de los siguientes valores:

$$h \geq 0{,}3 \cdot \sqrt{D_e \cdot e_f} = 19{,}65\ mm$$

$$h \geq 3 \cdot e_f = 10{,}07\ mm$$

$$h \geq 25mm$$

Donde: D_e Diámetro exterior de la carcasa, mm.
e_f Espesor de la pared del fondo, mm.

El mayor de los valores obtenidos es de 19,65 mm por lo que se tomará una altura de faldilla de 25 mm, tanto para la inferior como para la superior.

11.3.6.- 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 0,21 metros. Además, se ha de considerar la altura de la faldilla superior e inferior, calculadas en el apartado anterior, por lo que la altura total de la columna será:

$$H_{TOTAL} = H_{envolvente} + 2 \cdot H_{fondo} + 2 \cdot H_{faldilla}$$
$$= 0{,}6m \cdot 50 + 2 \cdot 0{,}6m + 2 \cdot 0{,}21m + 2 \cdot 0{,}025 = 31{,}67m$$

La columna de rectificación tendrá una altura de 31,67 m.

11.3.7. 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 1,5 m.
- La esbeltez 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, debido a su esbeltez, que es mayor de 5.

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.

11.3.8.- 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.21.11** del Anexo 21, 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 71,2ºC, se obtiene un espesor de lana de roca de 40 milímetros.

ANEXO 12:
EQUIPO AUXILIAR DE LA COLUMNA CR-02

12.1.- Introducción

Para completar el diseño de la columna de rectificación CR-02 es necesario diseñar sus equipos auxiliares, como ya se ha explicado en el **Capítulo 12** de la Memoria del presente Proyecto, éstos son un condensador y un calderín. El diseño de ambos equipos se abordará de forma análoga al resto de intercambiadores de calor del proceso.

12.2.- Condensador

Para la selección del condensador se opta por el diseño de un condensador de contracorriente de carcasa y tubos por ser el que mejor se adapta a las condicione de trabajo.

12.2.1.-Corriente de entrada

La corriente alimentación del condensador será la proveniente de la cabeza de la columna CR-02 que se encuentra a 30 ºC (303K). Esta corriente debe condensar, para dirigirse con posterioridad al acumulador de reflujo. Para ello se hará uso de agua de la red interna de la Refinería a 7 ºC (280K) que elevará su temperatura en el proceso hasta 13ºC (286K).

Propiedades de la corriente de fluido caliente:

- Densidad media: 340,86 kg/m^3
- Viscosidad media: 9,4·10^{-5} Pa·s
- Temperatura entrada: 303 K
- Temperatura salida: 299 K
- Temperatura media: 301 K
- Capacidad calorífica media c_{pc}: 2.498,86 J/(kg·K)

- Conductividad térmica media k_c: 0,1188 W/(m·K)
- Flujo másico m_c: 0,91 kg/s

Propiedades de la corriente del agua de refrigeración:

- Densidad media: 999,32 kg/m^3
- Viscosidad media: $1{,}2 \cdot 10^{-3}$ Pa·s
- Temperatura entrada: 280 K
- Temperatura salida: 286 K
- Temperatura media: 283 K
- Capacidad calorífica media c_{pf}: 4.193,29 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_f: 0,590 W/(m·K)
- Flujo másico m_f: 127,7 kg/s (Calculado en el **Apartado 12.2.3**)

12.2.2.- Asignación de los flujos

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 refrigeración por el interior de los tubos. A este criterio, además, debe sumársele el factor de que el agua de refrigeración es un fluido que puede contener un alto índice de suciedad.

12.2.3.- Calor intercambiado

El calor intercambiado en el condensador se ha obtenido del simulador Chemcad y presenta el valor que se muestra a continuación.

$$Q = 3213119{,}4\ J/s$$

La expresión general del calor intercambiado que se obtiene a partir de un balance de energía al intercambiador, resulta:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \qquad [A.12.1]$$

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 perdida por el fluido caliente es igual a la que gana el fluido frío, si se desprecian las pérdidas térmicas. Por tanto, teniendo en cuenta que el fluido frío experimenta un aumento de temperatura, para este fluido se tendría la expresión:

$$Q = m_F \cdot c_{p_F} \cdot \Delta T_F \qquad [A.12.2]$$

Donde:
- Q Calor intercambiado entre los fluidos.
- m_F Caudal másico del fluido frío.
- m_C Caudal másico del fluido caliente.
- C_{pF} Calor específico del fluido frío.
- C_{pC} Calor específico del fluido caliente.
- ΔT_F Diferencia de temperatura de la corriente fría.
- ΔT_C Diferencia de temperatura de la corriente caliente.

A partir del calor intercambiado, y de la **Ecuación A.12.2**, se obtiene la cantidad necesaria de agua de refrigeración:

$$m_F = \frac{Q}{c_{p_F} \cdot \Delta T_F} = \frac{3213119{,}4\ \frac{J}{s}}{4193{,}29\ \left(\frac{J}{kg \cdot K}\right) \cdot (286 - 280)K} = 127{,}7\frac{kg}{s}$$

12.2.4.- Principales características del equipo

Los tubos tendrán un diámetro externo de 0,75 pulgadas y un diámetro interno de 0,56 pulgadas. Tendrán una disposición triangular con un Pitch de 1 pulgada. El número de pasos tanto por tubos como por carcasa será 1.

Los tubos y la carcasa estarán construidos de acero inoxidable AISI 316L debido a su contacto con ácido cianhídrico, que es corrosivo.

12.2.5.- Diferencia de temperatura media logarítmica

El valor medio de la temperatura va a estar condicionado por la evolución que presenta la temperatura de cada fluido a partir de la de entrada. Para el cálculo de esta temperatura media logarítmica (LMTD) se hace uso de la siguiente expresión, donde los subíndices C y F se refieren a las corrientes de fluido caliente y frío respectivamente, y "ent" y "sal" a la entrada y la salida respectivamente.

$$LMTD = \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right) - \left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}{\ln \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right)}{\left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}} \qquad [A.12.3]$$

$$LMTD = \frac{(303K - 280K) - (299K - 286K)}{\ln \frac{(303K - 280K)}{(299K - 286K)}} = 17{,}53\ K$$

En el caso de intercambiadores de carcasa y tubos de pasos múltiples, como es el caso en estudio, se introduce un factor de corrección (F), de este modo, la diferencia de temperatura media logarítmica queda:

$$\Delta T_m = F \cdot LMTD \qquad [A.12.4]$$

El factor de corrección depende de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes y de la configuración geométrica del intercambiador. Existen unas gráficas para las configuraciones típicas de intercambiadores de calor, donde obtener el factor F en función de las razones P y R, definidas a continuación.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_{1-}t_1} \qquad [A.12.5]$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_{2-}t_1} \qquad [A.12.6]$$

Como ya se ha comentado en varias ocasiones a lo largo del presente Proyecto, el factor de corrección para condensadores y calderines será la unidad. De acuerdo con lo anterior, y sabiendo que el número de pasos por tubos es 1, se tiene que F = 1, por lo que resulta:

$$\Delta T_m = 17{,}53\ K$$

12.2.6.- Balance de energía

La velocidad de transferencia de calor en un intercambiador de calor se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton de enfriamiento, esto es:

$$Q = U \cdot A_S \cdot \Delta T_m \qquad [A.12.7]$$

Donde: Q Calor intercambiado entre fluidos en J/s.

U Coeficiente global de transferencia de calor (W/(m^2·K)).

A_s Área de transferencia de calor expresado en m^2.

ΔT_m Diferencia de temperatura media logarítmica.

12.2.6.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

En estos sistemas de intercambio de calor dos fluidos 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. Los efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

Esta red de resistencias térmicas fluido-pared-fluido contiene dos resistencias a la convección y una a la conducción. La resistencia térmica total queda:

$$R = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.12.8]$$

Donde k_m es la conductividad térmica del material de la pared y L es la longitud del tubo. Y los subíndices i y o se refieren a las superficies interior y exterior de los tubos, respectivamente.

Al combinar todas las resistencias en una sola, la transferencia de calor se puede expresar:

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = U \cdot A \cdot \Delta T = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T = U_o \cdot A_o \cdot \Delta T \qquad [A.12.9]$$

Siendo h el coeficiente individual de convección, la ecuación anterior se convierte en:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_o \cdot A_o} = R = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.12.10]$$

Además de lo expuesto anteriormente, el rendimiento de los intercambiadores de calor suele deteriorarse con el paso del tiempo debido

a la acumulación de suciedad sobre las superficies de transferencia de calor. Esta suciedad o acumulaciones, ejerce una resistencia adicional para la transferencia y provoca una disminución de la misma.

El factor de incrustación R_f representa el efecto de estas acumulaciones en la transferencia de calor. Este factor depende de la temperatura de operación, de la velocidad de los fluidos y de la duración del servicio.

Para un intercambiador de calor de carcasa y tubo, la **Ecuación A.12.10** se puede expresar como:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{R_{f,o}^{''}}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.12.11]$$

Para que el coeficiente global de intercambio de calor tenga significado se debe especificar 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=π·D·L.

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{D_i} \cdot D_o + \frac{D_o \cdot ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot k_m} + R_{f,o}^{''} + \frac{1}{h_o} \qquad [A.12.12]$$

12.2.6.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna

Para el cálculo del coeficiente de película interna se hace uso del Nusselt y del Reynolds, cuyas expresiones son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \qquad [A.12.13]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu} \qquad [A.12.14]$$

Donde: k Conductividad térmica del fluido.

G Velocidad másica del fluido que circula por el interior de los tubos en kg/(s·m^2).

μ Viscosidad del fluido expresado en Pa·s.

D_i Diámetro interior de los tubos en m.

A continuación se muestra la expresión utilizada para el cálculo de la velocidad másica, G.

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.12.15]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por los tubos (kg/s)

n_t Número de pasos por tubos.

N_t Número de tubos.

Para comenzar con el procedimiento iterativo de cálculo, se ha de suponer de antemano un valor de diámetro de carcasa, de los que aparecen en la **Tabla A.21.1** del Anexo 21. A partir de éste, y del número de tubos relacionado con él, se calcularán los coeficientes de convección tanto interior como exterior, y por tanto, el valor del coeficiente global. Una vez conocido el coeficiente global, U, se calculará el área necesaria de intercambio, y con ésta, imponiendo un valor de longitud de tubos (dentro del rango de los valores comerciales), se obtendrá un número de tubos necesarios para el intercambio de calor definido. Conociendo este valor se comprobará que el número de tubos necesarios no sobrepasa a los que se supusieron al principio del proceso iterativo, si por el contrario, el número de tubos obtenidos como necesarios es mayor que el supuesto, se cambiará de tamaño de tubos para que el número de tubos necesarios sea menor, y si aun así no es posible, se tendrá que comenzar de nuevo suponiendo un diámetro de carcasa mayor, y por tanto, un mayor número de tubos.

Se supone por tanto un diámetro de carcasa, como ya se ha comentado, para ello es necesario acudir a la **Tabla A.21.1** del Anexo 21. Esta tabla, tal y como está representada es adecuada para diámetros internos de tubo de 0,75 pulgadas y para Pitch de 15/16 pulgadas. En el resto de los casos el número de tubos se verá multiplicado por un factor de corrección según el diámetro interno de tubo y el valor del Pitch, que se encontrará en la **Tabla A.21.2** del Anexo 21.

Los valores seleccionados para un diámetro de tubo de 0,75 pulgada (0,014m) y un Pitch de 1 pulgada son los siguientes:

$$D_c = 56\ in = 1{,}42\ m$$
$$N_{t,o} = 2704$$
$$Factor\ corrección = 0{,}88$$
$$N_t = 2380$$

Siendo D_c el diámetro interno de la carcasa, $N_{t,o}$ el número de tubos obtenido en la **Tabla A.21.1** y N_t el número de tubos definitivos una vez multiplicado por el factor de corrección.

Sustituyendo estos valores en la **Ecuación A.12.15**, se obtiene una velocidad másica:

$$G = \frac{4 \cdot 127{,}7\ kg/s \cdot 1}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 2380} = 337{,}68\ kg/(m^2 \cdot s)$$

Conocido el valor de la velocidad másica ya se puede obtener a partir de la **Ecuación A.12.14** el valor del número de Reynolds.

$$Re = \frac{337{,}68\ \ kg/(m^2 \cdot s) \cdot 0{,}014m}{1{,}2 \cdot 10^{-3} Pa \cdot s} = 4{,}01 \cdot 10^3$$

Se utiliza a continuación la siguiente expresión para el cálculo del Nusselt, relacionándolo con el Reynolds:

$$Nu_d = 0{,}023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot Pr^n \qquad [A.12.16]$$

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 frio que circula por el interior de los tubos (si fuese al contrario n = 0,3).

Pr representa el número de Prandt, calculado a partir de la siguiente expresión, e introduciendo los valores de las propiedades respecto al fluido que circula por los tubos:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \qquad [A.12.17]$$

$$Pr = \frac{4193{,}29\ J/(kg \cdot K) \cdot 1{,}2 \cdot 10^{-3} Pa \cdot s}{0{,}590\ W/(m \cdot K)} = 8{,}51$$

Una vez conocidos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.12.16**, y se obtiene el valor del Nusselt.

$$Nu_d = 0{,}023 \cdot (4{,}01 \cdot 10^3)^{4/5} \cdot 8{,}51^{0{,}4} = 41{,}35$$

Este valor se relaciona ahora mediante la **Ecuación A.12.13** con el coeficiente individual de película interna, despejándolo resulta:

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{D_i} = \frac{41{,}35 \cdot 0{,}590\ W/(m \cdot K)}{0{,}014m} = 1714{,}51\ W/(K \cdot m^2)$$

12.2.6.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa

Este coeficiente se obtendrá del mismo modo que el anterior, haciendo uso del Reynolds y el Nusselt. Pero en este caso las expresiones que los definen son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_o \cdot D_o}{k} \qquad [A.12.18]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_c}{\mu} \qquad [A.12.19]$$

$$G = \frac{4 \cdot m}{\pi(D_c^2 - N_T \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.12.20]$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot Re_D^{0,5} \cdot Pr^{1/3}}{[1 + (0{,}4/Pr)^{2/3}]^{0,25}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{5/8}\right]^{0,8} \qquad [A.12.21]$$

Donde: D_c Diámetro interno de carcasa (1,42 m).

D_o Diámetro externo de tubos (0,019 m).

X Representa la relación $Pitch/D_o$ y su valor es 1,33.

Pr Número de Prandt, calculado con la **Ecuación A.12.17** utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa. Tiene un valor de Pr = 1,98.

Sustituyendo los valores de las propiedades del fluido que circula por la carcasa en las **Ecuaciones A.12.18, A.12.19, A.12.20** y **A.12.21** se obtienen los siguientes resultados:

$$G = \frac{4 \cdot 0{,}91\ kg/s}{\pi((1{,}42m)^2 - 2380 \cdot (0{,}019\ m)^2) \cdot 1{,}33} = 0{,}7514\ kg/(s \cdot m^2)$$

$$Re = \frac{0{,}7514\ kg/(s \cdot m^2) \cdot 1{,}42m}{9{,}4 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 1{,}14 \cdot 10^4$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot (1{,}14 \cdot 10^4)^{0{,}5} \cdot 1{,}98^{1/3}}{[1 + (0{,}4/1{,}98)^{2/3}]^{0{,}25}} \left[1 + \left(\frac{1{,}14 \cdot 10^4}{282000}\right)^{5/8}\right]^{0{,}8}$$

$$= 85{,}6$$

$$h_o = \frac{85{,}6 \cdot 0{,}1188 \frac{W}{m \cdot K}}{0{,}019\ m} = 5{,}34 \cdot 10^2 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

12.2.6.4.- Factores de incrustación interno y externo

Estos dos factores adquieren un valor de $R''_{f,i}$ = 0,0002 m^2·K/W y $R''_{f,o}$ = 0,00045 m^2·K/W (Normas TEMA).

12.2.6.5.- Conductividad térmica del metal

Para hallar la resistencia a la conducción, es necesario conocer la conductividad térmica del material. Teniendo en cuenta el material de los tubos, que es acero inoxidable AISI 316L, y que la temperatura máxima de las corrientes se encuentra alrededor de los 30ºC se obtiene según **Tabla A.21.3** del Anexo 21 una conductividad $k_m = 13{,}7\ W/(m \cdot K)$.

Conocidos ya los valores de los coeficientes individuales de película, tanto interna como externa, los factores de incrustación, y la conductividad térmica del metal, se puede calcular el coeficiente global de transferencia de calor a partir de la **Ecuación A.12.12.**

$$\frac{1}{U_o} = \frac{0{,}019\ m}{1714{,}51\ W/(K \cdot m^2) \cdot 0{,}014m} + \frac{0{,}0002\ \text{m}^2 \cdot \text{K/W}}{0{,}014m} \cdot 0{,}019\ m$$

$$+ \frac{0{,}019\ m \cdot ln\left(\frac{0{,}019\ m}{0{,}014m}\right)}{2 \cdot 13{,}7\ W/(m \cdot K).} + 0{,}00045\ \text{m}^2 \cdot \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

$$+ \frac{1}{5{,}34 \cdot 10^2 \frac{W}{K \cdot m^2}} = 3{,}58 \cdot 10^{-3} m^2 \cdot K/W$$

Con lo cual el coeficiente global resulta:

$$U_o = 279{,}61\, W/(m^2 \cdot K)$$

A continuación, a partir de la **Ecuación A.12.7,** despejando el área, se calculará la superficie requerida para el intercambio de calor:

$$A = \frac{Q}{U_o \cdot \Delta T_m} \qquad [A.12.22]$$

$$A = \frac{3213119{,}44\ \frac{J}{s}}{279{,}61\ \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 17{,}53K} = 655{,}64\, m^2$$

12.2.7.- Cálculo del número de tubos

Para calcular el número de tubos se debe seleccionar en primer lugar la longitud de éstos. Los valores de longitudes comerciales para los tubos suelen ser 10 ft, 12 ft, 14 ft, 16 ft, 18 ft, 20 ft, 22 ft, 24 ft y 26 ft. Para el caso que se diseña, se va a seleccionar una longitud de tubos de 16 ft (4,88m).

Se calculará en primer lugar la longitud que tendría el intercambiador si estuviera formado por un único tubo (L^*). Para ello se hace uso de la siguiente expresión:

$$L^* = \frac{A}{Perímetro\ tubo} \qquad [A.12.23]$$

Siendo el perímetro del tubo:

$$P = \pi \cdot \left(\frac{D_o}{2}\right) = \pi \cdot \frac{0{,}019}{2} = 0{,}0598\, m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.12.23**:

$$L^* = \frac{655{,}64\ m^2}{0{,}0598\ m} = 10955{,}13\ m$$

A partir de esta longitud, y sabiendo que cada tubo tiene 4,88 m de largo, se puede obtener el número de tubos:

$$N_t = \frac{10955{,}13\ m}{4{,}88\ m} = 2246\ tubos$$

Se supuso al principio del cálculo, en el **Apartado 12.2.6.2.** del presente Anexo, que la carcasa seleccionada tendría 2380 tubos. Se comprueba por tanto que el número de tubos necesarios es menor que el supuesto, por lo que el cálculo ha sido correcto. Si hubiese salido un número superior al supuesto, se tendrían que haber modificado el tamaño de los tubos para que el número de tubos necesarios disminuyera, si aun así saliese superior, se tendrían que rehacer los cálculos suponiendo un nuevo valor de diámetro de carcasa y por tanto, de número de tubos.

El intercambiador de calor contará con 2380 tubos de 16 pies cada uno, en una carcasa de 56 pulgadas de diámetro interno.

12.2.8.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores

En la carcasa se han de colocar unos tabiques que obligan al fluido a circular de manera perpendicular a los tubos para que se mejore la transmisión de calor, éstos son llamados deflectores.

El número de deflectores (N_c) se determina a partir de la siguiente fórmula:

$$N_c = \frac{l}{P_{def}} \qquad [A.12.24]$$

Donde l es la longitud de los tubos y P_{def} corresponde con el espaciamiento que existe entre deflectores. Este espaciamiento se calcula como la media entre el máximo y el mínimo establecido.

La separación mínima entre deflectores ($P_{def,min}$) será el mayor de estos dos valores:

- 1/5 del diámetro interior de la carcasa (0,2845 m).
- 2 in (0,0508 m).

En este caso, se opta por el primero de los valores.

La separación máxima viene dada por la siguiente tabla teniendo en cuenta el diámetro exterior y el material de los tubos.

Tabla A.12.1
Separación máxima entre deflectores (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)

Para nuestro caso, se tendrá una separación máxima de 60 pulgadas (1,52 m). Se calcula la media entre la separación máxima y la mínima y se obtiene una separación de deflectores:

$$P_{def} = 0{,}90\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.12.24**, el número de deflectores es:

$$N_c = \frac{4{,}88\ m}{0{,}90\ m} = 5{,}4$$

El número de deflectores del intercambiador será seis.

Las normas TEMA establecen el espesor de los deflectores mediante la **Tabla A.12.2**, a partir del diámetro de la carcasa (56 in) y el espaciamiento entre placas (35,6 in).

Tabla A.12.2
Espesor de placas deflectoras (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)	
(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)
8 - 24 (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)
9 - 38 (737-985)	3/16	(4.8)	1/4	(6.4)	5/16	(7.5)	3/8	(9.5)	1/2	(12.7)	5/8	(15.9)
9 - 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)
1 - 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 de las placas deflectoras es de 0,375 in (9,5 mm).

Por último, comentar con respecto al diámetro de la deflectora, que éste será ligeramente inferior al de la carcasa y posee un segmento libre igual al 25% del diámetro interior de la carcasa D_c.

12.2.9.- Diseño mecánico

12.2.9.1.- Espesor de los tubos

Para determinar el espesor requerido por presión interna en el interior de los tubos que conforman el intercambiador se empleará un cálculo que

se rige por las especificaciones del Código ASME B31.3. De acuerdo a este código, el espesor se calcula mediante las siguientes expresiones:

$$t = \frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} \qquad [A.12.25]$$

Teniendo en cuenta el sobreespesor por corrosión y la tolerancia de fabricación, la ecuación anterior queda:

$$t = \left(\frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} + C\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{M}{100}}\right) \qquad [A.12.26]$$

Donde:
- P_D Presión de diseño.
- D_o Diámetro exterior de la tubería.
- S Tensión máxima permisible.
- E Eficiencia de la soldadura.
- Y Coeficiente que depende del material de la tubería y de la temperatura de diseño.
- C Margen por corrosión.
- M Tolerancia de fabricación.

A continuación se procede a definir y calcular las variables que intervienen en la **Ecuación A.12.26**.

- Presión de diseño, P_D

La presión de diseño se obtiene añadiendo un 10% a la presión máxima de operación. Si este valor obtenido es menor a 30 psi, se tomará este último como presión de diseño.

$$P_{op} = 1\ atm = 14{,}7\ psi$$

$$P_D = 1{,}1 \cdot 14{,}7\ psi = 16{,}17\ psi$$

Se tomará por tanto, $P_D = 30\ psi$.

- Diámetro exterior, D_o

El diámetro exterior de los tubos del intercambiador es 0,75 pulgadas. (Ver **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

- Tensión máxima admisible, *S*

Para determinar la tensión máxima admisible se recurre a las tablas de materiales del Código ASME B31.3, para tuberías de acero inoxidable AISI 316L sometidas a una temperatura máxima de 200 ºF, temperatura inmediatamente superior a la temperatura de diseño (Tª máxima del sistema +20ºC) la tensión máxima admisible tiene un valor de S=16700 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

- 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%.

- Eficiencia de la soldadura, *E*

Este término representa 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*

Este factor se obtiene a partir de la **Tabla A.21.9** del Anexo 21. Para una temperatura del sistema por debajo de los 900 ºF y un material para los tubos que es acero inoxidable AISI 316L, el factor Y toma un valor de 0,4.

- Margen de corrosión, *C*

Se considera que un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año es satisfactorio para recipiente y tuberías. Para los intercambiadores de calor se considera un valor para la vida útil de 15 años. El margen de corrosión se tomará como el valor del desgaste producido durante ésta, por lo tanto C=0,005 in/año.

$$C = 0{,}005\frac{in}{\text{año}} \cdot 15\ años = 0{,}075\ in = 0{,}1905\ cm$$

Si se sustituyen todos estos parámetros en la **Ecuación A.12.26** resulta un valor de espesor:

$$t = \left(\frac{0{,}75\ in \cdot 30\ psi}{2 \cdot (16700\ psi \cdot 1 + 0{,}4 \cdot 30\ psi)} + 0{,}075\ in\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{12{,}5}{100}}\right)$$

$$= 0{,}086in$$

Se elegirá un espesor de 0,095 in ya que es el espesor estándar inmediatamente superior al calculado (véase en la **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

12.2.9.2.- Espesor de la carcasa

Antes de comenzar el cálculo del espesor basado en la presión interna, se determinará el espesor mínimo.

- Espesor mínimo según Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}\,(mm) = 2{,}5 + C = 2{,}5 + 1{,}905 = 4{,}405\,mm = 0{,}173\,in$$

- Espesor mínimo según la fórmula para aceros inoxidables:

$$t_{min}\,(mm) = 3mm$$

Se tomará por tanto como valor mínimo el mayor de los dos calculados, es decir, $t_{min} = 4{,}405\,mm = 0{,}173\,in$.

De acuerdo con el Código ASME VIII-Div.1, el espesor de la carcasa debe determinarse teniendo en cuenta las tensiones a las que se verá sometida. Para cada una de ellas, debe hallarse el espesor necesario para soportarlas, 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:

Tabla A.12.3.
Tensiones a las que está sometido el equipo (Megyesy E.F., 2001)

	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		**TENSIONES LONGITUDINALES**	
CARGA	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**
Peso				X
Viento			X	X
Seísmo			X	X
Presión interior	X		X	
Presión exterior				

Debido a que ejercen una mayor influencia, sólo se tendrán en cuenta las tensiones ejercidas por la presión interna, el resto serán despreciadas. Posteriormente se selecciona un espesor de entre los espesores comerciales, tomando entonces un margen de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo.

Las relaciones que permiten determinar el espesor debido a cada una de estas tensiones se recogen a continuación.

Tensiones circunferenciales:

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0{,}6 \cdot P_D} \qquad [A.12.27]$$

Tensiones longitudinales:

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P_D} \qquad [A.12.28]$$

Donde: P_D Presión de diseño interna, en psi.
R Radio interior de la envolvente, en in.
S Máxima tensión admisible, en psi.
E Eficiencia de junta.
C Margen de corrosión, expresado en in.

A continuación se explican y calculan cada uno de los parámetros que intervienen en estas expresiones:

- Presión de diseño, P_D

La presión de diseño será un 10% mayor que la presión de operación. En el caso que este valor no supere los 30 psi se tomará como presión de diseño 30 psi.

$$P_{op} = 1\ atm = 14{,}7\ psi$$
$$P_D = 1{,}1 \cdot 14{,}7\ psi = 16{,}17\ psi$$

Por tanto se elige como presión de diseño:

$$P_D = 30\ psi$$

- Temperatura de diseño, T_D

Se considera que la temperatura de diseño es aquella que supera en 20ºC a la máxima temperatura del sistema. En este caso:

$$T_D = 20℃ + 30℃ = 50℃ = 122°F$$

- Tensión máxima admisible, *S*

Se determina a través de las tablas de materiales del Código ASME, se tiene que para carcasas de acero inoxidable AISI 316L, a una temperatura de 200ºF (temperatura inmediatamente superior a la de diseño), la tensión máxima admisible, S = 16.700 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

- Eficiencia de la soldadura, *E*

El valor para la eficiencia de junta se obtiene a partir de la tabla UW-12 del código ASME VIII–Div.1 (véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21). En este caso, 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, se presenta un valor de E = 0,85.

Ya se está en disposición de calcular los espesores, sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.12.27 y A.12.28**.

$$t_{circ} = \frac{30\ psi \cdot \left(\frac{56}{2}\right) in}{16.700 psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30\ psi} = 0{,}059\ in$$

$$t_{long} = \frac{30\ psi \cdot \left(\frac{56}{2}\right) in}{2 \cdot 16.700 psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi} = 0{,}030\ in$$

Con estos espesores calculados se toma el de mayor valor, y se le añadirá el sobreespesor por corrosión.

$$t_{carcasa} = 0{,}059\ in + 0{,}075\ in = 0{,}134\ in$$

Como puede observarse $t_{carcasa} = 0{,}134\ in < t_{min}$, por este motivo, el espesor de la carcasa será el espesor mínimo determinado por el Código ASME, calculado con anterioridad.

$$t = 4{,}405\ mm$$

Se tomará finalmente el espesor comercial inmediatamente superior al calculado (véase **Tabla A.21.10** del Anexo 21).

$$t_{carcasa} = 4{,}8\ mm$$

12.2.10.- Cálculo de las pérdidas de carga

12.2.10.1.- Pérdida de carga en los tubos

Para el interior de los tubos, la pérdida de carga se calcula mediante la Ecuación de Fanning:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{D_i \cdot \rho} \qquad [A.12.29]$$

Siendo: f Factor de fricción.

G Velocidad másica, kg/(m^2·s)

L Longitud de los tubos del intercambiador, m.

D_i Diámetro interior de los tubos, m.

ρ Densidad del fluido que circula por los tubos, kg/m^3.

La velocidad másica se determina a partir de la siguiente expresión:

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.12.30]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por tubos, kg/s

n_t Paso por los tubos.

N_t Número de tubos del intercambiador de calor.

D_i Diámetro interior de los tubos, m.

Se disponen de todos los datos así que se procede a sustituirlos en la **Ecuación A.12.30**, obteniéndose:

$$G = \frac{4 \cdot 127{,}7\ \frac{kg}{s} \cdot 1}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 2380} = 337{,}68 \frac{kg}{s \cdot m^2}$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros inoxidables comerciales es ε = 0,002 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,00014.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por los tubos:

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu} \qquad [A.12.31]$$

$$Re = \frac{0{,}014\,m \cdot 337{,}68 \dfrac{kg}{s \cdot m^2}}{1{,}2 \cdot 10^{-3} Pa \cdot s} = 4{,}01 \cdot 10^3$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción $f = 0{,}04$.

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.12.29**.

$$\Delta P = \frac{0{,}04 \cdot \left(337{,}68 \dfrac{kg}{s \cdot m^2}\right)^2 \cdot 4{,}88\,m}{0{,}014\,m \cdot 999{,}32\ \dfrac{kg}{m^3}} = 1565{,}32 \frac{kg}{m \cdot s^2} = 0{,}016\ bar$$

12.2.10.2.- Pérdida de carga en la carcasa

El cálculo de la pérdida de carga en la carcasa se realiza mediante el método de CERN, utilizando la siguiente expresión:

$$\Delta P_c = \frac{f_c \cdot G_c^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_c}{\rho \cdot D_e} \qquad [A.12.32]$$

Donde: f_c Factor de fricción en la carcasa.
G_c Velocidad másica en la carcasa.
N_c Número de deflectores.
D_c Diámetro de la carcasa.
D_e Diámetro equivalente.

La velocidad másica para la carcasa se calcula utilizando la expresión:

$$G_c = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot (D_c^2 - N_t \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.12.33]$$

En esta expresión, m representa el caudal másico del fluido que circula por la carcasa, es decir 0,91 kg/s. El término 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.

$$X = \frac{1\ in}{0{,}75\ in} = 1{,}33$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.12.33**:

$$G_c = \frac{4 \cdot 0{,}91\ kg/s}{\pi \cdot ((1{,}42m)^2 - 2380 \cdot (0{,}019m)^2) \cdot 1{,}33} = 0{,}75\ kg/(m^2 \cdot s)$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros inoxidables es ε = 0,002 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,00014.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa:

$$Re = \frac{D_c \cdot G_c}{\mu} \qquad [A.12.34]$$

$$Re = \frac{1{,}42\ m \cdot 0{,}75 \dfrac{kg}{s \cdot m^2}}{9{,}4 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 1{,}14 \cdot 10^4$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción $f_c = 0{,}03$.

El número de deflectores calculado anteriormente es de 6 deflectores.

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. La expresión para el cálculo del diámetro equivalente es la siguiente, introduciendo el Pitch en metros.

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{(4/3 \cdot Pitch^2) - (\pi \cdot D_o^2/8)}{\pi \cdot D_o/2} \right) \qquad [A.12.35]$$

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{\left(\frac{4}{3} \cdot (0{,}0254m)^2\right) - (\pi \cdot (0{,}019m)^2/8)}{\pi \cdot (0{,}019m)/2} \right) = 0{,}096\, m$$

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.12.32**, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa.

$$\Delta P_c = \frac{0{,}03 \cdot \left(0{,}75 \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)^2 \cdot (6+1) \cdot 1{,}42m}{340{,}86\ \frac{kg}{m^3} \cdot 0{,}096m} = 0{,}0052 \frac{kg}{m \cdot s^2}$$
$$= 5{,}2 \cdot 10^{-8} bar$$

Sumando las dos pérdidas de carga calculadas para el exterior e interior de los tubos se obtiene una pérdida total de presión de:

$$\Delta P_{total} = 0{,}016\ bar + 5{,}2 \cdot 10^{-8}\ bar = 0{,}016\ bar$$

12.2.11.- Aislamiento

El material elegido para aislar el condensador en este caso será, al igual que los anteriores, lana de roca, ya que es el material más económico que cubre las necesidades requeridas. Se aísla la carcasa externa del

intercambiador y se recubre el aislante con una chapa de aluminio. El espesor de la lana de roca necesario viene en función de la temperatura máxima de operación, según la **Tabla A.21.11** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera, y para una temperatura máxima de operación de hasta 30ºC, se determina un espesor de lana de roca mínimo, que serán 40 milímetros.

12.3. Calderín

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.

12.3.1.-Corriente de entrada

La corriente alimentación del calderín será la proveniente de colas de la columna CR-02 que se encuentra a 344K. Esta corriente debe evaporarse parcialmente, para poder ser recirculada en parte a la columna. Para ello se hará uso de vapor de agua de media presión (10,3 bar; 454,8K), que se condensará durante el proceso.

Propiedades de la corriente de fluido frío:

- Densidad media: 579,50 kg/m^3
- Viscosidad media: 2,1·10^{-4} Pa·s
- Temperatura entrada: 344 K
- Temperatura salida: 344,2 K
- Temperatura media: 344,1 K

- Capacidad calorífica media c_{pF}: 2178,70 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_F: 0,1272 W/(m·K)
- Flujo másico m_F: 4,73 kg/s

Propiedades de la corriente del fluido caliente:

- Densidad media: 445,07 kg/m^3
- Viscosidad media: 8,1·10^{-5} Pa·s
- Temperatura entrada: 454,83 K
- Temperatura salida: 454,83 K
- Temperatura media: 454,83 K
- Capacidad calorífica media c_{pC}: 3561,32 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_C: 0,3545 W/(m·K)
- Flujo másico m_C: 0,539 kg/s (Calculado en el **Apartado 12.3.3**)
- Calor latente de la corriente caliente, $\lambda_C = 2{,}01 \cdot 10^6 J/kg$

12.3.2.- Asignación de los flujos

Para decidir qué fluido circula por tubos y cuál por la 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 10,3 bar circulará por los tubos.

12.3.3.- Calor intercambiado

El calor intercambiado en el reboiler se ha obtenido del simulador Chemcad y presenta el valor:

$$Q = 1059486{,}11\, J/s$$

La expresión general del calor intercambiado que se obtiene a partir de un balance de energía al intercambiador, resulta:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \qquad [A.12.36]$$

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 perdida por el fluido caliente es igual a la que gana el fluido frío, si se desprecian las pérdidas térmicas.

Por tanto, teniendo en cuenta que el fluido caliente experimenta un cambio de fase, para este fluido se tendría la expresión:

$$Q = m_c \cdot \lambda_C \qquad [A.12.37]$$

Donde: Q Calor intercambiado entre los fluidos.
m_C Caudal másico del fluido caliente.
λ_C Calor latente de la corriente caliente.

A partir del calor intercambiado, y de la **Ecuación A.12.37**, se obtiene la cantidad necesaria de vapor de agua de media presión.

$$m_C = \frac{Q}{\lambda_C} = \frac{1059486{,}11 \ \frac{J}{s}}{2{,}01 \cdot 10^6 J/kg} = 0{,}53 \frac{kg}{s}$$

12.3.4.- Principales características del equipo

Los tubos tendrán un diámetro externo de 0,75 pulgadas y un diámetro interno de 0,56 pulgadas. Tendrán una disposición triangular con un Pitch de 1 pulgada. El número de pasos por tubos será 2 y por carcasa será 1.

Los tubos y la carcasa estarán construidos de acero inoxidable AISI 316L debido a su contacto con ácido cianhídrico, que es corrosivo.

12.3.5.- Diferencia de temperatura media logarítmica

Para el cálculo de esta temperatura media logarítmica (LMTD) se hace uso de la siguiente expresión, donde los subíndices C y F se refieren a las corrientes de fluido caliente y frío respectivamente, y "ent" y "sal" a la entrada y la salida respectivamente.

$$LMTD = \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right) - \left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}{\ln \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right)}{\left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}} \qquad [A.12.38]$$

$$LMTD = \frac{(454{,}83K - 344K) - (454{,}83K - 344{,}2K)}{\ln \frac{(454{,}83K - 344K)}{(454{,}83K - 344{,}2K)}} = 110{,}73\ K$$

En el caso de intercambiadores de carcasa y tubos de pasos múltiples, como es el caso en estudio, se introduce un factor de corrección (F), de este modo, la diferencia de temperatura media logarítmica queda:

$$\Delta T_m = F \cdot LMTD \qquad [A.12.39]$$

Como ya se ha comentado en varias ocasiones a lo largo del presente Proyecto, el factor de corrección para condensadores y calderines será la unidad. De acuerdo con lo anterior, F = 1, resulta:

$$\Delta T_m = 110{,}73\ K$$

12.3.6.- Balance de energía

La velocidad de transferencia de calor en un intercambiador de calor se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton de enfriamiento, quedando como se muestra a continuación.

$$Q = U \cdot A_S \cdot \Delta T_m \qquad [A.12.40]$$

Donde: Q Calor intercambiado entre fluidos en J/s.
U Coeficiente global de transferencia de calor (W/(m^2·K)).
A_s Área de transferencia de calor expresado en m^2.
ΔT_m Diferencia de temperatura media logarítmica.

12.3.6.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

En estos sistemas de intercambio de calor dos fluidos 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. Los efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

Esta red de resistencias térmicas fluido-pared-fluido contiene dos resistencias a la convección y una a la conducción. La resistencia térmica total queda:

$$R = R_i + R_{pared} + R_o$$
$$= \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.12.41]$$

Donde k_m es la conductividad térmica del material de la pared y L es la longitud del tubo. Y los subíndices i y o se refieren a las superficies interior y exterior de los tubos, respectivamente.

Al combinar todas las resistencias en una sola, la transferencia de calor se puede expresar como se muestra en la siguiente ecuación.

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = U \cdot A \cdot \Delta T = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T = U_o \cdot A_o \cdot \Delta T \qquad [A.12.42]$$

Siendo h el coeficiente individual de convección, la ecuación anterior se convierte en:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_o \cdot A_o} = R = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.12.43]$$

Además de lo expuesto anteriormente, el rendimiento de los intercambiadores de calor suele deteriorarse con el paso del tiempo debido a la acumulación de suciedad sobre las superficies de transferencia de calor. Esta suciedad o acumulaciones, ejerce una resistencia adicional para la transferencia y provoca una disminución de la misma.

El factor de incrustación R_f representa el efecto de estas acumulaciones en la transferencia de calor. Este factor depende de la temperatura de operación, de la velocidad de los fluidos y de la duración del servicio.

Para un intercambiador de calor de carcasa y tubo, la **Ecuación A.12.43** se puede expresar como:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{R_{f,o}^{''}}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.12.44]$$

Para que el coeficiente global de intercambio de calor tenga significado se debe especificar 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 $A=\pi \cdot D \cdot L$.

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{D_i} \cdot D_o + \frac{D_o \cdot ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot k_m} + R_{f,o}^{''} + \frac{1}{h_o} \qquad [A.12.45]$$

12.3.6.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna

Para el cálculo del coeficiente de película interna se hace uso del Nusselt y del Reynolds, cuyas expresiones son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \qquad [A.12.46]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu} \qquad [A.12.47]$$

Donde: k Conductividad térmica del fluido.

G Velocidad másica del fluido que circula por el interior de los tubos en kg/(s·m^2).

μ Viscosidad del fluido expresado en Pa·s.

D_i Diámetro interior de los tubos en m.

A continuación se muestra la expresión utilizada para el cálculo de la velocidad másica, G.

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.12.48]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por los tubos (kg/s)

n_t Número de pasos por tubos.

N_t Número de tubos.

Para comenzar con el procedimiento iterativo de cálculo, se ha de suponer de antemano un valor de diámetro de carcasa, de los que aparecen en la **Tabla A.21.1** del Anexo 21. A partir de éste, y del número de tubos relacionado con él, se calcularán los coeficientes de convección tanto

interior como exterior, y por tanto, el valor del coeficiente global. Una vez conocido el coeficiente global, U, se calculará el área necesaria de intercambio, y con ésta, imponiendo un valor de longitud de tubos (dentro del rango de los valores comerciales), se obtendrá un número de tubos necesarios para el intercambio de calor definido. Conociendo este valor se comprobará que el número de tubos necesarios no sobrepasa a los que se supusieron al principio del proceso iterativo, si por el contrario, el número de tubos obtenidos como necesarios es mayor que el supuesto, se cambiará de tamaño de tubos para que el número de tubos necesarios sea menor, y si aun así no es posible, se tendrá que comenzar de nuevo suponiendo un diámetro de carcasa mayor, y por tanto, un mayor número de tubos.

Se supone por tanto un diámetro de carcasa, como ya se ha comentado, para ello es necesario acudir a la **Tabla A.21.1** del Anexo 21. Esta tabla, tal y como está representada es adecuada para diámetros internos de tubo de 0,75 pulgadas y para Pitch de 15/16 pulgadas. En el resto de los casos el número de tubos se verá multiplicado por un factor de corrección según el diámetro interno de tubo y el valor del Pitch, que se encontrará en la **Tabla A.21.2** del Anexo 21.

Los valores seleccionados para un diámetro de tubo de 0,75 pulgada (0,014m) y un Pitch de 1 pulgada son los siguientes:

$$D_c = 12\ in = 0{,}30\ m$$
$$N_{t,o} = 98$$
$$Factor\ corrección = 0{,}88$$
$$N_t = 87$$

Siendo D_c el diámetro interno de la carcasa, $N_{t,o}$ el número de tubos obtenido en la **Tabla A.21.1** y N_t el número de tubos definitivos una vez multiplicado por el factor de corrección.

Sustituyendo estos valores en la **Ecuación A.12.48**, se obtiene una velocidad másica:

$$G = \frac{4 \cdot 0{,}53\ kg/s \cdot 2}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 87} = 76{,}18\ kg/(m^2 \cdot s)$$

Conocido el valor de la velocidad másica ya se puede obtener a partir de la **Ecuación A.12.47** el valor del número de Reynolds.

$$Re = \frac{76{,}18\ \ kg/(m^2 \cdot s) \cdot 0{,}014m}{8{,}1 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 1{,}34 \cdot 10^4$$

Se utiliza a continuación la siguiente expresión para el cálculo del Nusselt, relacionándolo con el Reynolds:

$$Nu_d = 0{,}023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot Pr^n \qquad [A.12.49]$$

Con respecto a n en este caso toma un valor de 0,3, ya que al circular el fluido frío por la carcasa, la temperatura superficial de los tubos estará a menor temperatura que el fluido caliente que circula por el interior de los tubos (si fuese al contrario n = 0,4).

Pr representa el número de Prandt, calculado a partir de la siguiente expresión, e introduciendo los valores de las propiedades respecto al fluido que circula por los tubos:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \qquad [A.12.50]$$

$$Pr = \frac{3561{,}32\ J/(kg \cdot K) \cdot 8{,}1 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s}{0{,}354\ W/(m \cdot K)} = 0{,}815$$

Una vez conocidos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.12.49**, y se obtiene el valor del Nusselt.

$$Nu_d = 0{,}023 \cdot (1{,}34 \cdot 10^4)^{4/5} \cdot 0{,}815^{0{,}4} = 43{,}22$$

Este valor se relaciona ahora mediante la **Ecuación A.12.46** con el coeficiente individual de película interna, despejándolo resulta:

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{D_i} = \frac{43{,}22 \cdot 0{,}354\ W/(m \cdot K)}{0{,}014m} = 1077{,}11\ W/(K \cdot m^2)$$

12.3.6.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa

Este coeficiente se obtendrá del mismo modo que el anterior, haciendo uso del Reynolds y el Nusselt. Pero en este caso las expresiones que los definen son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_o \cdot D_o}{k} \qquad [A.12.51]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_c}{\mu} \qquad [A.12.52]$$

$$G = \frac{4 \cdot m}{\pi(D_c^2 - N_T \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.12.53]$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot Re_D^{0{,}5} \cdot Pr^{1/3}}{[1 + (0{,}4/Pr)^{2/3}]^{0{,}25}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{5/8}\right]^{0{,}8} \qquad [A.12.54]$$

Donde: D_c Diámetro interno de carcasa (0,30 m)

D_o Diámetro externo de tubos (0,019 m)

X Representa la relación $Pitch/D_o$ y su valor es 1,33

Pr Número de Prandt, calculado con la **Ecuación A.12.50** utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa. Tiene un valor de Pr = 3,58.

Sustituyendo los valores de las propiedades del fluido que circula por la carcasa en las **Ecuaciones A.12.51, A.12.52, A.12.53** y **A.12.54** se obtienen los siguientes resultados:

$$G = \frac{4 \cdot 4{,}73\ kg/s}{\pi((0{,}30m)^2 - 87 \cdot (0{,}019\ m)^2) \cdot 1{,}33} = 73{,}57\ kg/(s \cdot m^2)$$

$$Re = \frac{73{,}57\ kg/(s \cdot m^2) \cdot 0{,}30\ m}{2{,}1 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s} = 1{,}07 \cdot 10^5$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot (1{,}07 \cdot 10^5)^{0{,}5} \cdot 3{,}58^{1/3}}{[1 + (0{,}4/3{,}58)^{2/3}]^{0{,}25}} \left[1 + \left(\frac{1{,}07 \cdot 10^5}{282000}\right)^{5/8}\right]^{0{,}8} = 4{,}18 \cdot 10^2$$

$$h_o = \frac{4{,}18 \cdot 10^2 \cdot 0{,}1272 \frac{W}{m \cdot K}}{0{,}019\ m} = 2{,}79 \cdot 10^3 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

12.3.6.4.- Factores de incrustación interno y externo

Estos dos factores adquieren un valor de $R''_{f,i}$ = 0,0002 m^2·K/W y $R''_{f,o}$ = 0,00045 m^2·K/W (Normas TEMA).

12.3.6.5.- Conductividad térmica del metal

Para hallar la resistencia a la conducción, es necesario conocer la conductividad térmica del material. Teniendo en cuenta el material de los tubos, que es acero inoxidable AISI 316L, y que la temperatura máxima de las corrientes se encuentra alrededor de los 182ºC se obtiene según **Tabla A.21.3** del Anexo 21 una conductividad $k_m = 16{,}4\ W/(m \cdot K)$.

Conocidos ya los valores de los coeficientes individuales de película, tanto interna como externa, los factores de incrustación, y la conductividad térmica del metal, se puede calcular el coeficiente global de transferencia de calor a partir de la **Ecuación A.12.45.**

$$\frac{1}{U_o} = \frac{0{,}019\ m}{1077{,}11\ W/(K \cdot m^2) \cdot 0{,}014m} + \frac{0{,}0002\ \mathrm{m^2 \cdot K/W}}{0{,}014m} \cdot 0{,}019\ m + \frac{0{,}019\ m \cdot ln\left(\frac{0{,}019\ m}{0{,}014m}\right)}{2 \cdot 16{,}4\ W/(m \cdot K).} + 0{,}00045\ \mathrm{m^2} \cdot \frac{\mathrm{K}}{\mathrm{W}} + \frac{1}{2{,}79 \cdot 10^3 \frac{W}{K \cdot m^2}} = 2{,}49 \cdot 10^{-3} m^2 \cdot K/W$$

Con lo cual el coeficiente global resulta:

$$U_o = 401{,}75\ W/(m^2 \cdot K)$$

A continuación, a partir de la **Ecuación A.12.40,** despejando el área, se calculará la superficie requerida para el intercambio de calor:

$$A = \frac{Q}{U_o \cdot \Delta T_m} \qquad [A.12.55]$$

$$A = \frac{1059486{,}11\ \frac{J}{s}}{401{,}75\ \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 110{,}73K} = 23{,}82\ m^2$$

12.3.7.- Cálculo del número de tubos

Para calcular el número de tubos se debe seleccionar en primer lugar la longitud de éstos. Los valores de longitudes comerciales para los tubos suelen ser 10 ft, 12 ft, 14 ft, 16 ft, 18 ft, 20 ft, 22 ft, 24 ft y 26 ft. Para el

caso que se diseña, se va a seleccionar una longitud de tubos de 16 ft (4,88m).

Se calculará en primer lugar la longitud que tendría el intercambiador si estuviera formado por un único tubo (L^*). Para ello se hace uso de la siguiente expresión:

$$L^* = \frac{A}{Perímetro\ tubo} \qquad [A.12.56]$$

Siendo el perímetro del tubo:

$$P = \pi \cdot \left(\frac{D_o}{2}\right) = \pi \cdot \frac{0{,}019}{2} = 0{,}0598\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.12.56**:

$$L^* = \frac{23{,}82\ m^2}{0{,}0598\ m} = 397{,}95\ m$$

A partir de esta longitud, y sabiendo que cada tubo tiene 4,88 m de largo, se puede obtener el número de tubos:

$$N_t = \frac{397{,}95\ m}{4{,}88\ m} = 82\ tubos$$

Se supuso al principio del cálculo, en el **Apartado 12.3.6.2.** del presente Anexo, que la carcasa seleccionada tendría 87 tubos. Se comprueba por tanto que el número de tubos necesarios es menor que el supuesto, por lo que el cálculo ha sido correcto. Si hubiese salido un número superior al supuesto, se tendrían que haber modificado el tamaño de los tubos para que el número de tubos necesarios disminuyera, si aun así saliese superior, se tendrían que rehacer los cálculos suponiendo un nuevo valor de diámetro de carcasa y por tanto, de número de tubos.

El intercambiador de calor contará con 87 tubos de 16 pies cada uno, en una carcasa de 12 pulgadas de diámetro interno.

12.3.8.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores

En la carcasa se han de colocar unos tabiques que obligan al fluido a circular de manera perpendicular a los tubos para que se mejore la transmisión de calor, éstos son llamados deflectores.

El número de deflectores (N_c) se determina a partir de la siguiente fórmula:

$$N_c = \frac{l}{P_{def}} \qquad [A.12.57]$$

Donde l es la longitud de los tubos y P_{def} corresponde con el espaciamiento que existe entre deflectores. Este espaciamiento se calcula como la media entre el máximo y el mínimo establecido.

La separación mínima entre deflectores ($P_{def,min}$) será el mayor de estos dos valores:

- 1/5 del diámetro interior de la carcasa (0,06 m).
- 2 in (0,0508 m).

En este caso, se opta por el primero de los valores.

La separación máxima viene dada por la **Tabla A.12.1,** teniendo en cuenta el diámetro exterior y el material de los tubos, se tendrá una separación máxima de 60 pulgadas (1,52 m). Se calcula la media entre la separación máxima y la mínima y se obtiene una separación de deflectores:

$$P_{def} = 0{,}79\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.12.57**, el número de deflectores es:

$$N_c = \frac{4{,}88\ m}{0{,}79\ m} = 6{,}2$$

El número de deflectores del intercambiador será siete.

Las normas TEMA establecen el espesor de los deflectores mediante la **Tabla A.12.2**, a partir del diámetro de la carcasa (12 in) y el espaciamiento entre placas (31,2 in), el espesor de las placas deflectoras es de 0,19 in (4,8 mm).

Por último, comentar con respecto al diámetro de la deflectora, que éste será ligeramente inferior al de la carcasa y posee un segmento libre igual al 25% del diámetro interior de la carcasa D_c.

12.3.9.- Altura de barrera

La altura de la barrera (h_w) es de 4 pulgadas por encima del diámetro de la carcasa. Conociendo que el diámetro de la carcasa mide 42 in, se tiene que la altura de barrera es:

$$h_w = D_c + 4in \qquad [A.12.58]$$

$$h_w = 16\ in = 0{,}41\ m$$

12.3.10.- Diámetro del rehervidor

El diámetro del rehervidor se calcula con la siguiente expresión:

$$d_k = 2{,}93 \cdot h_w^{0{,}788} \qquad [A.12.59]$$

$$d_k = 2{,}93 \cdot (16\ in)^{0{,}788} = 26{,}04\ in = 0{,}66\ m$$

12.3.11.- Parámetro L

Este parámetro viene dado según las especificaciones de CEPSA. Para tubos de longitud de 16 pies o inferior, como es el caso que ocupa, L valdrá 0,9 metros.

12.3.12.- Diseño mecánico

12.3.12.1.- Espesor de los tubos

Para determinar el espesor requerido por presión interna en el interior de los tubos que conforman el intercambiador se empleará un cálculo que se rige por las especificaciones del Código ASME B31.3. De acuerdo a este código, el espesor se calcula mediante las siguientes expresiones:

$$t = \frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} \qquad [A.12.60]$$

Teniendo en cuenta el sobreespesor por corrosión y la tolerancia de fabricación, la ecuación anterior queda:

$$t = \left(\frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} + C\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{M}{100}}\right) \qquad [A.12.61]$$

Donde: P_D Presión de diseño.
D_o Diámetro exterior de la tubería.
S Tensión máxima permisible.
E Eficiencia de la soldadura.
Y Coeficiente que depende del material de la tubería y de la temperatura de diseño.
C Margen por corrosión.
M Tolerancia de fabricación.

A continuación se procede a definir y calcular las variables que intervienen en la **Ecuación A.12.61**.

- Presión de diseño, P_D

La presión de diseño se obtiene añadiendo un 10% a la presión máxima de operación. Si este valor obtenido es menor a 30 psi, se tomará este último como presión de diseño.

$$P_{op} = 10{,}2\ atm = 149{,}94\ psi$$
$$P_D = 1{,}1 \cdot 149{,}94\ psi = 164{,}93\ psi$$

Se tomará por tanto, $P_D = 164{,}93\ psi$.

- Diámetro exterior, D_o

El diámetro exterior de los tubos del intercambiador es 0,75 pulgadas. (Ver **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

- Tensión máxima admisible, *S*

Para determinar la tensión máxima admisible se recurre a las tablas de materiales del Código ASME B31.3, para tuberías de acero inoxidable AISI 316L sometidas a una temperatura máxima de 400ºF, temperatura inmediatamente superior a la temperatura de diseño (Tª máxima del sistema +20ºC) la tensión máxima admisible tiene un valor de S=15.500 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

- 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%.

- Eficiencia de la soldadura, *E*

Este término representa 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*

Este factor se obtiene a partir de la **Tabla A.21.9** del Anexo 21. Para una temperatura del sistema por debajo de los 900 ºF y un material para los tubos que es acero inoxidable AISI 316L, el factor Y toma un valor de 0,4.

- Margen de corrosión, *C*

Se considera que un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año es satisfactorio para recipiente y tuberías. Para los intercambiadores de calor se considera un valor para la vida útil de 15 años.

El margen de corrosión se tomará como el valor del desgaste producido durante ésta, por lo tanto C=0,005 in/año.

$$C = 0{,}005\,\frac{in}{\text{año}} \cdot 15\ años = 0{,}075\ in = 0{,}1905\ cm$$

Si se sustituyen todos estos parámetros en la **Ecuación A.12.61** resulta el valor de espesor mostrado en la siguiente expresión.

$$t = \left(\frac{0{,}75\ in \cdot 164{,}93\ psi}{2 \cdot (15500\ psi \cdot 1 + 0{,}4 \cdot 164{,}93\ psi)} + 0{,}075\ in\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{12{,}5}{100}}\right)$$

$$= 0{,}090\ in$$

Se elegirá un espesor de 0,095 in ya que es el espesor estándar inmediatamente superior al calculado (véase en la **Tabla A.21.4**).

12.3.12.2.- Espesor de la carcasa

Antes de comenzar el cálculo del espesor basado en la presión interna, se determinará el espesor mínimo.

- Espesor mínimo según Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}\,(mm) = 2{,}5 + C = 2{,}5 + 1{,}905 = 4{,}405\ mm = 0{,}173\ in$$

- Espesor mínimo según la fórmula para aceros inoxidables:

$$t_{min}\,(mm) = 3mm$$

Se tomará por tanto como valor mínimo el mayor de los dos calculados, es decir, $t_{min} = 4{,}405\ mm = 0{,}173\ in$.

De acuerdo con el Código ASME VIII-Div.1, el espesor de la carcasa debe determinarse teniendo en cuenta las tensiones a las que se verá sometida. Para cada una de ellas, debe hallarse el espesor necesario para soportarlas, siendo el más adecuado para el diseño el mayor de los valores obtenidos. En la **Tabla A.12.3** se mostraron las principales tensiones que actúan sobre el recipiente. Debido a que ejercen una mayor influencia, sólo se tendrán en cuenta las tensiones ejercidas por la presión interna, el resto serán despreciadas. Posteriormente se selecciona un espesor de entre los espesores comerciales, tomando entonces un margen

de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo.

Las relaciones que permiten determinar el espesor debido a cada una de estas tensiones se recogen a continuación.

Tensiones circunferenciales:

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0{,}6 \cdot P_D} \qquad [A.12.62]$$

Tensiones longitudinales:

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P_D} \qquad [A.12.63]$$

Donde: P_D Presión de diseño interna, en psi.
R Radio interior de la envolvente, en in.
S Máxima tensión admisible, en psi.
E Eficiencia de junta.
C Margen de corrosión, expresado en in.

A continuación se explican y calculan cada uno de los parámetros que intervienen en estas expresiones:

- Presión de diseño, P_D

La presión de diseño será un 10% mayor que la presión de operación en la carcasa. En el caso que este valor no supere los 30 psi se tomará como presión de diseño 30 psi.

$$P_{op} = 1\ atm = 14{,}7\ psi$$
$$P_D = 1{,}1 \cdot 14{,}7\ psi = 16{,}17\ psi$$

Por tanto se elige como presión de diseño:

$$P_D = 30\ psi$$

- Temperatura de diseño, T_D

Se considera que la temperatura de diseño es aquella que supera en 20ºC a la máxima temperatura del sistema. En este caso:

$$T_D = 20℃ + 181{,}83℃ = 201{,}83℃ = 395{,}3\ °F$$

- Tensión máxima admisible, *S*

Se determina a través de las tablas de materiales del Código ASME, se tiene que para carcasas de acero inoxidable AISI 316L, a una temperatura de 400ºF (temperatura inmediatamente superior a la de diseño), la tensión máxima admisible, S = 15.500 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

- Eficiencia de la soldadura, *E*

El valor para la eficiencia de junta se obtiene a partir de la tabla UW-12 del código ASME VIII–Div.1 (véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21).

En este caso, 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, se presenta un valor de E = 0,85.

Ya se está en disposición de calcular los espesores, sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.12.62 y A.12.63**.

$$t_{circ} = \frac{30\ psi \cdot \left(\frac{12}{2}\right) in}{15500 psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30\ psi} = 0{,}014\ in$$

$$t_{long} = \frac{30\ psi \cdot (12/2) in}{2 \cdot 15500 psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi} = 0{,}007\ in$$

Con estos espesores calculados se toma el de mayor valor, y se le añadirá el sobreespesor por corrosión.

$$t_{carcasa} = 0{,}014\ in + 0{,}075\ in = 0{,}089\ in$$

Como puede observarse $t_{carcasa} = 0{,}089\ in < t_{min}$, por este motivo, el espesor de la carcasa será el espesor mínimo determinado por el Código ASME, calculado con anterioridad.

$$t = 4{,}405\ mm$$

Se tomará finalmente el espesor comercial inmediatamente superior al calculado (véase **Tabla A.21.10** del Anexo 21).

$$t_{carcasa} = 4{,}8\ mm$$

12.3.13.- Cálculo de las pérdidas de carga

12.3.13.1.- Pérdida de carga en los tubos

Para el interior de los tubos, la pérdida de carga se calcula mediante la Ecuación de Fanning:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{D_i \cdot \rho} \qquad [A.12.64]$$

Siendo: f Factor de fricción.

G Velocidad másica, kg/(m^2·s)

L Longitud de los tubos del intercambiador, m.

D_i Diámetro interior de los tubos, m.

ρ Densidad del fluido que circula por los tubos, kg/m^3.

La velocidad másica se determina a partir de la siguiente expresión:

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.12.65]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por tubos, kg/s

n_t Paso por los tubos.

N_t Número de tubos del intercambiador de calor.

D_i Diámetro interior de los tubos, m.

Se disponen de todos los datos así que se procede a sustituirlos en la **Ecuación A.12.65**, obteniéndose:

$$G = \frac{4 \cdot 0{,}53 \ \frac{kg}{s} \cdot 2}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 87} = 76{,}18 \frac{kg}{s \cdot m^2}$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21).

Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa.

La rugosidad para aceros inoxidables comerciales es ε = 0,002 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,00014.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por los tubos:

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu} \qquad [A.12.66]$$

$$Re = \frac{0{,}014\,m \cdot 76{,}18\,\frac{kg}{s \cdot m^2}}{8{,}1 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 1{,}34 \cdot 10^4$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción *f = 0,028*.

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.12.64**.

$$\Delta P = \frac{0{,}028\left(76{,}18\,\frac{kg}{s \cdot m^2}\right)^2 \cdot 4{,}88\,m}{0{,}014\,m \cdot 445{,}07\,\frac{kg}{m^3}} = 125{,}21\,\frac{kg}{m \cdot s^2} = 1{,}25 \cdot 10^{-3}\ bar$$

12.3.13.2.- Pérdida de carga en la carcasa

El cálculo de la pérdida de carga en la carcasa se realiza mediante el método de CERN, utilizando la siguiente expresión:

$$\Delta P_c = \frac{f_c \cdot G_c^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_c}{\rho \cdot D_e} \qquad [A.12.67]$$

Donde: f_c Factor de fricción en la carcasa.
G_c Velocidad másica en la carcasa.
N_c Número de deflectores.
D_c Diámetro de la carcasa.
D_e Diámetro equivalente.

La velocidad másica para la carcasa se calcula utilizando la expresión:

$$G_c = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot (D_c^2 - N_t \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.12.68]$$

En esta expresión, m representa el caudal másico del fluido que circula por la carcasa, es decir 4,73 kg/s. El término 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.

$$X = \frac{1\ in}{0{,}75\ in} = 1{,}33$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.12.68**:

$$G_c = \frac{4 \cdot 4{,}73\ kg/s}{\pi \cdot ((0{,}30m)^2 - 87 \cdot (0{,}019m)^2) \cdot 1{,}33} = 73{,}76\ kg/(m^2 \cdot s)$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros inoxidables es ε = 0,002 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,00014.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa:

$$Re = \frac{D_c \cdot G_c}{\mu} \qquad [A.12.69]$$

$$Re = \frac{0{,}30\ m \cdot 73{,}76\ \frac{kg}{s \cdot m^2}}{2{,}1 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s} = 1{,}08 \cdot 10^5$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción $f_c = 0{,}018$.

El número de deflectores calculado anteriormente es de 7 deflectores.

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. La expresión para el cálculo del diámetro equivalente es la siguiente, introduciendo el Pitch en metros.

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{(4/3 \cdot Pitch^2) - (\pi \cdot D_o^2/8)}{\pi \cdot D_o/2} \right) \qquad [A.12.70]$$

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{\left(\frac{4}{3} \cdot (0{,}0254m)^2\right) - (\pi \cdot (0{,}019m)^2/8)}{\pi \cdot (0{,}019m)/2} \right) = 0{,}096\, m$$

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.12.67**, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa.

$$\Delta P_c = \frac{0{,}018 \cdot \left(73{,}76\ \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)^2 \cdot (7+1) \cdot 0{,}30m}{579{,}50\ \frac{kg}{m^3} \cdot 0{,}096m} = 4{,}29 \frac{kg}{m \cdot s^2}$$
$$= 4{,}29 \cdot 10^{-5} bar$$

Sumando las dos pérdidas de carga calculadas para el exterior e interior de los tubos se obtiene una pérdida total de presión de:

$$\Delta P_{total} = 4{,}29 \cdot 10^{-5}\ bar + 1{,}25 \cdot 10^{-3}\ bar = 1{,}3 \cdot 10^{-3}\ bar$$

12.3.14.- Aislamiento

El material elegido para aislar el reboiler en este caso será, al igual que los anteriores intercambiadores, lana de roca, ya que es el material más económico que cubre las necesidades requeridas. Se aísla la carcasa externa del intercambiador y se recubre el aislante con una chapa de aluminio. El espesor de la lana de roca necesario viene en función de la temperatura máxima de operación, según la **Tabla A.21.11** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera, y para una temperatura máxima de operación de hasta 182ºC, se determina un espesor de lana de roca de 80 milímetros.

ANEXO 13:
INTERCAMBIADOR DE CALOR IC-04

13.1.- Introducción

Como ya ha sido justificado en la Memoria Descriptiva, concretamente en el **Capítulo 8** de ésta, en este caso también se elegirá un intercambiador de calor de carcasa y tubos. Los pasos a seguir para el diseño del intercambiador son prácticamente los mismos que en los **Anexos 2,3 y 6** del presente proyecto, para los intercambiadores IC-01, IC-02 e IC-03.

13.2.- Corriente de entrada

La corriente de alimentación del intercambiador de calor IC-04 está formada por la corriente de interés, tras haber pasado por las dos columnas de absorción y las dos primeras columnas de rectificación. A esta corriente se le ha añadido el n-hexano que actúa como disolvente en la última rectificación, y con este intercambiador de calor, IC-04, se pretende aumentar la temperatura de esta mezcla hasta la óptima de entrada en la última columna de rectificación. Esta corriente se encuentra a 64,3ºC (337,3 K) y será calentada hasta la temperatura óptima de entrada en el siguiente equipo, esto es 69,4ºC (342,4 K), utilizando como fluido calefactor la corriente de colas de la columna de rectificación CR-01, formada por acetonitrilo y agua, que se encuentra a unos 99ºC.

Propiedades de la corriente del fluido calefactor:

- Densidad media: 956,99 kg/m^3
- Viscosidad media: 2,83·10^{-4} Pa·s
- Temperatura entrada: 372,4 K
- Temperatura salida: 372,16 K (Calculada en el **Apartado 13.4**)
- Temperatura media: 372,28 K

- Capacidad calorífica media c_{pc}: 4211,40 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_c: 0,6709 W/(m·K)
- Flujo másico m_c: 46,98 kg/s

Propiedades de la corriente del fluido a calentar:

- Densidad media: 746,49 kg/m^3
- Viscosidad media: $2{,}80 \cdot 10^{-4}$ Pa·s
- Temperatura entrada: 337,3 K
- Temperatura salida: 342,4 K
- Temperatura media: 339,85 K
- Capacidad calorífica media c_{pf}: 2428,17 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_f: 0,1529 W/(m·K)
- Flujo másico m_f: 3,83 kg/s

13.3.- Asignación de los flujos

La elección de qué fluido circula por el lado de los tubos y cual por la carcasa ha sido tomada en función de los criterios ya expuestos en la Memoria Descriptiva, concretamente en el **Capítulo 8.** En base a estos criterios, se asignará que el fluido calefactor, la mezcla de agua y acetonitrilo, circule por el lado de la carcasa. La corriente de producto a calentar circulará por el lado de los tubos, debido principalmente a que contiene, aunque en muy pequeña cantidad, ácido cianhídrico, que es corrosivo.

13.4.- Calor intercambiado

En primer lugar, para proceder al diseño del intercambiador, es necesario calcular la cantidad de calor intercambiado por los fluidos, ya que mediante ésta, se conocerá el área necesaria de intercambio y la temperatura de salida del fluido calefactor.

La expresión general para obtener el calor intercambiado se obtiene a partir de un balance de energía al intercambiador, y resulta:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \qquad [A.13.1]$$

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 perdida por el fluido caliente es igual a la que gana el fluido frío, si se desprecian las pérdidas térmicas. Por tanto, teniendo en cuenta que el fluido frío experimenta un aumento de temperatura, para este fluido se tendría la expresión:

$$Q = m_F \cdot c_{p_F} \cdot \Delta T_F \cdot \qquad [A.13.2]$$

Y la ecuación para el fluido caliente:

$$Q = m_C \cdot c_{p_C} \cdot \Delta T_C \qquad [A.13.3]$$

Donde: Q Calor intercambiado entre los fluidos.
m_F Caudal másico del fluido frío.
m_C Caudal másico del fluido caliente.
C_{pF} Calor específico del fluido frío.
C_{pC} Calor específico del fluido caliente.
ΔT_F Diferencia de temperatura de la corriente fría.
ΔT_C Diferencia de temperatura de la corriente caliente.

Para el fluido frío se disponen de todos los datos, por lo que sería posible obtener el calor intercambiado, éste se calculará a partir de la **Ecuación A.13.2**.

$$Q = 3{,}83\ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 2428{,}17 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (342{,}4 - 337{,}3)\text{K} = 47432{,}78\ J/s$$

A partir de este calor, y de la **Ecuación A.13.3**, teniendo en cuenta que $\Delta T_F = T_{sal} - T_{ent}$, si se despeja el término T_{sal} se obtiene la temperatura final de la corriente de fluido calefactor.

$$T_{sal} = \frac{m_C \cdot c_{pC} \cdot T_{ent} - Q}{m_C \cdot c_{pC}}$$

$$= \frac{46{,}98\,\frac{kg}{s} \cdot 4211{,}40\,\frac{J}{kg \cdot K} \cdot 372{,}4K - 47432{,}78\,J/s}{46{,}98\,\frac{kg}{s} \cdot 4211{,}40\,\frac{J}{kg \cdot K}}$$

$$= 372{,}16\,K$$

13.5.- Principales características del intercambiador

Los tubos tendrán un diámetro externo de 0,75 pulgadas y un diámetro interno de 0,56 pulgadas. Tendrán una disposición triangular con un Pitch de 1 pulgada. El número de pasos por tubos será 2 y por carcasa 1.

Los tubos estarán construidos de acero inoxidable AISI 316L debido a su contacto con ácido cianhídrico, que es corrosivo. La carcasa en cambio, se construirá con acero al carbono SA-285por ser un material adecuado por sus características a las condiciones de operación, además de ser un material económico y muy común en la industria química. Como la carcasa no está en contacto con ningún fluido corrosivo no será necesario el empleo de material inoxidable.

13.6.- Diferencia de temperatura media logarítmica

El valor medio de la temperatura va a estar condicionado por la evolución que presenta la temperatura de cada fluido a partir de la de entrada. Para el cálculo de esta temperatura media logarítmica (LMTD) se hace uso de la siguiente expresión, donde los subíndices C y F se refieren a

las corrientes de fluido caliente y frío respectivamente, y "ent" y "sal" a la entrada y la salida respectivamente.

$$LMTD = \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right) - \left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}{\ln \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right)}{\left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}} \qquad [A.13.4]$$

$$LMTD = \frac{(372{,}4K - 337{,}3K) - (372{,}16K - 342{,}4K)}{\ln \frac{(372{,}4K - 337{,}3K)}{(372{,}16K - 342{,}4K)}} = 32{,}36\ K$$

En el caso de intercambiadores de carcasa y tubos de pasos múltiples, como es el caso en estudio, se introduce un factor de corrección (F), de este modo, la diferencia de temperatura media logarítmica queda:

$$\Delta T_m = F \cdot LMTD \qquad [A.13.5]$$

El factor de corrección depende de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes y de la configuración geométrica del intercambiador. Existen unas gráficas para las configuraciones típicas de intercambiadores de calor, donde obtener el factor F en función de las razones P y R, definidas a continuación.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_{1-}t_1} \qquad [A.13.6]$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_{2-}t_1} \qquad [A.13.7]$$

Con la siguiente gráfica mostrada en la **Figura A.13.1** se obtiene el valor del factor F, para ello es necesario en primer lugar calcular los parámetros P y R a partir de las **Ecuaciones A.13.6** y **A.13.7**.

$$P = \frac{342{,}4K - 337{,}3K}{372{,}4K - 337{,}3K} = 0{,}15$$

$$R = \frac{372{,}4 - 372{,}16}{342{,}4K - 337{,}3K} = 0{,}05$$

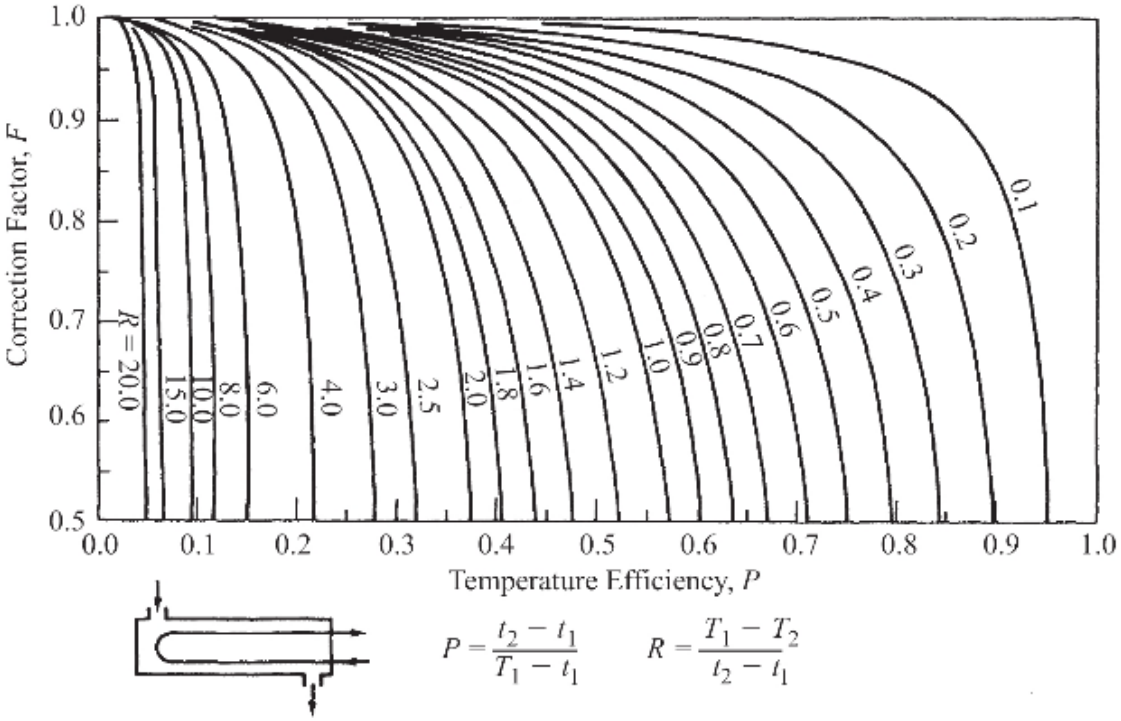


Figura A.13.1. Factor de corrección. Intercambiadores con un paso por carcasa y dos por tubos ("Boilers, Evaporators and Condensers", Kakaç, S. 1991).

De acuerdo con la gráfica anterior, F = 1, con lo cual:

$$\Delta T_m = 32{,}36\ K$$

13.7.- Balance de energía

La velocidad de transferencia de calor en un intercambiador de calor se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton de enfriamiento, esto es:

$$Q = U \cdot A_S \cdot \Delta T_m \qquad [A.13.8]$$

Donde: Q Calor intercambiado entre fluidos en J/s.
U Coeficiente global de transferencia de calor (W/(m^2·K)).
A_s Área de transferencia de calor expresado en m^2.
ΔT_m Diferencia de temperatura media logarítmica.

13.7.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

En estos sistemas de intercambio de calor dos fluidos 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. Los efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

Esta red de resistencias térmicas fluido-pared-fluido contiene dos resistencias a la convección y una a la conducción. La resistencia térmica total queda:

$$R = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.13.9]$$

Donde k_m es la conductividad térmica del material de la pared y L es la longitud del tubo. Y los subíndices i y o se refieren a las superficies interior y exterior de los tubos, respectivamente.

Al combinar todas las resistencias en una sola, la transferencia de calor se puede expresar:

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = U \cdot A \cdot \Delta T = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T = U_o \cdot A_o \cdot \Delta T \qquad [A.13.10]$$

Siendo h el coeficiente individual de convección, la ecuación anterior se convierte en la que se muestra a continuación.

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_o \cdot A_o} = R = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.13.11]$$

Además de lo expuesto anteriormente, el rendimiento de los intercambiadores de calor suele deteriorarse con el paso del tiempo debido a la acumulación de suciedad sobre las superficies de transferencia de calor. Esta suciedad o acumulaciones, ejerce una resistencia adicional para la transferencia y provoca una disminución de la misma.

El factor de incrustación R_f representa el efecto de estas acumulaciones en la transferencia de calor. Este factor depende de la temperatura de operación, de la velocidad de los fluidos y de la duración del servicio.

Para un intercambiador de calor de carcasa y tubo, la **Ecuación A.13.11** se puede expresar como:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{R_{f,o}^{''}}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.13.12]$$

Para que el coeficiente global de intercambio de calor tenga significado se debe especificar 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=π·D·L.

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{D_i} \cdot D_o + \frac{D_o \cdot ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot k_m} + R_{f,o}^{''} + \frac{1}{h_o} \qquad [A.13.13]$$

13.7.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna

Para el cálculo del coeficiente de película interna se hace uso del Nusselt y del Reynolds, cuyas expresiones son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \qquad [A.13.14]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu} \qquad [A.13.15]$$

Donde: k Conductividad térmica del fluido.

G Velocidad másica del fluido que circula por el interior de los tubos en kg/(s·m^2).

μ Viscosidad del fluido expresado en Pa·s.

D_i Diámetro interior de los tubos en m.

A continuación se muestra la expresión utilizada para el cálculo de la velocidad másica, G.

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.13.16]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por los tubos (kg/s)

n_t Número de pasos por tubos.

N_t Número de tubos.

Para comenzar con el procedimiento iterativo de cálculo, se ha de suponer de antemano un valor de diámetro de carcasa, de los que aparecen en la **Tabla A.21.1** del Anexo 21. A partir de éste, y del número de tubos relacionado con él, se calcularán los coeficientes de convección tanto interior como exterior, y por tanto, el valor del coeficiente global. Una vez conocido el coeficiente global, U, se calculará el área necesaria de intercambio, y con ésta, imponiendo un valor de longitud de tubos (dentro del rango de los valores comerciales), se obtendrá un número de tubos necesarios para el intercambio de calor definido. Conociendo este valor se comprobará que el número de tubos necesarios no sobrepasa a los que se supusieron al principio del proceso iterativo, si por el contrario, el número de tubos obtenidos como necesarios es mayor que el supuesto, se cambiará

la longitud de los tubos para que disminuya el número necesario de éstos, si aun así es mayor que el supuesto se tendrá que comenzar de nuevo suponiendo un diámetro de carcasa mayor, y por tanto, un mayor número de tubos.

Se supone por tanto un diámetro de carcasa, como ya se ha comentado, para ello es necesario acudir a la **Tabla A.21.1** del Anexo 21. Esta tabla, tal y como está representada es adecuada para diámetros internos de tubo de 0,75 pulgadas y para Pitch de 15/16 pulgadas. En el resto de los casos el número de tubos se verá multiplicado por un factor de corrección según el diámetro interno de tubo y el valor del Pitch, que se encontrará en la **Tabla A.21.2** del Anexo 21.

Los valores seleccionados para un diámetro de tubo de 0,75 pulgada (0,014m) y un Pitch de 1 pulgada son los siguientes:

$$D_c = 8{,}07\ in = 0{,}205\ m$$
$$N_{t,o} = 32$$
$$Factor\ corrección = 0{,}88$$
$$N_t = 29$$

Siendo D_c el diámetro interno de la carcasa, $N_{t,o}$ el número de tubos obtenido en la **Tabla A.21.1** y N_t el número de tubos definitivos una vez multiplicado por el factor de corrección.

Sustituyendo estos valores en la **Ecuación A.13.16**, se obtiene una velocidad másica:

$$G = \frac{4 \cdot 3{,}83\ kg/s \cdot 2}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 29} = 1662{,}37\ kg/(m^2 \cdot s)$$

Conocido el valor de la velocidad másica ya se puede obtener a partir de la **Ecuación A.13.15** el valor del número de Reynolds.

$$Re = \frac{1662{,}37\ kg/(m^2 \cdot s) \cdot 0{,}014m}{2{,}80 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s} = 8{,}44 \cdot 10^4$$

El Reynolds obtenido es mayor a 10.000, por lo que se considera régimen turbulento y se elige la siguiente expresión para el cálculo del Nusselt, relacionándolo con el Reynolds:

$$Nu_d = 0{,}023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot Pr^n \qquad [A.13.17]$$

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 (si fuese al contrario n = 0,3).

Pr representa el número de Prandt, calculado a partir de la siguiente expresión, e introduciendo los valores de las propiedades respecto al fluido que circula por los tubos:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \qquad [A.13.18]$$

$$Pr = \frac{2428{,}17\ J/(kg \cdot K) \cdot 2{,}80 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s}{0{,}1529\ W/(m \cdot K)} = 4{,}451$$

Una vez conocidos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.13.17**, y se obtiene el valor del Nusselt:

$$Nu_d = 0{,}023 \cdot (8{,}44 \cdot 10^4)^{4/5} \cdot 4{,}451^{0{,}4} = 364{,}78$$

Este valor se relaciona ahora mediante la **Ecuación A.13.14** con el coeficiente individual de película interna, despejándolo resulta:

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{D_i} = \frac{364{,}78 \cdot 0{,}1529\ W/(m \cdot K)}{0{,}014m} = 3921{,}14\ W/(K \cdot m^2)$$

13.7.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa

Este coeficiente se obtendrá del mismo modo que el anterior, haciendo uso del Reynolds y el Nusselt. Pero en este caso las expresiones que los definen son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_o \cdot D_o}{k} \qquad [A.13.19]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_c}{\mu} \qquad [A.13.20]$$

$$G = \frac{4 \cdot m}{\pi(D_c^2 - N_T \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.13.21]$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot Re_D^{0,5} \cdot Pr^{1/3}}{[1 + (0{,}4/Pr)^{2/3}]^{0,25}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282.000}\right)^{5/8}\right]^{0,8} \qquad [A.13.22]$$

Donde: D_c Diámetro interno de carcasa (0,205 m).

D_o Diámetro externo de tubos (0,019 m).

X Representa la relación $Pitch/D_o$ y su valor es 1,33.

Pr Número de Prandt, calculado con la **Ecuación A.13.18** utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa. Tiene un valor de Pr = 1,778.

Sustituyendo los valores de las propiedades del fluido que circula por la carcasa en las **Ecuaciones A.13.19, A.13.20, A.13.21** y **A.13.22** se obtienen los siguientes resultados:

$$G = \frac{4 \cdot 46{,}98\ kg/s}{\pi((0{,}205m)^2 - 29 \cdot (0{,}019\ m)^2) \cdot 1{,}33} = 1424{,}49\ kg/(s \cdot m^2)$$

$$Re = \frac{1424{,}49\ kg/(s \cdot m^2) \cdot 0{,}205m}{2{,}83 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s} = 1{,}03 \cdot 10^6$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot (1{,}03 \cdot 10^6)^{0{,}5} \cdot 1{,}778^{1/3}}{[1 + (0{,}4/1{,}778)^{2/3}]^{0{,}25}} \left[1 + \left(\frac{1{,}03 \cdot 10^6}{282000}\right)^{5/8}\right]^{0{,}8} = 1{,}81 \cdot 10^3$$

$$h_o = \frac{1{,}81 \cdot 10^3 \cdot 0{,}6709 \frac{W}{m \cdot K}}{0{,}019\ m} = 6{,}37 \cdot 10^4 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

13.7.4.- Factores de incrustación interno y externo

Estos dos factores adquieren un valor de $R''_{f,i}$ = 0,00045 m^2·K/W y $R''_{f,o}$ = 0,00045 m^2·K/W (Normas TEMA).

13.7.5.- Conductividad térmica del metal

Para hallar la resistencia a la conducción, es necesario conocer la conductividad térmica del material. Teniendo en cuenta el material de los tubos, que es acero inoxidable AISI 316L, y que la temperatura máxima de las corrientes se encuentra alrededor de los 99,4ºC se obtiene según **Tabla A.21.3** del Anexo 21 una conductividad $k_m = 15{,}6\ W/(m \cdot K)$.

Conocidos ya los valores de los coeficientes individuales de película, tanto interna como externa, los factores de incrustación, y la conductividad térmica del metal, se puede calcular el coeficiente global de transferencia de calor a partir de la **Ecuación A.13.13.**

$$\frac{1}{U_o} = \frac{0{,}019\ m}{3921{,}14\ \ W/(K \cdot m^2) \cdot 0{,}014m} + \frac{0{,}00045\ \mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K/W}}{0{,}014m} \cdot 0{,}019\ m + \frac{0{,}019\ m \cdot ln\left(\frac{0{,}019\ m}{0{,}014m}\right)}{2 \cdot 15{,}6\ W/(m \cdot K).} + 0{,}00045\ \mathrm{m}^2 \cdot \frac{\mathrm{K}}{\mathrm{W}} + \frac{1}{6{,}37 \cdot 10^4 \frac{W}{K \cdot m^2}} = 1{,}59 \cdot 10^{-3} m^2 \cdot K/W$$

Con lo cual el coeficiente global resulta:

$$U_o = 629{,}61\ W/(m^2 \cdot K)$$

A continuación, a partir de la **Ecuación A.13.8,** despejando el área, se calculará la superficie requerida para el intercambio de calor:

$$A = \frac{Q}{U_o \cdot \Delta T_m} \qquad [A.13.23]$$

$$A = \frac{47432{,}78\ \frac{J}{s}}{629{,}61\ \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 32{,}36K} = 2{,}33\ m^2$$

13.8.- Cálculo del número de tubos

Para calcular el número de tubos se debe seleccionar en primer lugar la longitud de éstos. Los valores de longitudes comerciales para los tubos suelen ser 10 ft, 12 ft, 14 ft, 16 ft, 18 ft, 20 ft, 22 ft, 24 ft y 26 ft.

Para el caso que se diseña, se va a seleccionar una longitud de tubos de 10 ft (3,05m).

Se calculará en primer lugar la longitud que tendría el intercambiador si estuviera formado por un único tubo (L^*). Para ello se hace uso de la siguiente expresión:

$$L^* = \frac{A}{Perímetro\ tubo} \qquad [A.13.24]$$

Siendo el perímetro del tubo:

$$P = \pi \cdot \left(\frac{D_o}{2}\right) = \pi \cdot \frac{0{,}019}{2} = 0{,}0598\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.13.24**:

$$L^* = \frac{2{,}33\ m^2}{0{,}0598\ m} = 38{,}90\ m$$

A partir de esta longitud, y sabiendo que cada tubo tiene 3,05 m de largo, se puede obtener el número de tubos:

$$N_t = \frac{38{,}90\ m}{3{,}05\ m} = 13\ tubos$$

Se supuso al principio del cálculo, en el **Apartado 13.7.2.** del presente Anexo, que la carcasa seleccionada tendría 29 tubos. Se comprueba por tanto que el número de tubos necesarios es menor que el supuesto, por lo que el cálculo ha sido correcto. Si hubiese salido un número superior al supuesto, se tendrían que haber rehecho los cálculos suponiendo un nuevo valor de diámetro de carcasa y por tanto, de número de tubos.

El intercambiador de calor contará con 29 tubos de 10 pies cada uno, en una carcasa de 8,07 pulgadas de diámetro interno.

13.9.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores

En la carcasa se han de colocar unos tabiques que obligan al fluido a circular de manera perpendicular a los tubos para que se mejore la transmisión de calor, éstos son llamados deflectores. El número de deflectores (N_c) se determina a partir de la siguiente fórmula:

$$N_c = \frac{l}{P_{def}} \qquad [A.13.25]$$

Donde l es la longitud de los tubos y P_{def} corresponde con el espaciamiento que existe entre deflectores. Este espaciamiento se calcula como la media entre el máximo y el mínimo establecido.

La separación mínima entre deflectores ($P_{def,min}$) será el mayor de estos dos valores: 1/5 del diámetro interior de la carcasa (0,04 m) ó bien 2 in (0,0508 m). En este caso, se opta por el segundo de los valores.

La separación máxima viene dada por la siguiente tabla teniendo en cuenta el diámetro exterior y el material de los tubos.

Tabla A.13.1
Separación máxima entre deflectores (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)

Para nuestro caso, se tendrá una separación máxima de 60 pulgadas (1,52 m). Se calcula la media entre la separación máxima y la mínima y se obtiene una separación de deflectores:

$$P_{def} = 0{,}79\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.13.25**, el número de deflectores es:

$$N_c = \frac{3{,}05\ m}{0{,}79\ m} = 3{,}9$$

El número de deflectores del intercambiador será cuatro.

Las normas TEMA establecen el espesor de los deflectores mediante la **Tabla A.13.2**, a partir del diámetro de la carcasa (8,07 in) y el espaciamiento entre placas (31 in).

Tabla A.13.2
Espesor de placas deflectoras (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)	
8 - 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 - 24	(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	(737-985)	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 de las placas deflectoras es de 0,19 in (4,8 mm).

Por último, comentar con respecto al diámetro de la deflectora, que éste será ligeramente inferior al de la carcasa y posee un segmento libre igual al 25% del diámetro interior de la carcasa D_c.

13.10.- Diseño mecánico

13.10.1.- Espesor de los tubos

Para determinar el espesor requerido por presión interna en el interior de los tubos que conforman el intercambiador se empleará un cálculo que se rige por las especificaciones del Código ASME B31.3.

De acuerdo a este código, el espesor se calcula mediante las siguientes expresiones:

$$t = \frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} \qquad [A.13.26]$$

Teniendo en cuenta el sobreespesor por corrosión y la tolerancia de fabricación, la ecuación anterior queda:

$$t = \left(\frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} + C\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{M}{100}}\right) \qquad [A.13.27]$$

Donde:
- P_D Presión de diseño.
- D_o Diámetro exterior de la tubería.
- S Tensión máxima permisible.
- E Eficiencia de la soldadura.
- Y Coeficiente que depende del material de la tubería y de la temperatura de diseño.
- C Margen por corrosión.
- M Tolerancia de fabricación.

A continuación se procede a definir y calcular las variables que intervienen en la **Ecuación A.13.27**.

- Presión de diseño, P_D

La presión de diseño se obtiene añadiendo un 10% a la presión máxima de operación. Si este valor obtenido es menor a 30 psi, se tomará este último como presión de diseño.

$$P_{op} = 1\ atm = 14{,}7\ psi$$
$$P_D = 1{,}1 \cdot 14{,}7\ psi = 16{,}17\ psi$$

Se tomará por tanto, $P_D = 30\ psi$.

- Diámetro exterior, D_o

El diámetro exterior de los tubos del intercambiador es 0,75 pulgadas. (Ver **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

- Tensión máxima admisible, *S*

Para determinar la tensión máxima admisible se recurre a las tablas de materiales del Código ASME B31.3, para tuberías de acero inoxidable AISI 316L sometidas a una temperatura máxima de 300ºF, temperatura inmediatamente superior a la temperatura de diseño (Tª máxima del sistema +20ºC) la tensión máxima admisible tiene un valor de S=16.700 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

- 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%.

- Eficiencia de la soldadura, *E*

Este término representa 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*

Este factor se obtiene a partir de la **Tabla A.21.9** del Anexo 21. Para una temperatura del sistema por debajo de los 900 ºF y un material para los tubos que es acero inoxidable AISI 316L, el factor Y toma un valor de 0,4.

- Margen de corrosión, *C*

Se considera que un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año es satisfactorio para recipiente y tuberías. Para los intercambiadores de calor se considera un valor para la vida útil de 15 años.

El margen de corrosión se tomará como el valor del desgaste producido durante ésta, por lo tanto C=0,005 in/año.

$$C = 0{,}005\,\frac{in}{\text{año}} \cdot 15\ años = 0{,}075\ in = 0{,}1905\ cm$$

Si se sustituyen todos estos parámetros en la **Ecuación A.13.27** resulta el valor de espesor mostrado en la siguiente expresión.

$$t = \left(\frac{0{,}75\ in \cdot 30\ psi}{2 \cdot (16.700\ psi \cdot 1 + 0{,}4 \cdot 30\ psi)} + 0{,}075\ in\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{12{,}5}{100}}\right)$$

$$= 0{,}086 in$$

Se elegirá un espesor de 0,095 in ya que es el espesor estándar inmediatamente superior al calculado (véase en la **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

13.10.2.- Espesor de la carcasa

Antes de comenzar el cálculo del espesor basado en la presión interna, se determinará el espesor mínimo.

- Espesor mínimo según Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}\,(mm) = 2{,}5 + C = 2{,}5 + 1{,}905 = 4{,}405\ mm = 0{,}173\ in$$

- Espesor mínimo según la fórmula para aceros al carbono:

$$t_{min}\,(mm) = 5 + C = 5 + 1{,}905 = 6{,}905\ mm = 0{,}272\ in$$

Se tomará por tanto como valor mínimo el mayor de los dos calculados, es decir, $t_{min} = 6{,}905\ mm = 0{,}272\ in$.

De acuerdo con el Código ASME VIII-Div.1, el espesor de la carcasa debe determinarse teniendo en cuenta las tensiones a las que se verá sometida. Para cada una de ellas, debe hallarse el espesor necesario para soportarlas, siendo el más adecuado para el diseño el mayor de los valores obtenidos.

A continuación en la tabla, se muestran las principales tensiones que actúan sobre el recipiente.

Tabla A.13.3.
Tensiones a las que está sometido el equipo (Megyesy E.F., 2001)

	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		**TENSIONES LONGITUDINALES**	
CARGA	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**
Peso				X
Viento			X	X
Seísmo			X	X
Presión interior	X		X	
Presión exterior				

Debido a que ejercen una mayor influencia, sólo se tendrán en cuenta las tensiones ejercidas por la presión interna, el resto serán despreciadas. Posteriormente se selecciona un espesor de entre los espesores comerciales, tomando entonces un margen de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo.

Las relaciones que permiten determinar el espesor debido a cada una de estas tensiones se recogen a continuación.

Tensiones circunferenciales:

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0{,}6 \cdot P_D} \qquad [A.13.28]$$

Tensiones longitudinales:

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P_D} \qquad [A.13.29]$$

Donde: P_D Presión de diseño interna, en psi.
R Radio interior de la envolvente, en in.
S Máxima tensión admisible, en psi.
E Eficiencia de junta.
C Margen de corrosión, expresado en in.

A continuación se explican y calculan cada uno de los parámetros que intervienen en estas expresiones:

- Presión de diseño, P_D

La presión de diseño será un 10% mayor que la presión de operación. En el caso que este valor no supere los 30 psi se tomará como presión de diseño 30 psi.

$$P_{op} = 1\ atm = 14{,}7\ psi$$
$$P_D = 1{,}1 \cdot 14{,}7\ psi = 16{,}17\ psi$$

Por tanto se elige como presión de diseño:

$$P_D = 30\ psi$$

- Temperatura de diseño, T_D

Se considera que la temperatura de diseño es aquella que supera en 20ºC a la máxima temperatura del sistema. En este caso:

$$T_D = 20℃ + 99{,}4℃ = 119{,}4℃ = 246{,}92\ °F$$

- Tensión máxima admisible, *S*

Se determina a través de las tablas de materiales del Código ASME, se tiene que para carcasas de acero al carbono SA-285, a una temperatura de 300 ºF (temperatura inmediatamente superior a la de diseño), la tensión máxima admisible, S = 14200 psi (véase **Tabla A.21.7** del Anexo 21).

- Eficiencia de la soldadura, *E*

El valor para la eficiencia de junta se obtiene a partir de la tabla UW-12 del código ASME VIII–Div.1 (véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21). En este caso, 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, se presenta un valor de E = 0,85.

Ya se está en disposición de calcular los espesores, sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.13.28 y A.13.29**.

$$t_{circ} = \frac{30\ psi \cdot \left(\frac{8{,}07}{2}\right) in}{14.200 psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30\ psi} = 0{,}01\ in$$

$$t_{long} = \frac{30\ psi \cdot \left(\frac{8{,}07}{2}\right) in}{2 \cdot 14.200 psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi} = 0{,}005\ in$$

Con estos espesores calculados se toma el de mayor valor, y se le añadirá el sobreespesor por corrosión.

$$t_{carcasa} = 0{,}01\ in + 0{,}075\ in = 0{,}085\ in$$

Como puede observarse $t_{carcasa} = 0{,}085\ in < t_{min}$, por este motivo, el espesor de la carcasa será el espesor mínimo para aceros al carbono calculado con anterioridad.

$$t = 0{,}272\ in = 6{,}905\ mm$$

Se tomará finalmente el espesor comercial inmediatamente superior al calculado (véase **Tabla A.21.10** del Anexo 21).

$$t_{carcasa} = 7{,}9\ mm$$

13.11.- Cálculo de las pérdidas de carga

13.11.1.- Pérdida de carga en los tubos

Para el interior de los tubos, la pérdida de carga se calcula mediante la Ecuación de Fanning:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{D_i \cdot \rho} \qquad [A.13.30]$$

Siendo: f Factor de fricción.
G Velocidad másica, kg/(m^2·s)
L Longitud de los tubos del intercambiador, m.
D_i Diámetro interior de los tubos, m.
ρ Densidad del fluido que circula por los tubos, kg/m^3.

La velocidad másica se determina a partir de la siguiente expresión:

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.13.31]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por tubos, kg/s
n_t Paso por los tubos.
N_t Número de tubos del intercambiador de calor.
D_i Diámetro interior de los tubos, m.

Se disponen de todos los datos así que se procede a sustituirlos en la **Ecuación A.13.31**, obteniéndose:

$$G = \frac{4 \cdot 3{,}83 \ \frac{kg}{s} \cdot 2}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 29} = 1662{,}37 \frac{kg}{s \cdot m^2}$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros inoxidables comerciales es ε = 0,002 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,00014.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por los tubos:

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu} \qquad [A.13.32]$$

$$Re = \frac{0{,}014\ m \cdot 1662{,}37 \frac{kg}{s \cdot m^2}}{2{,}80 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s} = 8{,}44 \cdot 10^4$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción *f = 0,018*.

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.13.30**.

$$\Delta P = \frac{0{,}018 \cdot \left(1662{,}37 \frac{kg}{s \cdot m^2}\right)^2 \cdot 3{,}05\ m}{0{,}014\ m \cdot 746{,}49 \frac{kg}{m^3}} = 14282{,}66 \frac{kg}{m \cdot s^2}$$
$$= 0{,}143\ bar$$

13.11.2.- Pérdida de carga en la carcasa

El cálculo de la pérdida de carga en la carcasa se realiza mediante el método de CERN, utilizando la siguiente expresión:

$$\Delta P_c = \frac{f_c \cdot G_c^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_c}{\rho \cdot D_e} \qquad [A.13.33]$$

Donde: f_c Factor de fricción en la carcasa.
G_c Velocidad másica en la carcasa.
N_c Número de deflectores.
D_c Diámetro de la carcasa.
D_e Diámetro equivalente.

La velocidad másica para la carcasa se calcula utilizando la expresión:

$$G_c = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot (D_c^2 - N_t \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.13.34]$$

En esta expresión, m representa el caudal másico del fluido que circula por la carcasa, es decir 46,98 kg/s. El término 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.

$$X = \frac{1\ in}{0{,}75\ in} = 1{,}33$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.13.34**:

$$G_c = \frac{4 \cdot 46{,}98\ kg/s}{\pi \cdot ((0{,}205m)^2 - 29 \cdot (0{,}019m)^2) \cdot 1{,}33} = 1428{,}06\ kg/(m^2 \cdot s)$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros comerciales es ε = 0,045 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,003.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa.

$$Re = \frac{D_c \cdot G_c}{\mu} \qquad [A.13.35]$$

$$Re = \frac{0{,}205\, m \cdot 1428{,}06 \frac{kg}{s \cdot m^2}}{2{,}83 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s} = 1{,}03 \cdot 10^6$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción $f_c = 0{,}026$.

El número de deflectores calculado anteriormente es de 4 deflectores.

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. La expresión para el cálculo del diámetro equivalente es la siguiente, introduciendo el Pitch en metros.

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{(4/3 \cdot Pitch^2) - (\pi \cdot D_o^2/8)}{\pi \cdot D_o/2} \right) \qquad [A.13.36]$$

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{\left(\frac{4}{3} \cdot (0{,}0254m)^2\right) - (\pi \cdot (0{,}019m)^2/8)}{\pi \cdot (0{,}019m)/2} \right) = 0{,}096\, m$$

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.13.33**, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa.

$$\Delta P_c = \frac{0{,}026 \cdot \left(1428{,}06 \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)^2 \cdot (4+1) \cdot 0{,}205m}{956{,}99 \frac{kg}{m^3} \cdot 0{,}096m} = 591{,}90 \frac{kg}{m \cdot s^2}$$
$$= 0{,}0059\ bar$$

Sumando las dos pérdidas de carga calculadas para el exterior e interior de los tubos se obtiene una pérdida total de presión de:

$$\Delta P_{total} = 0{,}0059\ bar + 0{,}143\ bar = 0{,}1489\ bar$$

13.12.- Aislamiento

El material elegido para aislar el intercambiador de calor en este caso será, al igual que los anteriores, lana de roca, ya que es el material más económico que cubre las necesidades requeridas. Se aísla la carcasa externa del intercambiador y se recubre el aislante con una chapa de aluminio. El espesor de la lana de roca necesario viene en función de la temperatura máxima de operación, según la **Tabla A.21.11** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera, y para una temperatura máxima de operación de hasta 99,4ºC, se obtiene un espesor de lana de roca de 50 milímetros.

ANEXO 14:
DISEÑO DE LA COLUMNA DE RECTIFICACIÓN CR-03 PARA LA SEPARACIÓN DEL AGUA

14.1.- Introducción

En el presente anexo se dispone a diseñar la tercera y última de las tres columnas de rectificación de platos perforados. En esta columna se eliminará como producto de cabeza en el destilado, el agua y el disolvente que se ha utilizado para romper el azeótropo acrilonitrilo-agua, de forma que se obtiene por colas una corriente de producto con una pureza de acrilonitrilo de más del 99% molar.

Destacar que para el diseño de la torre, se hace uso del simulador Chemcad versión 6.2.0. como base de datos, al igual que en el resto del presente Proyecto Fin de Carrera.

14.2.- Diseño de la columna

14.2.1.- Alimentación de la columna

A la columna entra una alimentación de 303,04 kmol/h, a una temperatura de unos 342 K, y con la siguiente composición:

Tabla A.14.1:
Datos de composición de la alimentación

Componente	Caudal molar (kmol/h)
N-Hexano	25
Acrilonitrilo	189,07
Agua	88,97

Comentar que la corriente de alimentación procedente de las colas de la columna anterior, se le ha añadido un disolvente, n-hexano, cuya misión es romper el azeótropo que forman el acrilonitrilo y el agua, como ya se ha explicado anteriormente, de manera que se logra la separación deseada.

Al igual que en la columna anterior, dado que no existen materiales sensibles al calor en la corriente de producto, no es necesario operar a vacío. Se trabajará a presión atmosférica para que sea posible considerar comportamiento ideal de los diferentes componentes y eliminar los problemas relacionados con la operación a presión (materiales especiales de construcción, etc.).

14.2.2.- Condición de alimentación

Un aspecto importante a tener en cuenta a la hora del diseño es la forma en que se introduce la alimentación en la columna, es lo que se denomina condición de alimentación, y se suele representar por ϕ. Los valores que toma este parámetro son los siguientes:

Líquido saturado: $\phi = 1$
Vapor saturado: $\phi = 0$
Mezcla líquido–vapor: $0 < \phi < 1$
Líquido subenfriado: $\phi > 1$
Vapor subenfriado: $\phi < 0$

En este caso, se introduce la alimentación como líquido saturado, por lo que $\phi = 1$.

14.2.3.- Determinación del número de etapas mínimas, de la relación de reflujo y del número de etapas en equilibrio

Para la realización de estos cálculos, se hará uso nuevamente, del método FUG, que es uno de los procedimientos más utilizados.

Se trata de una secuencia de cálculo propuesta por Fenskee, Underwood y Gilliland, para el cálculo del número de platos teóricos mínimos, la relación de reflujo mínima y la relación de reflujo y número de platos teóricos, respectivamente. Puede definirse como un método aproximado basado en hallar el número de etapas en una sección de una columna a partir de los datos de las composiciones en los extremos de la sección.

14.2.3.1.- Número mínimo de etapas. Ecuación de Fenske

En una separación multicomponente, para una separación dada de dos componentes clave, existe una expresión para calcular el número mínimo de etapas de equilibrio necesarias, lo que correspondería al caso de reflujo total.

Se tiene la siguiente expresión, propuesta por Fenske, para determinar este mínimo número de etapas necesarias.

$$N_{mín} = \frac{\log\left(\frac{x_{D(LK)}}{x_{D(HK)}} \cdot \frac{x_{W(HK)}}{x_{W(LK)}}\right)}{\log \alpha_{\frac{LK}{HK}}} \qquad [A.14.1]$$

Siendo: $x_{D(LK)}$ Composición destilado del componente clave ligero.
$x_{D(HK)}$ Composición destilado del componente clave pesado.
$x_{W(LK)}$ Composición colas del componente clave ligero.
$x_{W(HK)}$ Composición colas del componente clave pesado.
$\alpha_{LK/HK}$ Volatilidad relativa del componente clave ligero respecto al clave pesado.

Antes de poder continuar con el diseño propiamente dicho, se deben seleccionar los dos componentes clave entre los que se quiere realizar la separación.

El clave ligero (LK) será el componente que se desea dejar fuera de la corriente de fondo, o el componente más ligero que aparezca en la corriente de fondo, en nuestro caso, el n-hexano. El clave pesado (HK) será el componente que se desea mantener fuera de la corriente de cabeza, o el más pesado de los que aparecen en la corriente de cabeza, para el caso que nos ocupa, el acrilonitrilo.

Deben establecerse especificaciones en las concentraciones máximas de los componentes clave en los productos de cola y cabeza. Se pretende una separación total del acrilonitrilo como producto de colas de columna, pero no es posible imponer dicha especificación, así que se considera que eliminar el 99% será adecuado y suficiente para el diseño de nuestro proceso.

Con lo cual, tras un balance global de materia a la columna, se obtienen del simulador las composiciones de cada componente, en destilado y colas, que se muestran a continuación:

- $x_{D(LK)}$: 0,2141
- $x_{D(HK)}$: 0,0164
- $x_{W(LK)}$: 0,0013
- $x_{W(HK)}$: 0,9987

Las volatilidades relativas de dos componentes pueden ser expresadas como la relación entre sus coeficientes de distribución. Así, la volatilidad relativa del componente clave ligero respecto al clave pesado se calcularía con la siguiente expresión:

$$\alpha_{\mathrm{LK/HK}} = \frac{K_{LK}}{K_{HK}} \qquad [A.14.2]$$

Más adelante en el desarrollo del método, serán necesarias las volatilidades relativas de cada unos de los compuestos con respecto al clave

pesado, por lo que se procede a calcular ya todos los valores de volatilidades relativas. Los coeficientes de distribución se obtienen a partir del simulador Chemcad, y con éstos, se calcularán las volatilidades relativas. En la siguiente tabla se recogen todos los resultados obtenidos.

Tabla A.14.2
Datos de coeficientes de distribución y volatilidades relativas

Componente	**K**	**$\alpha_{i/HK}$**
Acrilonitrilo (HK)	0,7632	1
n-Hexano (LK)	1,3455	1,7630
Agua	1,5868	2,0791

Como ya se dispone del dato de volatilidad relativa entre el componente clave ligero y clave pesado, $\alpha_{(LK)/(\mathrm{HK})}$= 1,7630, ya es posible calcular el número de etapas teóricas mínimo.

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.1**:

$$N_{mín} = \frac{\log\left(\frac{x_{D(LK)}}{x_{D(HK)}} \cdot \frac{x_{W(HK)}}{x_{W(LK)}}\right)}{\log \alpha_{LK/HK}} = \frac{\log\left(\frac{0{,}2141}{0{,}0164} \cdot \frac{0{,}9987}{0{,}0013}\right)}{\log(1{,}7630)} = 16{,}21$$

Por lo que el número de platos mínimo requerido para dicha separación es de 17 platos, incluyendo el calderín.

14.2.3.2.- Relación de reflujo mínima. Ecuación de Underwood

Para proceder a la estimación del reflujo mínimo, habrá 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. Como el caso que nos ocupa se trata de un sistema multicomponente, puede ocurrir que nos encontremos en cualquiera de las siguientes situaciones.

- Que tengan un punto de contacto. Clase 1
- Que tengan dos puntos de contacto. Clase 2

Para los sistemas de clase 1, todos los componentes de la alimentación se distribuyen entre las corrientes de cabeza y colas. Para los de clase 2, uno o más de los componentes solamente aparecen en uno de los productos, o en cabeza o en colas.

En nuestro caso, existe un componente que únicamente aparecerá como producto de colas, que es el acrilonitrilo, por tanto se trata de un sistema de clase 2. Para seguir este método, se han de resolver las siguientes expresiones:

$$R_{mín} = \sum \frac{(\alpha_{i,HK})\cdot x_{Di}}{(\alpha_{i,HK})-\theta} - 1 \qquad [A.14.3]$$

$$\sum \frac{(\alpha_{i,HK})\cdot x_{Fi}}{(\alpha_{i,HK})-\theta} = 1 - \phi \qquad [A.14.4]$$

Siendo:
- $R_{mín}$ Relación de reflujo mínima.
- $(\alpha_{i,HK})$ Volatilidad relativa de cada componente del sistema con respecto al componente clave pesado.
- x_{Fi} Composición de cada componente en la alimentación.
- ϕ Condición de alimentación.
- θ Factor de volatilidad.

En primer lugar habrá que resolver la **Ecuación A.14.4**, para ello, se realiza un proceso iterativo, donde se comienza suponiendo un valor para el factor θ. Se necesitan los datos de composiciones en la alimentación y volatilidades relativas, que se recogen a continuación.

Tabla A.14.3
Datos de composiciones en la alimentación y volatilidades relativas

Componente	$\mathbf{x_F}$	$\boldsymbol{\alpha_{i,HK}}$
Acrilonitrilo (HK)	0,6239	1
n-Hexano (LK)	0,0825	1,7630
Agua	0,2936	2,0791

Sabiendo que la condición de alimentación es $\phi = 1$, y sustituyendo en la **Ecuación A.14.4**:

$$\frac{0{,}0825 \cdot 1{,}7630}{1{,}7630 - \theta} + \frac{0{,}2936 \cdot 2{,}0791}{2{,}0791 - \theta} + \frac{0{,}6239 \cdot 1}{1 - \theta} = 0$$

Mediante la hoja de cálculo de Excel, y aplicando la función SOLVE, se realiza el desarrollo iterativo, obteniéndose un factor de volatilidad de $\theta = 1{,}4422$. A continuación, ya conocido este parámetro, se puede determinar la relación de reflujo mínima mediante la **Ecuación A.14.3.** Para ello, se requieren los datos de composición de cada componente en la corriente de destilado, que se muestran en la siguiente tabla.

Tabla A.14.4
Datos de composición en el destilado

Componente	$\mathbf{x_D}$
Agua	0,7696
n-Hexano (LK)	0,2141
Acrilonitrilo (HK)	0,0163

Sustituyendo todos los valores, queda la ecuación:

$$R_{mín} = \frac{0{,}0163 \cdot 1}{1 - 1{,}4422} + \frac{0{,}7696 \cdot 2{,}0791}{2{,}0791 - 1{,}4422} + \frac{0{,}2141 \cdot 1{,}7630}{1{,}7630 - 1{,}4422} - 1$$
$$= 2{,}6519$$

Un método para estimar la relación de reflujo real consiste en considerar a partir de criterios económicos, el reflujo óptimo.

Por lo general, la relación de reflujo óptima está comprendida en el rango de 1,1 a 1,5 veces la relación de reflujo mínima, para casos intermedios, en los que el número de etapas no es excesivamente grande ni pequeño, se aconseja tomar la relación de reflujo óptima como 1,3 veces la relación de reflujo mínima. Por tanto:

$$R = 1{,}3 \cdot R_{mín} = 3{,}4475$$

Este parámetro calculado es el reflujo mínimo externo. A partir de él, y con la siguiente expresión, se determina la relación mínima de reflujo interno.

$$\left(\frac{L}{V}\right)_{mín} = \frac{1}{1+\left(\frac{1}{R_{mín}}\right)} \qquad [A.14.5]$$

Sustituyendo:

$$\frac{1}{1+\left(\frac{1}{2{,}6519}\right)} = 0{,}7262$$

Al igual que antes, para estimar la relación de reflujo interno óptima se considera,

$$\left(\frac{L}{V}\right) = 1{,}3 \cdot \left(\frac{L}{V}\right)_{mín} = 0{,}9440$$

14.2.3.3.- Número de etapas de equilibrio. Gilliland

Se utilizarán los estudios de Gilliland para el cálculo del número de etapas de equilibrio, para ello es necesario recurrir a la **Figura A.14.1**, mostrada en la siguiente imagen.

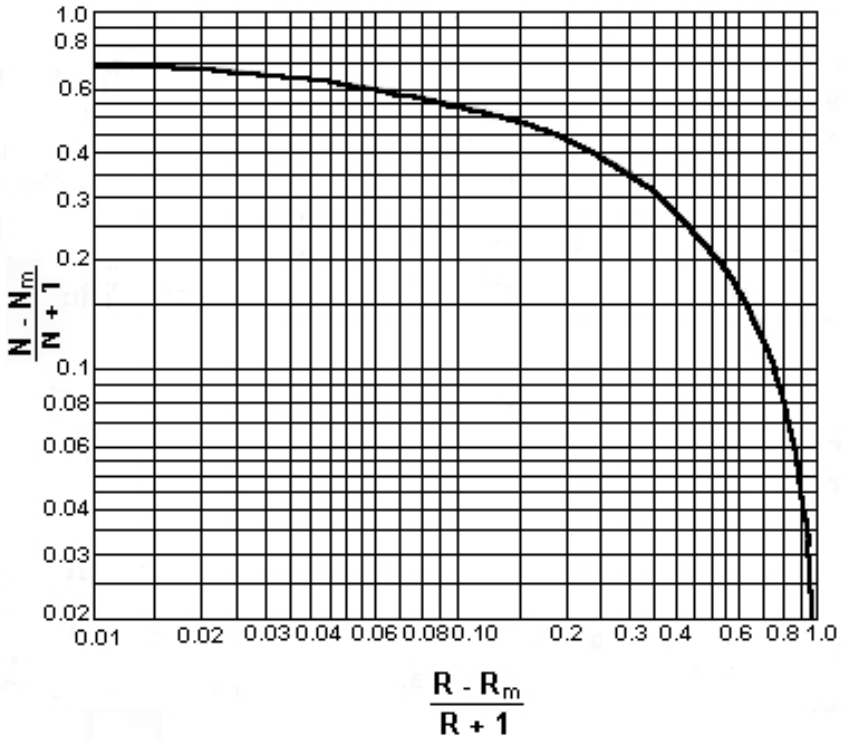


Figura A.14.1. Gráfica de Gilliland (Douglas, J.M., 1988).

El valor de la abscisa, viene dado por la expresión:

$$\frac{R - R_{mín}}{R + 1} = \frac{3{,}4475 - 2{,}6519}{3{,}4475 + 1} = 0{,}18$$

Con este valor en la abscisa, y mirando la gráfica de Gilliland, se obtiene una ordenada de aproximadamente 0,5 por lo tanto:

$$\frac{N - N_{mín}}{N + 1} = 0{,}5$$

Donde: N Número teórico de platos

$N_{mín}$ Número teórico de platos mínimos

Despejando, $N = 33$ por lo que el número de etapas de equilibrio teóricas será 33.

Para asegurar el correcto resultado de estos cálculos, se comprobará calculando el número teórico de platos por la Ecuación de Molokanov.

$$\frac{N - N_{mín}}{N + 1} = 1 - exp\left[\left(\frac{1 + 54{,}4 \cdot X}{11 + 117{,}2 \cdot X}\right) \cdot \left(\frac{X - 1}{X^{0{,}5}}\right)\right] \qquad [A.14.6]$$

Donde $X = \frac{R - Rmín}{R+1} = 0{,}18$

Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.14.6** se obtiene un valor de $N = 31{,}6$;

Resultan dos valores muy próximos, se tomará el mayor valor, es decir, 33 etapas de equilibrio teóricas.

14.2.3.4.- Posición del Plato de alimentación. Ecuación de Kirkbride

Se hará uso de la ecuación desarrollada por C.G. Kirkbride, que permite determinar la relación existente entre el número de platos teóricos presentes en la zona de rectificación y en la de agotamiento. Esto permite conocer el plato en el que entra la alimentación.

La ecuación de Kirkbride es la siguiente,

$$\frac{(NPT)_R}{(NPT) - (NPT)_R} = \left[\frac{x_{F,HK}}{x_{F,LK}} \cdot \left(\frac{x_{W,LK}}{x_{D,HK}}\right)^2 \cdot \frac{W}{D}\right]^{0{,}206} \qquad [A.14.7]$$

Donde: $(NPT)_R$ Número de platos teóricos, zona de agotamiento.
(NPT) Número de platos teóricos totales.
$x_{F,HK}$ Composición clave pesado en la alimentación.
$x_{F,LK}$ Composición clave ligero en la alimentación.
$x_{W,LK}$ Composición clave ligero en la corriente de colas.

$x_{D,HK}$	Composición clave pesado en corriente de destilado.
W	Caudal molar de la corriente de colas, en kmol/h.
D	Caudal molar de la corriente de destilado, en kmol/h.

Todos los datos que intervienen en la ecuación son conocidos, y el valor de los caudales molares W y D se obtienen a continuación, en un balance de materia a la columna, realizado de la misma manera que para la columna anterior, y haciendo uso de la siguiente figura:

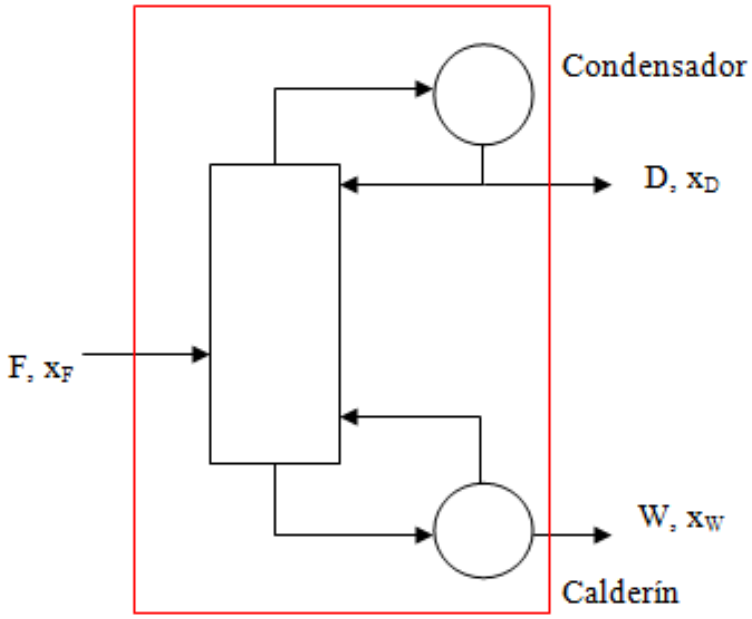


Figura A.14.2. Esquema simplificado columna rectificación

Balance de materia global:

$$F = D + W \qquad [A.14.8]$$

Balance de materia al componente más volátil:

$$F \cdot x_F = D \cdot x_D + W \cdot x_W \qquad [A.14.9]$$

Se puede resolver ya que se trata de un sistema con dos ecuaciones, y del que se conocen todos los parámetros excepto W y D. Se obtiene:

$$W = 187{,}43 \text{ kmol/h}$$
$$D = 115{,}61 \text{ kmol/h}$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.7**:

$$\frac{(NPT)_R}{33-(NPT)_R} = \left[\frac{0{,}6239}{0{,}0825}\cdot\left(\frac{0{,}0013}{0{,}0164}\right)^2\cdot\frac{187{,}43}{115{,}61}\right]^{0{,}206} = 0{,}5967$$

Si se despeja $(NPT)_R$ de la ecuación anterior, se determina el número de platos de la zona de rectificación, obteniéndose:

$$(NPT)_R = 12{,}3$$

Por tanto el número de platos teóricos en la zona de rectificación es 13, sin incluir el condensador; lo cual permite conocer el número de platos en la zona de agotamiento a partir del número de platos teóricos totales.
El número de platos de la zona de agotamiento, sin incluir el calderín, será:

$$(NPT)_A = 20$$

En base a esto la alimentación estará situada en los platos 13 y 14, teniendo en cuenta que la torre se enumera comenzando por la zona de rectificación.

14.2.4.- Diseño hidrodinámico de la columna

14.2.4.1.- Determinación de las partes fundamentales del plato

Se requiere conocer una serie de parámetros, como los flujos de líquido y de gas, las densidades de las corrientes, etc. para poder calcular las partes más significativas de los platos que conforman la columna.

Muchos de estos datos los aporta el simulador, como son las densidades y pesos moleculares; para los flujos de gas y líquido se procederá a realizar un balance de materia a la columna, éstos se esquematizan en la siguiente imagen:

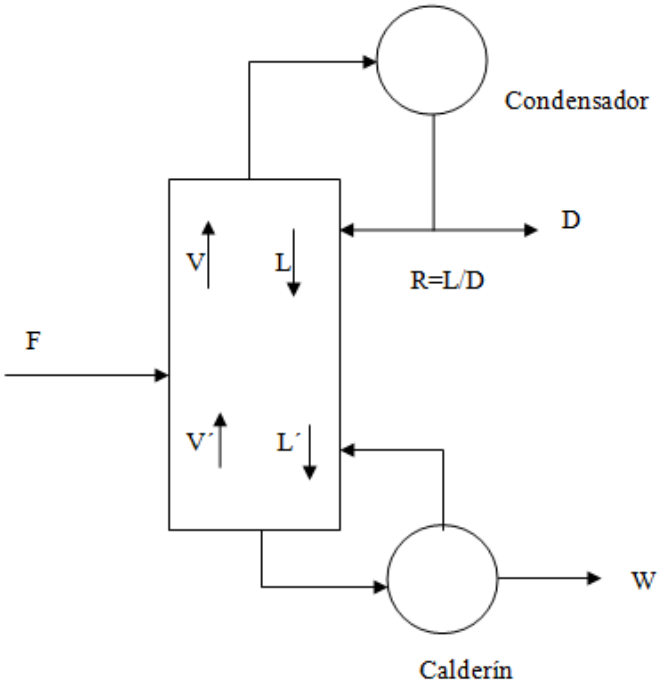


Figura A.14.3. Esquema flujos de gas y líquido en la columna

Los caudales molares en el interior de la columna se verán modificados en función de cómo entre la alimentación:

$$L´ = L + \phi \cdot F \qquad [A.14.10]$$

$$V = V´ + (1 - \phi) \cdot F \qquad [A.14.11]$$

Y se conoce que:

$$L = R \cdot D = 646{,}17\ kmol/h \qquad [A.14.12]$$

$$V´ = L´ - W \qquad [A.14.13]$$

Como la alimentación entra como líquido saturado, ϕ=1, sustituyendo el resto de valores:

$$L´ = 949{,}21\ kmol/h$$
$$V = V´ = 833{,}60\ kmol/h$$

Se resumen a continuación todos los datos necesarios para los cálculos:

Flujos en la columna:

L = 646,17 kmol/h
L´= 949,21 kmol/h
V = V´= 833,60 kmol/h

Densidades y tensión superficial, obtenidas del simulador:

ρ_L = 738,0296 kg/m^3
ρ_V = 1,1194 kg/m^3
$\sigma = 2{,}04 \cdot 10^{-2}$ N/m

Caudales volumétricos:

Q_L= 0,0118 m^3/s
Q_V= 6,8533 m^3/s

A continuación se realizan los cálculos referidos a un plato situado en la zona de agotamiento, ya que es en ella donde se presentan las condiciones de trabajo más desfavorables.

Para calcular las dimensiones características de la columna se asumen una serie de suposiciones que más tarde se han de comprobar para asegurar el correcto diseño y funcionamiento de la columna.

Para comenzar se elegirá el tipo de plato, lo más común es utilizar platos perforados de acero inoxidable, elegimos este material debido a que nuestra corriente está formada, entre otros compuestos, por ácido cianhídrico, que es corrosivo.

Un plato perforado es el tipo de plato de flujo cruzado más simple y común, el líquido fluye por entre los platos y el vapor asciende a través de los orificios del plato. Un esquema típico de este tipo de platos se muestra en la siguiente figura.

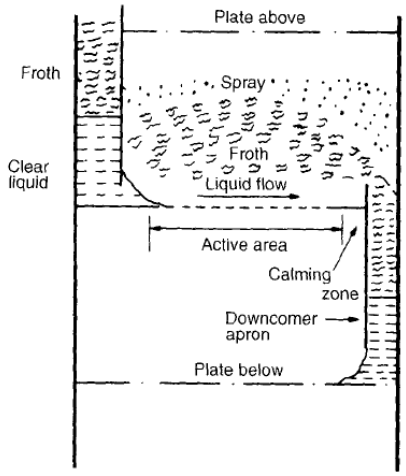


Figura A.14.4. Esquema de plato perforado

Para comenzar con los cálculos hay que empezar suponiendo un diámetro para la torre, para poder tomar un valor del espaciamiento entre platos de la siguiente tabla.

Tabla A.14.5
Relación diámetro de torre, separación entre platos
(Harriot P., Mc Cabe L., y Smith J.C., 2006)

Diámetro torre, T (m)	**Espaciamiento entre platos, t (m)**
<1	0,50
1-3	0,60
3-4	0,75
4-8	0,90

Se supondrá que la torre va tener un diámetro T, comprendido entre 1 y 3m, por lo que el espaciamiento entre platos va a resultar 0,6m. Las perforaciones en los platos se colocarán en los vértices de un triángulo equilátero a una distancia Pitch (P´) entre ellas, que debe cumplir las siguientes expresiones:

$$\frac{A_0}{A_a} = 0{,}907 \cdot \left(\frac{d_0}{P'}\right)^2 \qquad [A.14.14]$$

$$P' = (2{,}5 - 5) \cdot d_0 \qquad [A.14.15]$$

Donde: A_0 Área de las perforaciones.
A_a Área activa de la torre.
d_0 Diámetro de orificio.

El rango de valores para el diámetro de orificio se encuentra entre 3 y 20mm, siendo d_0=4,5mm el valor más utilizado. Para los platos perforados de acero inoxidable existe una relación entre el diámetro de orificio y el espesor de plato, que es posible observar en la tabla que se muestra a continuación:

Tabla A.14.6
Relación espesor de plato/ diámetro de orificio
(Harriot P., Mc Cabe L., y Smith J.C., 2006)

Diámetro orificio		**Espesor plato/diámetro orificio**	
mm	**in**	**Acero inoxidable**	**Acero al Carbono**
3,0	1/8	0,65	
4,5	3/16	0,43	
6,0	¼	0,32	
9,0	3/8	0,22	0,5
12,0	½	0,16	0,38
15,0	5/8	0,17	0,3
18,0	¾	0,11	0,25

Como en la columna anterior, en función de los datos de la tabla, se puede decir que para un d_0=4,5mm, la relación entre el espesor de plato y el diámetro de orificio será de 0,43. Se tendrá pues, orificios de 4,5 mm distribuidos como vértices de un triangulo equilátero, con una separación entre centros que puede estar comprendida entre 11,25 y 22,5 mm (2,5-5 veces el valor de d_0), se tomará el valor de P´ más común, que son 12 mm, sustituyendo los valores en la **Ecuación A.14.14** se obtiene:

$$\frac{A_0}{A_a} = 0{,}907 \cdot \left(\frac{4{,}5mm}{12mm}\right)^2 = 0{,}1275$$

A continuación se calcula la velocidad de inundación.

- **Velocidad de inundación**

Con este cálculo se halla la velocidad máxima permisible para evitar la inundación, para ello se hará uso de la siguiente expresión:

$$V_f = C_f \cdot \left(\frac{\rho_L - \rho_V}{\rho_V}\right)^{0,5} \qquad [A.14.16]$$

Siendo ρ_V y ρ_L la densidad del vapor y de líquido, respectivamente y C_f el coeficiente de inundación, que depende del tipo de plato. Para el cálculo del coeficiente C_f en platos perforados se puede utilizar la siguiente expresión empírica dependiente de la tensión superficial y de los parámetros α y β.

$$C_f = \left[\alpha \cdot log\left(\frac{1}{PF}\right) + \beta\right] \cdot \left[\frac{\sigma}{0{,}020}\right]^{0,2} \qquad [A.14.17]$$

Donde PF representa el parámetro de flujo, y se calcula:

$$PF = \left(\frac{L´}{V´}\right) \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0,5} \qquad [A.14.18]$$

Sustituyendo:

$$PF = \left(\frac{949{,}21\ kmol/h}{833{,}60\ kmol/h}\right) \cdot \left(\frac{1{,}1194 kg/m^3}{738{,}0296\ kg/m^3}\right)^{0{,}5} = 0{,}0443$$

Cuando el parámetro de flujo resulta menor a 0,1 se toma como valor de dicho parámetro: PF = 0,1.

Los valores de los parámetros α y β, dependen de la relación A_0/A_a, como en nuestro caso esta relación es

$$\frac{A_0}{A_a} = 0{,}1275 > 0{,}1$$

Se han de calcular a partir de las siguientes expresiones

$$\alpha = (0{,}0744 \cdot t + 0{,}01173)$$
$$\beta = (0{,}0304 \cdot t + 0{,}015)$$

Siendo t el espaciado entre platos. Al sustituir en ambas expresiones el valor de t = 0,6m, se obtiene:

$$\alpha = 0{,}0564 \text{ m}$$
$$\beta = 0{,}0332 \text{ m}$$

Se sustituyen todos los datos en la **Ecuación A.14.17**:

$$C_f = \left[0{,}0564 \cdot log\left(\frac{1}{0{,}1}\right) + 0{,}0332\right] \cdot \left[\frac{2{,}04 \cdot 10^{-2}}{0{,}020}\right]^{0{,}2} = 0{,}0900\ m/s$$

Con la **Ecuación A.14.16** se puede determinar ya, la velocidad a la que se inunda la columna que será la que se muestra a continuación.

$$V_f = 0{,}0900\frac{m}{s}\cdot\left(\frac{738{,}0296\ \frac{kg}{m^3} - 1{,}1194\ \frac{kg}{m^3}}{1{,}1194\frac{kg}{m^3}}\right)^{0{,}5}$$

$$V_f = 2{,}3083\ m/s$$

La velocidad del vapor a través del área neta, se calculará tomando un valor de 80% la velocidad de inundación para el caso de líquidos que no hacen espuma, por tanto la velocidad del vapor será:

$$V = 0{,}8 \cdot V_f$$

$$V = 1{,}8466\ m/s$$

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**

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, T, se base en el 80% de la velocidad de inundación, V_f, que ya ha sido calculada anteriormente.

Según la ecuación de continuidad, el flujo molar de vapor está relacionado con la velocidad de inundación por la siguiente expresión:

$$V = 0{,}8 \cdot V_F \cdot (A_T - A_v) \cdot \frac{\rho_v}{PM_v} \qquad [A.14.19]$$

Por lo que,

$$Q_V = 0{,}8 \cdot V_F \cdot (A_T - A_v) \qquad [A.14.20]$$

Donde: V Flujo molar de vapor, kmol/s.
V_F Velocidad de inundación, m/s.
A_T Área total de la columna, m^2.
A_v Área de los vertederos, m^2.
ρ_v Densidad del vapor, kg/m^3.
PM_v Peso molecular del vapor, kg/kmol.
Q_v Caudal volumétrico del vapor, m^3/s.

Se puede expresar el área total de la columna como,

$$A_T = \pi \cdot \frac{T^2}{4} \qquad [A.14.21]$$

Si se sustituye esta expresión en la **Ecuación A.14.20** y se despeja el diámetro de columna se obtiene:

$$T = \left(\frac{4 \cdot Q_v}{0{,}8 \cdot V_F \cdot \pi \cdot \left(1 - \frac{A_v}{A}\right)} \right)^{0{,}5} \qquad [A.14.22]$$

El término A_v/A representa la relación entre el área de vertedero y el área trasversal del plato, la bibliografía indicada para el dimensionado de la columna, sugiere que esta relación puede estimarse a partir del parámetro de flujo, PF, mediante:

$$A_v/A \begin{cases} 0{,}1 \text{ si } PF \leq 0{,}1 \\ 0{,}1 + \frac{PF - 0{,}1}{9} \text{ si } 0{,}1 \leq PF \leq 1 \\ 0{,}2 \text{ si } PF \geq 1 \end{cases}$$

Dado que el parámetro de flujo es PF = 0,1 la relación queda $A_v/A = 0{,}1$. Sustituyendo en la **Ecuación A.14.22**:

$$T = \left(\frac{4 \cdot 6{,}8533\, {}^{m^3}/_{s}}{1{,}8466\, \frac{m}{s} \cdot \pi \cdot (1 - 0{,}1)} \right)^{0{,}5} = 2{,}29\, m$$

Se tomará como diámetro un valor estándar superior al determinado por las ecuaciones anteriores, por lo que la torre tendrá un diámetro igual a 2,5 metros. Con este valor del diámetro definitivo se vuelven a calcular los parámetros anteriores.

Se hace la comprobación de que el espaciamiento entre platos era correcto, ya que para un diámetro de 2,5 m de torre, le corresponde un espaciamiento t = 0,6m (véase **Tabla A.14.5**). Con respecto a la velocidad de inundación, decir que no resulta modificada debido a que se mantiene el espaciamiento entre platos en el mismo valor.

A continuación se procederá a calcular todas las áreas características del plato perforado.

- **Cálculo de áreas definitivas del plato**

Antes de comenzar con los cálculos, se definen todas las distintas áreas posibles de distinguir dentro del plato perforado.

- **A_n**: Área neta. Área total del plato exceptuando el área ocupada por los vertederos.
- **A_v**: Área de vertedero, tanto de descenso del plato superior, como de salida del líquido al plato inferior.
- **A_{vigas}**: Área vigas que soportan el plato.
- **A_a**: Área activa. Se trata del área neta menos el área de las vigas.
- **A_o**: Área de perforaciones. Está relacionado con el diámetro y el número de perforaciones.

Una vez conocido el significado de todas las áreas características se procede a sus cálculos.

- **Área total (A_T):** Según la **Ecuación A.14.21**

$$A_T = \frac{\pi}{4} \cdot (2{,}5m)^2 = 4{,}9087\, m^2$$

- **Área vertederos (A_V):**

La longitud de los vertederos (W), debe estar comprendida entre 0,6 y 0,8 veces el diámetro de la torre, se tomará el caso intermedio, es decir:

$$W = 0{,}7 \cdot T = 1{,}75\, m$$

Utilizando la siguiente expresión se puede obtener el área de vertederos:

$$\frac{A_V}{A_T} = \frac{arcsen\left(W/_T\right)}{180} - \frac{\left(W/_T\right) \cdot \sqrt{1-(W/T)^2}}{\pi} \qquad [A.14.18]$$

$$\frac{A_V}{A_T} = \frac{arcsen(0{,}7)}{180} - \frac{(0{,}7) \cdot \sqrt{1-(0{,}7)^2}}{\pi} = 0{,}0877$$

$$A_V = 0{,}4320\, m^2$$

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, como en la columna anterior, mediante la **Tabla A.14.7**, que se muestra a continuación.

Tabla A.14.7
Distancia al centro de la columna
(Harriot P., Mc Cabe L., y Smith J.C., 2006)

Longitud derramadero, W	**Distancia desde el centro de la torre, x**	**Porcentaje de 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

Se ha seleccionado anteriormente una relación entre longitud de derramadero y diámetro de la torre de 0,7, por lo que la distancia al centro de la torre, x, será:

$$x = 0{,}3562 \cdot T = 0{,}8905\ m$$

Entonces, la distancia que existe entre vertedero y vertedero, designada como Z, será dos veces la distancia al centro de la torre.

$$z = 2 \cdot x = 1{,}781\ m$$

- **Área neta (A_N):**

Se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$A_T = 2 \cdot A_V + A_N \qquad [A.14.19]$$

$$A_N = 4{,}9087\ m^2 - 2 \cdot 0{,}4320\ m^2$$

$$A_N = 4{,}0448\ m^2$$

- **Área activa (A_a):**

Para el cálculo del área activa se hará uso de nuevo de la tabla que se adjunta a continuación, donde se refleja, para cada diámetro de la torre, una relación entre el área activa y el área total, A_a/A_t.

Tabla A.14.8
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

Para el valor de diámetro, T = 2,5 se tiene una relación $\frac{A_a}{A_t} = 0{,}76$
Como se conoce el área total, es posible despejar el área activa, obteniendo:

$$A_a = 3{,}7306\, m^2$$

- **Área vigas (A_{vigas}):**

Según la definición de área activa:

$$A_a = A_N - A_{vigas} \qquad [A.14.20]$$

de donde se puede hallar el área de vigas, que resulta:

$$A_{vigas} = A_N - A_a = 0{,}3142\, m^2$$

Como se conocen las longitudes de las vigas, y ahora también, su área, es posible calcular el espesor (e), a partir de la siguiente expresión:

$$A_{vigas} = (2 \cdot W + D_T) \cdot e \qquad [A.14.21]$$

Despejando de la ecuación anterior queda que el espesor de vigas es:

$$e = \frac{A_{vigas}}{(2 \cdot W + D_T)} = 0{,}0524\, m$$

- **Área perforaciones (A_o):**

Se va a proceder al cálculo de esta área a partir de la **Ecuación A.14.14**, que relacionaba el área activa con el área de las perforaciones, y cuyo resultado obtenido fue:

$$\frac{A_0}{A_a} = 0{,}1275$$

Por lo que, despejando el área de interés,

$$A_0 = A_a \cdot 0{,}1275 = 0{,}4758\, m^2$$

Para comprobar que el plato diseñado funciona de manera correcta, se debe asegurar que:

- El vertedero sea capaz de permitir el paso a todo el líquido de la columna.
- La caída de presión no sea tan elevada que se inunde la columna.

Para verificar dichas comprobaciones se recurre a la siguiente expresión, para espaciamiento entre platos (t) de 0,6 m:

$$\frac{Q_L}{W} \leq 0{,}03$$

Sustituyendo los valores queda comprobado que se cumple la condición, por lo que el plato funcionará correctamente.

$$\frac{Q_L}{W} = \frac{0{,}0118\ {}^{m^3}/_{s}}{1{,}75\ m} = 0{,}0068\ \leq 0{,}03$$

14.2.4.2.- Pérdida de carga en el plato

Una vez dimensionada la columna con los cálculos anteriormente realizados, el siguiente paso es comprobar si las dimensiones obtenidas son adecuadas para su buen funcionamiento.

Al existir una diferencia de presión entre el nivel de líquido en el plato y en el vertedero, se producirá un retroceso de líquido, que, si es demasiado elevado puede superar el nivel del plato superior y podría inundarse la columna. Habrá que tener en cuenta las diferentes alturas de líquido, que se exponen a continuación:

- Altura del vertedero, h_W.
- Altura de la cresta de líquido sobre el vertedero, h_C.
- Gradiente de nivel de líquido en el plato, desde el punto de entrada hasta la salida, Δ.
- Retroceso en el vertedero por encima del nivel de líquido, h_B

Si se considera que este nivel va a aumentar si se tienen en cuenta las burbujas de vapor que lleva el líquido, se debe cumplir para un buen funcionamiento de la columna que:

$$h_T \leq \frac{t}{2}$$

Donde,

$$h_T = h_w + h_c + \Delta + h_B \qquad [A.14.22]$$

El valor de gradiente de altura en el plato puede considerarse despreciable, así que, se procede a calcular el resto de los términos necesarios para el cálculo de h_T.

- **Altura del vertedero, h_w**

Suele tomarse un valor para ésta, de t/10:

$$h_w = \frac{t}{10}$$

Como el espaciado entre platos es t = 0,6 m, h_w queda:

$$h_w = 0{,}06\ m$$

- **Altura de la cresta de líquido sobre el vertedero, h_c**

Para el cálculo de este término de altura, se recurre a la Ecuación de Francis:

$$\frac{Q_L}{W_{ef}} = 1{,}839 \cdot h_c^{3/2} \qquad [A.14.23]$$

Donde W_{ef} representa el ancho del vertedero eficaz (m), debido a que la columna tiene forma cilíndrica; y Q_L, el caudal de líquido en m^3/s .Si se despeja la altura de esta ecuación y se introduce el término de ancho de vertedero, W, quedaría:

$$h_c = 0{,}666 \cdot \left(\frac{Q_L}{W}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{W}{W_{ef}}\right)^{\frac{2}{3}} \qquad [A.14.24]$$

Existe una relación basada en consideraciones geométricas que relaciona W, W_{ef} y h_c, y se muestra a continuación.

$$\left(\frac{W_{ef}}{W}\right)^2 = \left(\frac{T}{W}\right)^2 - \left[\left(\frac{T^2}{W^2} - 1\right)^{0,5} + \frac{2 \cdot h_c}{T} \cdot \left(\frac{T}{W}\right)\right]^2 \qquad [A.14.25]$$

Para obtener el valor de h_c ha de emplearse un proceso iterativo, se comienza suponiendo un valor de la altura h_c, se calcula con él, mediante la **Ecuación A.14.25** la relación W_{ef}/W y se sustituye ésta en la **Ecuación A.14.24**; se obtendrá ahora un nuevo valor de altura que se ha de comparar con el supuesto, si no coincide se repetirá el cálculo con este nuevo valor, y así sucesivamente hasta que coincidan los valores.

Tras realizar el proceso iterativo se ha obtenido un valor para la altura de $h_c = 0{,}0238\, m$.

- **Retroceso en el vertedero, por encima del nivel del líquido, h_B**

Para calcular la altura en el vertedero, se precisa 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}.

$$h_B = h_E + h_{vap} \qquad [A.14.26]$$

Así que se calculará cada uno de estos términos:

- **h_E:** Pérdida de presión del líquido al acceder al plato bajo el vertedero.

$$h_E = \frac{3}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{Q_L}{A_{da}}\right)^2 \qquad [A.14.27]$$

Donde g = 9,81 m/s^2 y A_{da} es la menor de las siguientes áreas:

- La del vertedero: $A_V = 0{,}4320\, m^2$

- El área libre entre el vertedero y el plato, ésta se calcula considerando que el faldón del vertedero se coloca a una altura del plato de hw-0,025 m, por lo que:

$$A_L = (h_w - 0{,}025) \cdot W = 0{,}0613\ m^2$$

En vista de los resultados, se le asignará a A_{da} el valor del área libre entre vertedero y plato,

$$A_{da} = 0{,}0613\ m^2$$

Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.14.27**, se obtiene:

$$h_E = 0{,}0057\ m$$

- **h_{vap}:** Se calculará como la contribución de varios efectos: la pérdida de carga en plato seco, h_D; la pérdida de carga causada al atravesar el líquido y la espuma, h_L; y la pérdida de carga residual ocasionada por superar la tensión superficial, h_R.

$$h_{vap} = h_D + h_L + h_R \qquad [A.14.28]$$

Para calcular la pérdida de presión en plato seco, h_D, se tiene 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, y se realiza aplicando la siguiente expresión:

$$h_D = \left(\frac{v_0^2}{C_0'}\right) \cdot \left(\frac{\rho_v}{2 \cdot g \cdot \rho_L}\right) \qquad [A.14.29]$$

Siendo $V_0 = \frac{Q_v}{A_0} = 14{,}4027 \frac{m}{s}$ y C_0' un coeficiente de orificio que depende de la relación entre espesor de plato y diámetro de la perforación, válida para el rango $0{,}2 \leq e_p/d_o < 2$ y se calcula mediante la ecuación:

$$C_o^{'} = 1{,}09\left(\frac{d_o}{e_p}\right)^{0{,}25} \qquad [A.14.30]$$

Sustituyendo los valores en la **Ecuación A.14.30**, se obtiene $C_0^{'} = 1{,}35$ y tras estos cálculos intermedios, al sustituir todo en la **Ecuación A.14.29**:

$$h_D = 0{,}0119$$

A continuación se procede a calcular 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:

$$h_L = 6{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}725 \cdot h_w - 0{,}238 \cdot h_w \cdot V_a \cdot \rho_v^{0{,}5} + 1{,}225 \cdot \frac{Q_L}{Z} \qquad [A.14.31]$$

Siendo,

$$Z = \frac{W + T}{2} = 2{,}125\ m$$

$$V_a = \frac{Q_v}{A_a} = 1{,}8370\ \frac{m}{s}$$

Entonces, sustituyendo en la expresión:

$$h_L = 0{,}0287\ m$$

Ahora se calculará el tercer término que contribuye a h_{vap}, que es la pérdida de carga residual, 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, y es a partir de un balance de la fuerza necesaria para vencer dicha tensión como se obtiene la siguiente expresión:

$$h_R = \frac{6 \cdot \sigma}{\rho_L \cdot d_0 \cdot g} \qquad [A.14.32]$$

Sustituyendo términos:

$$h_R = \frac{6 \cdot 2{,}04 \cdot 10^{-2} N/m}{738{,}0296\ {}^{kg}/_{m^3} \cdot 0{,}0045 m \cdot 9{,}81 m/s^2} = 0{,}0038\ m$$

Como se reflejó en la **Ecuación A.14.28**, sumando estas tres últimas pérdidas calculadas se determina la pérdida de presión del vapor de plato a plato:

$$h_{vap} = h_D + h_L + h_R = 0{,}0119\ m + 0{,}0287 m + 0{,}0038\ m$$
$$h_{vap} = 0{,}0444\ m$$

Se puede calcular entonces, que la altura en el vertedero, según la **Ecuación A.14.26,** tiene un valor de:

$$h_B = 0{,}0057\ m + 0{,}0444\ m$$

$$h_B = 0{,}0501\ m$$

Por último, ya es posible determinar la pérdida de carga total, que como se dijo al principio de este apartado viene dada por la **Ecuación A.14.22**:

$$h_T = h_w + h_c + h_B = 0{,}06 m + 0{,}0238 m + 0{,}0501 m$$

$$h_T = 0{,}1339 m$$

Se puede comprobar que se cumple el requisito de:

$$h_T = 0{,}1339\, m \leq \frac{t}{2} = 0{,}3m$$

14.2.4.3.- Inundación

La inundación se trata de un fenómeno indeseable que ocurre en el caso de que las velocidades del líquido y/o el vapor sean tan elevadas que la caída de presión del gas sea mayor que la carga neta de gravedad del líquido, el cual, es arrastrado hacia arriba.

El valor de la velocidad de inundación es $V_f = 2{,}3083\, m/s$, calculado anteriormente en el **Apartado 14.2.4.1**, ya que era un parámetro necesario para poder realizar el diseño de la columna. Para evitar esta condición de inundación de la columna, se fija un valor de la velocidad del vapor del 80% de la velocidad de inundación, por lo que resulta, $V = 1{,}8466\, m/s$.

14.2.4.4.- Lloriqueo

El lloriqueo en una columna de platos se trata de un problema que se produce cuando la velocidad con la que asciende el vapor V_{Vm} es demasiado baja, por lo que el líquido cae a través de los orificios de los platos diseñados para que ascienda el vapor. Para determinar la velocidad de ascensión del vapor se hace uso de la siguiente expresión:

$$\frac{V_{Vm} \cdot \mu_v}{\sigma} = 0{,}0229 \cdot \left(\frac{\mu_v^2}{\rho_v \cdot d_0 \cdot \sigma} \cdot \frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0{,}379} \cdot \left(\frac{e}{d_0}\right)^{0{,}293} \cdot \left(\frac{2 \cdot A_a \cdot d_0}{\sqrt{3} \cdot P'^3}\right)^{\frac{2{,}8}{\left(\frac{Z}{d_0}\right)^{0{,}724}}} \qquad [A.14.33]$$

Donde: V_{Vm} Velocidad de ascensión del vapor, m/s.
μ_v Viscosidad del vapor, Pa·s.
ρ_v Densidad del vapor, kg/m^3.
ρ_L Densidad del líquido, kg/m^3.
σ Tensión superficial, N/m.
d_o Diámetro de orificio, m.
e/d_o Relación espesor del plato/ diámetro de orificio (0,43).
$P´$ Pitch, m.
A_a Área activa, m^2.
Z Distancia entre vertederos, m.

La viscosidad del vapor, se obtiene con el simulador y presenta un valor de 0,0002734 Pa·s, al disponer ya de todos los valores anteriores, se procede a sustituir en la **Ecuación A.14.33** y se obtiene una velocidad de ascensión del vapor:

$$V_{Vm} = 1{,}42 \frac{m}{s}$$

Si se trabaja a velocidades de vapor inferiores a ésta, puede producirse el fenómeno de lloriqueo, produciendo una alteración no deseada en las composiciones de los flujos tanto en el plato como en las corrientes productos, que acarrearía una disminución de la eficacia.

Se debe comprobar entonces, que la velocidad del vapor a través del área de orificios es mayor que este valor calculado.

$$V_{vapor} = \frac{Q_V}{A_0} = \frac{6{,}8533 \ \frac{m^3}{s}}{0{,}4758 \ m^2} = 14{,}40 \frac{m}{s}$$

Se puede asegurar por tanto, que no se producirá lloriqueo.

14.2.4.5.- Arrastre

Para el cálculo de la cantidad de líquido arrastrado, E, es necesaria la gráfica mostrada a continuación en la **Figura A.14.5**. Con ella se determina el arrastre fraccional, en la abscisa se muestran los valores del parámetro de flujo, PF, las curvas representan el acercamiento al punto de inundación por arrastre y en la ordenada de esta figura, se reflejan los valores de E, que representan las fracciones de flujo descendente de líquido.

$$E = \frac{e}{e + L} \qquad [A.14.34]$$

Siendo: E Arrastre fraccional.

e Arrastre absoluto de líquido.

L Flujo descendente de líquido sin arrastre.

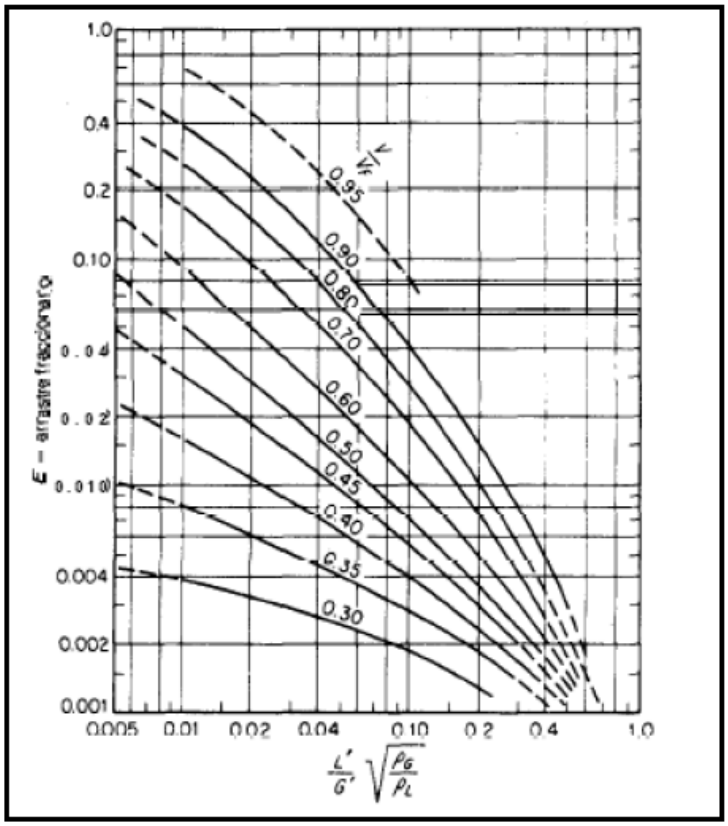


Figura A.14.5. Gráfica del arrastre fraccional (Seader y Henley, 1988).

Para nuestro valor del parámetro de flujo PF = 0,1, se determina gráficamente el valor del arrastre fraccionado, E, a una relación entre velocidad del gas y velocidad de inundación de 0,8 como ya se ha citado en apartados anteriores. El valor de arrastre fraccional considerado correcto para platos perforados es $E < 0{,}1$ [Seader y Henley], se observa que el arrastre fraccional que se obtiene se encuentra alrededor de 0,027, por lo que se puede asegurar que no se producirá este fenómeno.

14.2.4.6.- Descarga

En los casos en que la velocidad del líquido a través del vertedero, V_L, sea superior a 0,3 m/s (Seader y Henley) comenzarán a producirse problemas de descarga.

$$V_L = \frac{Q_L}{A_V} \qquad [A.14.35]$$

$$\frac{Q_L}{A_V} = \frac{0{,}0118 \frac{m^3}{s}}{0{,}4320} = 0{,}03 \frac{m}{s} < 0{,}3 \frac{m}{s}$$

Queda comprobado que no aparecerán problemas de descarga.

14.2.4.7.- Eficiencia de la columna. Correlación de O´Connell.

Se requiere una rápida estimación de la eficiencia de la columna para calcular el número real de platos necesarios. Para ello, se utilizará la correlación de O´Connell. Con este método se relaciona la eficiencia total de la columna con el producto de la volatilidad relativa del componente clave ligero (respecto al clave pesado) y la viscosidad media de la alimentación.

La expresión que se utiliza para el cálculo de la eficiencia es:

$$E_0 = 51 - 32{,}5 \cdot \log\left(\mu_F \cdot \alpha_{\mathrm{LK/HK}}\right) \qquad [A.14.36]$$

Sustituyendo en ella los siguientes datos de nuestro sistema:

- μ_F = 0,2734 cP; facilitada por el simulador.
- $\alpha_{(LK)/(\mathrm{HK})}$ = 1,7630

Se obtiene una eficiencia del 61,30%. El número de etapas de la columna se calculó como 33 excluyendo el calderín. Si se tiene ahora en cuenta la eficiencia, el número real de etapas resulta ser:

$$N_{real} = \frac{N}{E_0} = \frac{33}{0{,}6130} = 53{,}8\ etapas$$

Se obtienen entonces, teniendo en cuenta la eficiencia de la columna, 54 etapas de equilibrio reales (54 platos perforados), además del calderín.

14.2.5.- Altura de la columna

Para calcular la altura total de la columna, se ha de tener en cuenta que está formada por 54 platos, que el espaciamiento entre ellos se ha fijado en 0,6m, al igual que la distancia entre el plato inferior y superior y los fondos de la columna. También se ha de contar con los fondos, que tienen una altura de 0,42m y la faldilla inferior y superior, que servirán de unión entre la carcasa y los fondos, y tendrá una altura de 0,036m (véase **Apartado 14.3.5**). Según todo esto, la columna tendrá una altura total de 34,51 m.

14.2.6.- Esbeltez

Se define la esbeltez como la relación entre la altura de la columna y su diámetro:

$$K = \frac{H}{T} \qquad [A.14.37]$$

Siendo: K Esbeltez de la columna.

H Altura de la columna, (véase **Apartado14.3.6**).

T Diámetro de la columna.

$$K = \frac{34{,}51\ m}{2{,}5\ m} = 13{,}8$$

14.3.- Diseño mecánico de la torre

En los siguientes apartados se van a especificar los aspectos relacionados con el diseño mecánico de la columna.

14.3.1.- Material empleado

La corriente de alimentación contiene una cierta cantidad de ácido cianhídrico, a pesar de la casi completa eliminación de este producto en la columna anterior, como prevención debido a la naturaleza corrosiva de este ácido, la columna y los platos deben construirse con un material resistente a la corrosión. Los aceros inoxidables son los materiales anti-corrosión más utilizados en la industria química, se tomará como material más adecuado para la envolvente, como en el caso anterior, el acero inoxidable SA-240 (AISI 316L). Para los platos perforados del interior de la columna, como se dijo anteriormente, también se empleará acero inoxidable AISI 316L.

14.3.2.- Determinación del espesor de la envolvente

La columna estará sometida a variedad de cargas y por tanto debe diseñarse de manera que sea capaz de resistirlas.

La envolvente debe estar diseñada para resistir la presión interior de la columna y el peso de la propia vasija más los elementos interiores,

además de cualquier carga de viento que pueda producir un movimiento indeseado en la columna.

Para calcular el espesor de la envolvente es preciso en primer lugar identificar el tipo de tensiones a que está sometida la columna. Las posibles tensiones que pueden afectar a la torre se recogen en la siguiente tabla:

Tabla A.14.9.
Tensiones a las que está sometido el equipo (Megyesy E.F., 2001)

	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		**TENSIONES LONGITUDINALES**	
CARGA	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**
Peso				X
Viento			X	X
Seísmo			X	X
Presión interior	X		X	
Presión exterior				

Las tensiones longitudinales debidas a seísmo se pueden considerar despreciables frente a la ejercida por la presión interior, debido a la zona geográfica donde se sitúa la columna. Por ello, para calcular el espesor de la envolvente se considerará en esta columna también, únicamente la presión interior y la tensión ejercida por el viento. A partir del dato de espesor que se obtenga por este cálculo, se selecciona el definitivo de entre los espesores comerciales.

Para considerar aquellas tensiones que han sido despreciadas en los cálculos, se tomará en la elección un margen de seguridad que las cubra.

14.3.2.1.- Determinación del espesor según la presión interna

Para determinar el espesor de la envolvente cilíndrica sometida a tensión circunferencial y longitudinal, existen, según el Código ASME

VIII-Div.1, dos expresiones distintas. Se calcula el espesor necesario para soportar casa una de dichas tensiones, y se tomará el mayor de los dos valores obtenidos.

Tensiones circunferenciales:

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0{,}6 \cdot P_D} \qquad [A.14.38]$$

Tensiones longitudinales:

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P_D} \qquad [A.14.39]$$

Se determinan a continuación todos los parámetros que forman parte de ambas expresiones:

- Presión de diseño, P_D:

Será la mayor de dos valores: 30 psi ó un 10% más de la presión de operación.

$P_{operación}$: 1 atm = 14,69 psi

$P_D = 1{,}1 \cdot P_{operación}$ = 16,16 psi

En vista de los resultados se tomará como presión de diseño 30 psi.

- Radio de la columna, R:

El radio de la columna tiene un valor de 1,25 m pero para aplicar la fórmula ha de introducirse en pulgadas, con lo cual:

R = 49,21 pulgadas.

- Temperatura de diseño, T_D:

Se tomará como temperatura de diseño, aquella que supere en 20ºC la temperatura máxima que alcanza la torre, además, se debe introducir en la expresión en grados Fahrenheit.

T_D = 350,8 K (Tª de colas) + 20 = 370,8 K

T_D = 208,04 ºF

- Tensión máxima admisible, S:

Para calcularla, se debe acudir a las tablas recogidas en el Código ASME, para nuestro tipo de material, acero inoxidable SA-240 (AISI316L), sometido a una temperatura de 300ºF , la inmediatamente superior a la temperatura de diseño (208,04ºF), la tensión máxima admisible es S =16.700 psi (véase **Tabla A.21.6** del Anexo 21).

- Coeficiente de soldadura, E:

Para la selección de este coeficiente se va a considerar la siguiente situación:

-Tipo de junta: a tope con un doble cordón de soldadura o mediante otro método con el que se obtenga la misma calidad de soldadura de material depositado.

- Control: Examinar por zonas.

Para estas características, E = 0,85 (véase **Tabla A.21.8**, Anexo 21).

- Corrosión, C:

Los recipientes o partes de los mismos que estén sujetos a corrosión, erosión o abrasión deben tener un margen de espesor para lograr la vida

deseada, aumentando convenientemente el espesor del material respecto al determinado por las fórmulas de diseño, o utilizando algún método adecuado de protección.

En el caso actual, como acción de seguridad se considerará un margen de espesor debido a la corrosión. Éste será establecido en función de dos criterios:

- La vida deseada de un recipiente es una cuestión económica. Según la **Tabla A.21.15** del Anexo 21, para una columna de rectificación, el período de vida es de 8 años.
- Un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año (1/16 de pulgada en 12 años) generalmente es satisfactorio para recipientes y tuberías.

  Según esto, queda un margen de:

$$C = 8\ años \cdot 0{,}005 \frac{in}{año} = 0{,}04\ in = 0{,}1\ \text{cm}$$

Se sustituyen todos estos valores en las **Ecuaciones A.14.38** y **A.14.39**, y se obtiene:

$$t_{circ} = \frac{30 psi \cdot 49{,}21\ in}{16700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30 psi} = 0{,}1041\ in$$

$$t_{long} = \frac{30\ psi \cdot 49{,}21\ in}{2 \cdot 16700\ psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi} = 0{,}0520\ in$$

Al mayor de los espesores calculados, se añade el sobreespesor por corrosión, C.

$$t = 0{,}1041\ in + 0{,}04\ in = 0{,}1441\ in$$

Esfuerzo debido al viento:

La estabilidad de la torre puede verse afectada a algunos fenómenos ambientales externos como el viento, capaz de ejercer presión de tracción y compresión sobre las paredes del recipiente. Se procede a continuación al cálculo del espesor mínimo de la envolvente para resistir la carga de viento.

Para estos cálculos se debe tener en cuenta que no toda la columna se encuentra expuesta del mismo modo a la carga de viento, ya que a mayor altura, menor momento. Por ello, se procede al cálculo en la junta del faldón con la envolvente. La altura entre el suelo y el faldón será d 1,5 m, por lo que la altura expuesta a la carga de viento será:

$$h_{exp} = 1{,}5m = 4{,}92\ ft$$

La presión de diseño para la carga del viento se calcula con la siguiente expresión:

$$P_w = q_s \cdot C_q \cdot C_e \qquad [A.14.40]$$

Donde: q_s Presión de estancamiento del viento a 30 pies (estándar).
C_q Coeficiente de presión, depende de la geometría del recipiente.
C_e Coeficiente del factor por ráfagas, según altura y tipo de exposición.

La presión de estancamiento se trata de un parámetro que va a depender de la velocidad del viento, por lo que dependerá íntimamente de la zona donde se sitúe la planta. La columna será situada en San Roque, en dicho emplazamiento, se han llegado a alcanzar rachas de hasta 180 km/h de velocidad de viento, aunque generalmente no superan los 50/60 km/h.

Para la selección de la presión de estancamiento, se seleccionará una velocidad del viento de 180 km/h, que sería la condición más desfavorable.

Esos 180 km/h corresponden a 112,4 mph, según la **Tabla A.21.12** del Anexo 21, para citadas condiciones, e interpolando los valores, correspondería una presión de estancamiento:

$$q_s = 32{,}44 \text{ lb/ft}^2$$

El coeficiente de presión, C_q, depende de la geometría del recipiente. Según la **Tabla A.21.13**, del Anexo 21, al ser una vasija cilíndrica, y estar conectado a varios equipos auxiliares, el valor del coeficiente de presión es 0,9.

El último de los coeficientes, el del factor por ráfagas, depende de la altura desde el suelo y el tipo de exposición, según la **Tabla A.21.14**, del Anexo 21, y considerando una exposición tipo C, para una altura de exposición de 36,51 m que son 119,76 ft (altura de la torre más distancia entre el fondo y el suelo) el coeficiente tiene un valor de 1,8.

Se ha tomado una exposición de tipo C, ya que se trata de una exposición severa, en un terreno grande y abierto.

Sustituyendo todos los datos en la **Ecuación A.14.40**, resulta:

$$P_w = 32{,}44 \frac{lb}{ft^2} \cdot 0{,}9 \cdot 1{,}8 = 52{,}55 \; lb/ft^2$$

Mediante la siguiente expresión se calcula el momento debido a la carga por viento:

$$M_{exp} = M - h_{exp} \cdot \left(V - 0{,}5 \cdot P_w \cdot D_0 \cdot h_{\text{exp}}\right) \qquad [A.14.41]$$

Donde: M_{exp} Momento a la altura $h_{exp.}$

M Momento máximo, en la base.

h_{exp} Distancia de la base a la posición considerada.

V Esfuerzo cortante.

P_w Presión de diseño del viento.

D_0 Diámetro exterior de la carcasa, incluyendo espesor del aislante.

Se recurre a la siguiente expresión para calcular el esfuerzo cortante:

$$V = P_w \cdot D_0 \cdot H \qquad [A.14.42]$$

Siendo H la altura total de la torre, incluido el faldón, H = 118,12 ft.

Se necesita conocer el espesor del aislante, para calcular el diámetro exterior de la torre. Este espesor va a depender de la temperatura de operación de la columna. Según la **Tabla A.21.11** del Anexo 21, para una temperatura máxima de operación de 350,8K (77,8ºC), el espesor de lana de roca necesario será de 0,05 m. Por lo que el diámetro externo de la envolvente será:

$$D_0 = 2 \cdot 0{,}05m + 2{,}5m = 2{,}60m = 8{,}54\ ft$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.42** se obtiene:

$$V = 52{,}55 \frac{lb}{ft^2} \cdot 8{,}54ft \cdot 118{,}12\ ft = 53045{,}30\ lb$$

Para calcular el momento máximo, M, se hace uso de la siguiente expresión:

$$M = P_w \cdot D_0 \cdot H \cdot h_1 = V \cdot h_1 \qquad [A.14.43]$$

Donde h_1 representa el brazo de palanca para la posición 1, que viene dado por:

$$h_1 = \frac{H}{2} = 59{,}06\ ft$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.43**:

$$M = 59{,}06\ ft \cdot 53045{,}30\ lb = 3132838{,}41\ lb \cdot ft$$

Con todos estos datos ya se puede calcular el momento a la altura considerada mediante la **Ecuación A.14.41**, resultando:

$$M_{exp} = 3.132.838{,}41\ \ lb \cdot ft - 4{,}92\ \text{ft} \cdot \left(53.045{,}30\ \ lb - 0{,}5 \cdot 52{,}55 \frac{lb}{ft^2} \cdot 8{,}54\ ft \cdot 4{,}92\ \text{ft}\right) = 2.877.290{,}86\ lb \cdot ft$$

Ya se disponen de todos los datos necesarios para calcular el espesor necesario por carga de viento, para ello se recurre a la siguiente expresión:

$$t_{viento} = \frac{12 \cdot M_{exp}}{r_i^2 \cdot \pi \cdot S \cdot E} \qquad [A.14.44]$$

Donde: M_{exp} Momento a la altura analizada, lb·ft.

E Factor de soldadura.

S Tensión máxima admisible, psi.

r_i Radio de la envolvente, incluyendo el espesor del aislante, in. $r_i = \frac{D_0}{2} = 4{,}27\ ft = 51{,}29\ in$.

Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.14.44**, resulta un espesor por carga debida al viento:

$$t_{viento} = \frac{12 \cdot 2.877.290{,}86\ \ lb \cdot ft}{(51{,}29in)^2 \cdot \pi \cdot 16.700psi \cdot 0{,}85} = 0{,}2944\ in$$

Comparando este espesor con el resultado obtenido para las tensiones de presión interna y externa, se observa que aquellos son menores, por lo que se pueden despreciar. Se tomará como espesor el calculado para la carga de viento, añadiéndole el margen de corrosión.

$$t = 0{,}2944\ in + 0{,}04in = 0{,}3344\ in = 8{,}49\ mm$$

A continuación se ha de comprobar que este espesor supera al mínimo determinado por norma:

- Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}\,(mm) = 2{,}5 + C = 2{,}5 + 1mm = 3{,}5mm$$

- Según la fórmula para aceros inoxidables:

$$t_{min}\,(mm) = 3\ mm$$

Por tanto, se toma como valor el espesor comercial inmediatamente superior al calculado anteriormente (8,49 mm):

$$t = 9{,}5\ mm$$

14.3.3.- Determinación del espesor del fondo superior

La columna de rectificación estará provista en la parte superior de un cabezal de tipo toriesférico, ya que son los más comunes en la industria. Existen dos clases de cabezales toriesféricos, el tipo Klopper y el Korbbogen.

Se utilizará un cabezal tipo Korbbogen siempre que se de alguna de las siguientes situaciones:

- Presión de diseño superior o igual a 7kg/cm^2.
- Temperatura de diseño superior a 350ºC.
- Esbeltez próxima o superior a 10.

Debido a que la esbeltez que presenta la columna es mayor a 10, se utilizarán fondos Korbbogen. Sus dimensiones características se pueden calcular mediante las siguientes expresiones (Código ASME):

$$L = D_i \qquad [A.14.45]$$

$$r = 0{,}06 \cdot L \qquad [A.14.46]$$

$$h = 0{,}169 \cdot D_i \qquad [A.14.47]$$

Siendo: L Radio interior de curvatura
D_i Diámetro interior de la envolvente
r Radio interior del abombado
h Altura de la cúpula

Sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.14.45, A.14.46**, y **A.14.47**, se obtiene:

$$L = 2{,}5m = 98{,}43in$$

$$r = 0{,}15m$$

$$h = 0{,}4225m$$

A continuación se dispone a calcular el volumen y el área del cabezal, a partir de las siguientes expresiones:

$$Volumen = 0{,}08089 \cdot D_i^3 \qquad [A.14.48]$$

$$Área = 0{,}931 \cdot D_0^2 \qquad [A.14.49]$$

El diámetro exterior se calculará con el diámetro interior y el espesor de la envolvente que se ha calculado en el apartado anterior.

$$D_0 = D_i + 2 \cdot e = 2{,}519\ m$$

Sustituyendo en las **Ecuaciones A.14.48** y **A.14.49** resultan:

$$Volumen = 0{,}08089 \cdot (2{,}5m)^3 = 1{,}26\ m^3$$

$$Área = 0{,}931 \cdot (1{,}28\ m)^2 = \ 5{,}91\ m^2$$

Para el cálculo del espesor de la cúpula se recurre al Código ASME, donde se refleja la siguiente expresión:

$$t_p = \frac{M \cdot P_d \cdot L}{2 \cdot S \cdot E - 0{,}2 \cdot P_d} \qquad [A.14.50]$$

Donde S y E, son los mismos valores que los utilizados anteriormente, 16.700 psi y 0,85 respectivamente, y M es un parámetro que depende de las dimensiones del cabezal de la siguiente manera:

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left[3 + \sqrt{\frac{L}{r}}\right] \qquad [A.14.51]$$

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left[3 + \sqrt{\frac{1{,}25}{0{,}075}}\right] = 1{,}7706$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.14.50**, se obtiene un valor de espesor:

$$t_p = \frac{1{,}7706 \cdot 30\ psi \cdot 98{,}43\ in}{2 \cdot 16.700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}2 \cdot 30 psi} = \ 0{,}1842\ in$$

Se le añade el sobreespesor por corrosión:

$$t_p = 0{,}1842in + 0{,}04in = 0{,}2242\ in = 5{,}69\ mm$$

14.3.4.- Determinación del espesor del fondo inferior

La selección de la cubierta inferior será la misma que para la superior anteriormente dimensionada, se trata de una cubierta toriesférica tipo Korbbogen, debido a las mismas razones que se expusieron en el apartado anterior. También las dimensiones características se calculan de la misma manera, y además, como dependen únicamente del diámetro de la columna y su espesor, tendrán los mismos valores que para el fondo superior.

$$L = 2{,}5m = 98{,}43in$$

$$r = 0{,}15m$$

$$h = 0{,}4225m$$

$$Volumen = 1{,}26m^3$$

$$Área = \ 5{,}91m^2$$

También el espesor en la cubierta inferior va a ser el mismo que en la superior, por lo que

$$t_p = 0{,}22in = 5{,}69mm$$

14.3.5.- 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 de la faldilla, no puede ser mayor de 100 mm, pero sí tiene que superar al mayor de los siguientes valores:

$$h \geq 0{,}3 \cdot \sqrt{D_e \cdot e_f} = 35{,}93\ mm$$

$$h \geq 3 \cdot e_f = 17{,}08\ mm$$

$$h \geq 25mm$$

Donde: D_e Diámetro exterior de la carcasa, mm.
e_f Espesor de la pared del fondo, mm.

El mayor de los valores obtenidos es de 35,93 mm por lo que se tomará una altura de faldilla de 36 mm, tanto para la inferior como para la superior.

14.3.6.- 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 0,42 metros.

Además, se ha de considerar la altura de la faldilla superior e inferior, calculadas en el apartado anterior, por lo que la altura total de la columna será:

$$H_{TOTAL} = H_{envolvente} + 2 \cdot H_{fondo} + 2 \cdot H_{faldilla}$$
$$= 0{,}6m \cdot 54 + 2 \cdot 0{,}6m + 2 \cdot 0{,}42m + 2 \cdot 0{,}036 = 34{,}51m$$

La columna de rectificación 3 tendrá una altura de 34,51 m.

14.3.7. 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 1,5 m.
- La esbeltez 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, debido a su esbeltez, que es mayor de 5.

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.

14.3.8.- 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.21.11** del Anexo 21, 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 77,8 ºC, se obtiene un espesor de lana de roca de 50 milímetros.

ANEXO 15:
EQUIPO AUXILIAR DE LA COLUMNA DE RECTIFICACIÓN CR-03

15.1.- Introducción

Para completar el diseño de la columna de rectificación CR-03 es necesario diseñar sus equipos auxiliares, como ya se ha explicado en el **Capítulo 12** de la Memoria del presente Proyecto, éstos son un condensador y un calderín. El diseño de ambos equipos se abordará de forma análoga al resto de intercambiadores de calor del proceso.

15.2.- Condensador

Para la selección del condensador se opta por el diseño de un condensador de contracorriente de carcasa y tubos por ser el que mejor se adapta a las condicione de trabajo.

15.2.1.-Corriente de entrada

La corriente alimentación del condensador será la proveniente de la cabeza de la columna CR-03 que se encuentra a 93ºC (366K). Esta corriente debe condensar, para dirigirse con posterioridad al acumulador de reflujo. Para ello se hará uso de agua de la red interna de la Refinería a 7ºC (280K) que elevará su temperatura en el proceso hasta 13ºC (286K).

Propiedades de la corriente de fluido caliente:

- Densidad media: 380,43 kg/m^3
- Viscosidad media: 2,8·10^{-4} Pa·s
- Temperatura entrada: 366 K
- Temperatura salida: 313 K
- Temperatura media: 339,5 K

- Capacidad calorífica media c_{pc}: 2.406,09 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_c: 0,1083 W/(m·K)
- Flujo másico m_c: 1,07 kg/s

Propiedades de la corriente del agua de refrigeración:

- Densidad media: 999,32 kg/m^3
- Viscosidad media: $1{,}2 \cdot 10^{-3}$ Pa·s
- Temperatura entrada: 280 K
- Temperatura salida: 286 K
- Temperatura media: 283 K
- Capacidad calorífica media c_{pf}: 4.193,29 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_f: 0,590 W/(m·K)
- Flujo másico m_f: 127,7 kg/s (Calculado en el **Apartado 15.2.3**)

15.2.2.- Asignación de los flujos

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, 1.994). 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 refrigeración por el interior de los tubos. A este criterio, además, debe sumársele el factor de que el agua de refrigeración es un fluido que puede contener un alto índice de suciedad.

15.2.3.- Calor intercambiado

El calor intercambiado en el condensador se ha obtenido del simulador Chemcad y presenta el valor:

$$Q = 7763425{,}01\ J/s$$

La expresión general del calor intercambiado que se obtiene a partir de un balance de energía al intercambiador, resulta:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \qquad [A.15.1]$$

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 perdida por el fluido caliente es igual a la que gana el fluido frío, si se desprecian las pérdidas térmicas.

Por tanto, teniendo en cuenta que el fluido frío experimenta un aumento de temperatura, para este fluido se tendría la expresión:

$$Q = m_F \cdot c_{p_F} \cdot \Delta T_F \qquad [A.15.2]$$

Donde: Q Calor intercambiado entre los fluidos.
m_F Caudal másico del fluido frío.
m_C Caudal másico del fluido caliente.
C_{pF} Calor específico del fluido frío.
C_{pC} Calor específico del fluido caliente.
ΔT_F Diferencia de temperatura de la corriente fría.
ΔT_C Diferencia de temperatura de la corriente caliente.

A partir del calor intercambiado, y de la **Ecuación A.15.2**, se obtiene la cantidad necesaria de agua de refrigeración.

$$m_F = \frac{Q}{c_{p_F} \cdot \Delta T_F} = \frac{7763425{,}01 \ \frac{J}{s}}{4193{,}29 \left(\frac{J}{kg \cdot K}\right) \cdot (286 - 280)K} = 308{,}6 \frac{kg}{s}$$

Se necesitan 308,6 kg/s de agua de refrigeración.

15.2.4.- Principales características del equipo

Los tubos tendrán un diámetro externo de 0,75 pulgadas y un diámetro interno de 0,56 pulgadas. Tendrán una disposición triangular con un Pitch de 1 pulgada. El número de pasos tanto por tubos como por carcasa será 1.

Los tubos y la carcasa estarán construidos de acero inoxidable AISI 316L debido a su contacto con ácido cianhídrico, que es corrosivo.

15.2.5.- Diferencia de temperatura media logarítmica

El valor medio de la temperatura va a estar condicionado por la evolución que presenta la temperatura de cada fluido a partir de la de entrada. Para el cálculo de esta temperatura media logarítmica (LMTD) se hace uso de la siguiente expresión, donde los subíndices C y F se refieren a las corrientes de fluido caliente y frío respectivamente, y "ent" y "sal" a la entrada y la salida respectivamente.

$$LMTD = \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right) - \left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}{\ln \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right)}{\left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}} \qquad [A.15.3]$$

$$LMTD = \frac{(366K - 280K) - (313K - 286K)}{\ln \frac{(366K - 280K)}{(313K - 286K)}} = 50{,}93\ K$$

En el caso de intercambiadores de carcasa y tubos de pasos múltiples, como es el caso en estudio, se introduce un factor de corrección (F), de este modo, la diferencia de temperatura media logarítmica queda:

$$\Delta T_m = F \cdot LMTD \qquad [A.15.4]$$

El factor de corrección depende de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes y de la configuración geométrica del intercambiador. Existen unas gráficas para las configuraciones típicas de intercambiadores de calor, donde obtener el factor F en función de las razones P y R, definidas a continuación.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_{1-}t_1} \qquad [A.15.5]$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_{2-}t_1} \qquad [A.15.6]$$

Como ya se ha comentado en varias ocasiones a lo largo del presente Proyecto, el factor de corrección para condensadores y calderines será la unidad. De acuerdo con lo anterior, y sabiendo que el número de pasos por tubos es 1, se tiene que F = 1, resulta:

$$\Delta T_m = 50{,}93\ K$$

15.2.6.- Balance de energía

La velocidad de transferencia de calor en un intercambiador de calor se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton de enfriamiento, esto es:

$$Q = U \cdot A_S \cdot \Delta T_m \qquad [A.15.7]$$

Donde: Q Calor intercambiado entre fluidos en J/s.

U Coeficiente global de transferencia de calor (W/(m^2·K)).

A_s Área de transferencia de calor expresado en m^2.

ΔT_m Diferencia de temperatura media logarítmica.

15.2.6.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

En estos sistemas de intercambio de calor dos fluidos 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. Los efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

Esta red de resistencias térmicas fluido-pared-fluido contiene dos resistencias a la convección y una a la conducción. La resistencia térmica total queda:

$$R = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.15.8]$$

Donde k_m es la conductividad térmica del material de la pared y L es la longitud del tubo. Y los subíndices i y o se refieren a las superficies interior y exterior de los tubos, respectivamente.

Al combinar todas las resistencias en una sola, la transferencia de calor se puede expresar:

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = U \cdot A \cdot \Delta T = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T = U_o \cdot A_o \cdot \Delta T \qquad [A.15.9]$$

Siendo h el coeficiente individual de convección, la ecuación anterior se convierte en:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_o \cdot A_o} = R = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.15.10]$$

Además de lo expuesto anteriormente, el rendimiento de los intercambiadores de calor suele deteriorarse con el paso del tiempo debido

a la acumulación de suciedad sobre las superficies de transferencia de calor. Esta suciedad o acumulaciones, ejerce una resistencia adicional para la transferencia y provoca una disminución de la misma.

El factor de incrustación R_f representa el efecto de estas acumulaciones en la transferencia de calor. Este factor depende de la temperatura de operación, de la velocidad de los fluidos y de la duración del servicio.

Para un intercambiador de calor de carcasa y tubo, la **Ecuación A.15.10** se puede expresar como:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{R_{f,o}^{''}}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.15.11]$$

Para que el coeficiente global de intercambio de calor tenga significado se debe especificar 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=π·D·L.

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{D_i} \cdot D_o + \frac{D_o \cdot ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot k_m} + R_{f,o}^{''} + \frac{1}{h_o} \qquad [A.15.12]$$

15.2.6.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna

Para el cálculo del coeficiente de película interna se hace uso del Nusselt y del Reynolds, cuyas expresiones son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \qquad [A.15.13]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu} \qquad [A.15.14]$$

Donde: k Conductividad térmica del fluido.

G Velocidad másica del fluido que circula por el interior de los tubos en kg/(s·m^2).

μ Viscosidad del fluido expresado en Pa·s.

D_i Diámetro interior de los tubos en m.

A continuación se muestra la expresión utilizada para el cálculo de la velocidad másica, G.

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.15.15]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por los tubos (kg/s)

n_t Número de pasos por tubos.

N_t Número de tubos.

Para comenzar con el procedimiento iterativo de cálculo, se ha de suponer de antemano un valor de diámetro de carcasa, de los que aparecen en la **Tabla A.21.1** del Anexo 21. A partir de éste, y del número de tubos relacionado con él, se calcularán los coeficientes de convección tanto interior como exterior, y por tanto, el valor del coeficiente global. Una vez conocido el coeficiente global, U, se calculará el área necesaria de intercambio, y con ésta, imponiendo un valor de longitud de tubos (dentro del rango de los valores comerciales), se obtendrá un número de tubos necesarios para el intercambio de calor definido. Conociendo este valor se comprobará que el número de tubos necesarios no sobrepasa a los que se supusieron al principio del proceso iterativo, si por el contrario, el número de tubos obtenidos como necesarios es mayor que el supuesto, se cambiará de tamaño de tubos para que el número de tubos necesarios sea menor, y si aun así no es posible, se tendrá que comenzar de nuevo suponiendo un diámetro de carcasa mayor, y por tanto, un mayor número de tubos.

Se supone por tanto un diámetro de carcasa, como ya se ha comentado, para ello es necesario acudir a la **Tabla A.21.1** del Anexo 21.

Esta tabla, tal y como está representada es adecuada para diámetros internos de tubo de 0,75 pulgadas y para Pitch de 15/16 pulgadas. En el resto de los casos el número de tubos se verá multiplicado por un factor de corrección según el diámetro interno de tubo y el valor del Pitch, que se encontrará en la **Tabla A.21.2** del Anexo 21.

Los valores seleccionados para un diámetro de tubo de 0,75 pulgada (0,014m) y un Pitch de 1 pulgada son los siguientes:

$$D_c = 48\ in = 1{,}22\ m$$
$$N_{t,o} = 1965$$
$$Factor\ corrección = 0{,}88$$
$$N_t = 1730$$

Siendo D_c el diámetro interno de la carcasa, $N_{t,o}$ el número de tubos obtenido en la **Tabla A.21.1** y N_t el número de tubos definitivos una vez multiplicado por el factor de corrección.

Sustituyendo estos valores en la **Ecuación A.15.15**, se obtiene una velocidad másica:

$$G = \frac{4 \cdot 308{,}6\ kg/s \cdot 1}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 1730} = 1122{,}45\ kg/(m^2 \cdot s)$$

Conocido el valor de la velocidad másica ya se puede obtener a partir de la **Ecuación A.15.14** el valor del número de Reynolds.

$$Re = \frac{1122{,}45\ \ kg/(m^2 \cdot s) \cdot 0{,}014m}{1{,}2 \cdot 10^{-3} Pa \cdot s} = 1{,}33 \cdot 10^4$$

Se utiliza a continuación la siguiente expresión para el cálculo del Nusselt, relacionándolo con el Reynolds:

$$Nu_d = 0{,}023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot Pr^n \qquad [A.15.16]$$

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 frio que circula por el interior de los tubos (si fuese al contrario n = 0,3).

Pr representa el número de Prandt, calculado a partir de la siguiente expresión, e introduciendo los valores de las propiedades respecto al fluido que circula por los tubos:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \qquad [A.15.17]$$

$$Pr = \frac{4193{,}29\ J/(kg \cdot K) \cdot 1{,}2 \cdot 10^{-3} Pa \cdot s}{0{,}590\ W/(m \cdot K)} = 8{,}51$$

Una vez conocidos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.15.16**, y se obtiene el valor del Nusselt.

$$Nu_d = 0{,}023 \cdot (1{,}33 \cdot 10^4)^{4/5} \cdot 8{,}51^{0{,}4} = 108{,}09$$

Este valor se relaciona ahora mediante la **Ecuación A.15.13** con el coeficiente individual de película interna, despejándolo resulta:

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{D_i} = \frac{108{,}09 \cdot 0{,}590\ W/(m \cdot K)}{0{,}014m} = 4481{,}93\ W/(K \cdot m^2)$$

15.2.6.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa

Este coeficiente se obtendrá del mismo modo que el anterior, haciendo uso del Reynolds y el Nusselt. Pero en este caso las expresiones que los definen son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_o \cdot D_o}{k} \qquad [A.15.18]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_c}{\mu} \qquad [A.15.19]$$

$$G = \frac{4 \cdot m}{\pi(D_c^2 - N_T \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.15.20]$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot Re_D^{0,5} \cdot Pr^{1/3}}{[1 + (0{,}4/Pr)^{2/3}]^{0,25}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{5/8}\right]^{0,8} \qquad [A.15.21]$$

Donde: D_c Diámetro interno de carcasa (1,22 m).

D_o Diámetro externo de tubos (0,019 m).

X Representa la relación $Pitch/D_o$ y su valor es 1,33.

Pr Número de Prandt, calculado con la **Ecuación A.15.17** utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa. Tiene un valor de Pr = 6,14.

Sustituyendo los valores de las propiedades del fluido que circula por la carcasa en las **Ecuaciones A.15.18, A.15.19, A.15.20** y **A.15.21** se obtienen los siguientes resultados:

$$G = \frac{4 \cdot 1{,}07\ kg/s}{\pi((1{,}22m)^2 - 1730 \cdot (0{,}019\,m)^2) \cdot 1{,}33} = 1{,}185\ kg/(s \cdot m^2)$$

$$Re = \frac{1{,}185\ kg/(s \cdot m^2) \cdot 1{,}22m}{2{,}8 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s} = 5{,}23 \cdot 10^3$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot (5{,}23 \cdot 10^3)^{0,5} \cdot 6{,}14^{1/3}}{[1 + (0{,}4/6{,}14)^{2/3}]^{0,25}} \left[1 + \left(\frac{5{,}23 \cdot 10^3}{282000}\right)^{5/8}\right]^{0,8} = 84{,}6$$

$$h_o = \frac{84{,}6 \cdot 0{,}1083 \frac{W}{m \cdot K}}{0{,}019\,m} = 4{,}81 \cdot 10^2 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

15.2.6.4.- Factores de incrustación interno y externo

Estos dos factores adquieren un valor de $R_{f,i}^{´´}$ = 0,0002 m^2·K/W y $R_{f,o}^{´´} = 0{,}00045\ m^2$·K/W (Normas TEMA).

15.2.6.5.- Conductividad térmica del metal

Para hallar la resistencia a la conducción, es necesario conocer la conductividad térmica del material. Teniendo en cuenta el material de los tubos, que es acero inoxidable AISI 316L, y que la temperatura máxima de las corrientes se encuentra alrededor de los 93ºC se obtiene según **Tabla A.21.3** del Anexo 21 una conductividad $k_m = 14{,}5\ W/(m \cdot K)$.

Conocidos ya los valores de los coeficientes individuales de película, tanto interna como externa, los factores de incrustación, y la conductividad térmica del metal, se puede calcular el coeficiente global de transferencia de calor a partir de la **Ecuación A.15.12.**

$$\frac{1}{U_o} = \frac{0{,}019\ m}{4481{,}93\ W/(K \cdot m^2) \cdot 0{,}014m} + \frac{0{,}0002\ \mathrm{m^2 \cdot K/W}}{0{,}014m} \cdot 0{,}019\ m + \frac{0{,}019\ m \cdot ln\left(\frac{0{,}019\ m}{0{,}014m}\right)}{2 \cdot 14{,}5\ W/(m \cdot K).} + 0{,}00045\ \mathrm{m^2} \cdot \frac{\mathrm{K}}{\mathrm{W}} + \frac{1}{4{,}81 \cdot 10^2 \frac{W}{K \cdot m^2}} = 3{,}29 \cdot 10^{-3} m^2 \cdot K/W$$

Con lo cual el coeficiente global resulta:

$$U_o = 304{,}03\ W/(m^2 \cdot K)$$

A continuación, a partir de la **Ecuación A.15.7,** despejando el área, se calculará la superficie requerida para el intercambio de calor.

$$A = \frac{Q}{U_o \cdot \Delta T_m} \qquad [A.15.22]$$

$$A = \frac{7763425{,}01\ \frac{J}{s}}{304{,}03\ \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 50{,}93K} = 501{,}41\ m^2$$

15.2.7.- Cálculo del número de tubos

Para calcular el número de tubos se debe seleccionar en primer lugar la longitud de éstos. Los valores de longitudes comerciales para los tubos suelen ser 10 ft, 12 ft, 14 ft, 16 ft, 18 ft, 20 ft, 22 ft, 24 ft y 26 ft. Para el caso que se diseña, se va a seleccionar una longitud de tubos de 16 ft (4,88m).

Se calculará en primer lugar la longitud que tendría el intercambiador si estuviera formado por un único tubo (L^*). Para ello se hace uso de la siguiente expresión:

$$L^* = \frac{A}{Perímetro\ tubo} \qquad [A.15.23]$$

Siendo el perímetro del tubo:

$$P = \pi \cdot \left(\frac{D_o}{2}\right) = \pi \cdot \frac{0{,}019}{2} = 0{,}0598\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.15.23**:

$$L^* = \frac{501{,}41 m^2}{0{,}0598\ m} = 8378{,}12\ m$$

A partir de esta longitud, y sabiendo que cada tubo tiene 4,88 m de largo, se puede obtener el número de tubos.

$$N_t = \frac{8378{,}12\ m}{4{,}88\ m} = 1718\ tubos$$

Se supuso al principio del cálculo, en el **Apartado 15.2.6.2.** del presente Anexo, que la carcasa seleccionada tendría 1730 tubos. Se comprueba por tanto que el número de tubos necesarios es menor que el supuesto, por lo que el cálculo ha sido correcto. Si hubiese salido un número superior al supuesto, se tendrían que haber modificado el tamaño de los tubos para que el número de tubos necesarios disminuyera, si aun así saliese superior, se tendrían que rehacer los cálculos suponiendo un nuevo valor de diámetro de carcasa y por tanto, de número de tubos.

El intercambiador de calor contará con 1730 tubos de 16 pies cada uno, en una carcasa de 48 pulgadas de diámetro interno.

15.2.8.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores

En la carcasa se han de colocar unos tabiques que obligan al fluido a circular de manera perpendicular a los tubos para que se mejore la transmisión de calor, éstos son llamados deflectores.

El número de deflectores (N_c) se determina a partir de la siguiente fórmula:

$$N_c = \frac{l}{P_{def}} \qquad [A.15.24]$$

Donde l es la longitud de los tubos y P_{def} corresponde con el espaciamiento que existe entre deflectores. Este espaciamiento se calcula como la media entre el máximo y el mínimo establecido.

La separación mínima entre deflectores ($P_{def,min}$) será el mayor de los siguientes dos valores mostrados a continuación.

- 1/5 del diámetro interior de la carcasa (0,24 m).
- 2 in (0,0508 m).

En este caso, se opta por el primero de los valores.

La separación máxima viene dada por la siguiente tabla teniendo en cuenta el diámetro exterior y el material de los tubos.

Tabla A.15.1
Separación máxima entre deflectores (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)

Para nuestro caso, se tendrá una separación máxima de 60 pulgadas (1,52 m). Se calcula la media entre la separación máxima y la mínima y se obtiene una separación de deflectores:

$$P_{def} = 0{,}88\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.15.24**, el número de deflectores es:

$$N_c = \frac{4{,}88\ m}{0{,}88\ m} = 5{,}5$$

El número de deflectores del intercambiador será seis.

Las normas TEMA establecen el espesor de los deflectores mediante la **Tabla A.15.2**, a partir del diámetro de la carcasa (48 in) y el espaciamiento entre placas (34,8 in).

Tabla A.15.2
Espesor de placas deflectoras (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)
8 - 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	(737-985)	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 de las placas deflectoras es de 0,375 in (9,5 mm).

Por último, comentar con respecto al diámetro de la deflectora, que éste será ligeramente inferior al de la carcasa y posee un segmento libre igual al 25% del diámetro interior de la carcasa D_c.

15.2.9.- Diseño mecánico

15.2.9.1.- Espesor de los tubos

Para determinar el espesor requerido por presión interna en el interior de los tubos que conforman el intercambiador se empleará un cálculo que se rige por las especificaciones del Código ASME B31.3. De acuerdo a este código, el espesor se calcula mediante las siguientes expresiones:

$$t = \frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} \qquad [A.15.25]$$

Teniendo en cuenta el sobreespesor por corrosión y la tolerancia de fabricación, la ecuación anterior queda como se muestra a continuación.

$$t = \left(\frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} + C\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{M}{100}}\right) \qquad [A.15.26]$$

Donde: P_D Presión de diseño.

D_o Diámetro exterior de la tubería.

S Tensión máxima permisible.

E Eficiencia de la soldadura.

Y Coeficiente que depende del material de la tubería y de la temperatura de diseño.

C Margen por corrosión.

M Tolerancia de fabricación.

A continuación se procede a definir y calcular las variables que intervienen en la **Ecuación A.15.26**.

- Presión de diseño, P_D

La presión de diseño se obtiene añadiendo un 10% a la presión máxima de operación. Si este valor obtenido es menor a 30 psi, se tomará este último como presión de diseño.

$$P_{op} = 1\ atm = 14{,}7\ psi$$

$$P_D = 1{,}1 \cdot 14{,}7\ psi = 16{,}17\ psi$$

Se tomará por tanto, $P_D = 30\ psi$.

- Diámetro exterior, D_o

El diámetro exterior de los tubos del intercambiador es 0,75 pulgadas. (Ver **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

- Tensión máxima admisible, *S*

Para determinar la tensión máxima admisible se recurre a las tablas de materiales del Código ASME B31.3, para tuberías de acero inoxidable AISI 316L sometidas a una temperatura máxima de 300ºF, temperatura inmediatamente superior a la temperatura de diseño (Tª máxima del sistema +20ºC) la tensión máxima admisible tiene un valor de S=16.700 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

- 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%.

- Eficiencia de la soldadura, *E*

Este término representa 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*

Este factor se obtiene a partir de la **Tabla A.21.9** del Anexo 21. Para una temperatura del sistema por debajo de los 900 ºF y un material para los tubos que es acero inoxidable AISI 316L, el factor Y toma un valor de 0,4.

- Margen de corrosión, *C*

Se considera que un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año es satisfactorio para recipiente y tuberías. Para los intercambiadores de calor se considera un valor para la vida útil de 15 años. El margen de corrosión se tomará como el valor del desgaste producido durante ésta, por lo tanto C=0,005 in/año.

$$C = 0{,}005\frac{in}{\text{año}} \cdot 15\ años = 0{,}075\ in = 0{,}1905\ cm$$

Si se sustituyen todos estos parámetros en la **Ecuación A.15.26** resulta un valor de espesor:

$$t = \left(\frac{0{,}75\ in \cdot 30\ psi}{2 \cdot (16.700\ psi \cdot 1 + 0{,}4 \cdot 30\ psi)} + 0{,}075\ in\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{12{,}5}{100}}\right)$$

$$= 0{,}086 in$$

Se elegirá un espesor de 0,095 in ya que es el espesor estándar inmediatamente superior al calculado (véase en la **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

15.2.9.2.- Espesor de la carcasa

Antes de comenzar el cálculo del espesor basado en la presión interna, se determinará el espesor mínimo.

- Espesor mínimo según Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}\,(mm) = 2{,}5 + C = 2{,}5 + 1{,}905 = 4{,}405\ mm = 0{,}173\ in$$

- Espesor mínimo según la fórmula para aceros inoxidables:

$$t_{min}\,(mm) = 3mm$$

Se tomará por tanto como valor mínimo el mayor de los dos calculados, es decir, $t_{min} = 4{,}405\ mm = 0{,}173\ in$.

De acuerdo con el Código ASME VIII-Div.1, el espesor de la carcasa debe determinarse teniendo en cuenta las tensiones a las que se verá sometida. Para cada una de ellas, debe hallarse el espesor necesario para soportarlas, 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:

Tabla A.15.3.
Tensiones a las que está sometido el equipo (Megyesy E.F., 2001)

	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		**TENSIONES LONGITUDINALES**	
CARGA	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**
Peso				X
Viento			X	X
Seísmo			X	X
Presión interior	X		X	
Presión exterior				

Debido a que ejercen una mayor influencia, sólo se tendrán en cuenta las tensiones ejercidas por la presión interna, el resto serán despreciadas. Posteriormente se selecciona un espesor de entre los espesores comerciales, tomando entonces un margen de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo.

Las relaciones que permiten determinar el espesor debido a cada una de estas tensiones se recogen a continuación.

Tensiones circunferenciales:

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0{,}6 \cdot P_D} \qquad [A.15.27]$$

Tensiones longitudinales:

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P_D} \qquad [A.15.28]$$

Donde: P_D Presión de diseño interna, en psi.
R Radio interior de la envolvente, en in.
S Máxima tensión admisible, en psi.
E Eficiencia de junta.
C Margen de corrosión, expresado en in.

A continuación se explican y calculan cada uno de los parámetros que intervienen en estas expresiones:

- Presión de diseño, P_D

La presión de diseño será un 10% mayor que la presión de operación. En el caso que este valor no supere los 30 psi se tomará como presión de diseño 30 psi.

$$P_{op} = 1\ atm = 14{,}7\ psi$$

$$P_D = 1{,}1 \cdot 14{,}7\ psi = 16{,}17\ psi$$

Por tanto se elige como presión de diseño:

$$P_D = 30\ psi$$

- Temperatura de diseño, T_D

Se considera que la temperatura de diseño es aquella que supera en 20ºC a la máxima temperatura del sistema. En este caso:

$$T_D = 20℃ + 93℃ = 113℃ = 235{,}4℉$$

- Tensión máxima admisible, *S*

Se determina a través de las tablas de materiales del Código ASME, se tiene que para carcasas de acero inoxidable AISI 316L, a una temperatura de 300ºF (temperatura inmediatamente superior a la de diseño), la tensión máxima admisible, S = 16.700 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

- Eficiencia de la soldadura, *E*

El valor para la eficiencia de junta se obtiene a partir de la tabla UW-12 del código ASME VIII–Div.1 (véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21). En este caso, 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, se presenta un valor de E = 0,85.

Ya se está en disposición de calcular los espesores, sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.15.27 y A.15.28**.

$$t_{circ} = \frac{30\ psi \cdot \left(\frac{48}{2}\right) in}{16700 psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30\ psi} = 0{,}051\ in$$

$$t_{long} = \frac{30\ psi \cdot \left(\frac{48}{2}\right) in}{2 \cdot 16700 psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi} = 0{,}025\ in$$

Con estos espesores calculados se toma el de mayor valor, y se le añadirá el sobreespesor por corrosión.

$$t_{carcasa} = 0{,}051\ in + 0{,}075\ in = 0{,}126\ in$$

Como puede observarse $t_{carcasa} = 0{,}126\ in < t_{min}$, por este motivo, el espesor de la carcasa será el espesor mínimo determinado por el Código ASME, calculado con anterioridad.

$$t = 4{,}405\ mm$$

Se tomará finalmente el espesor comercial inmediatamente superior al calculado (véase **Tabla A.21.10** del Anexo 21).

$$t_{carcasa} = 4{,}8\ mm$$

15.2.10.- Cálculo de las pérdidas de carga

15.2.10.1.- Pérdida de carga en los tubos

Para el interior de los tubos, la pérdida de carga se calcula mediante la Ecuación de Fanning:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{D_i \cdot \rho} \qquad [A.15.29]$$

Siendo: f Factor de fricción.

G Velocidad másica, kg/(m^2·s)

L Longitud de los tubos del intercambiador, m.

D_i Diámetro interior de los tubos, m.

ρ Densidad del fluido que circula por los tubos, kg/m^3.

La velocidad másica se determina a partir de la siguiente expresión:

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.15.30]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por tubos, kg/s

n_t Paso por los tubos.

N_t Número de tubos del intercambiador de calor.

D_i Diámetro interior de los tubos, m.

Se disponen de todos los datos así que se procede a sustituirlos en la **Ecuación A.15.30**, obteniéndose:

$$G = \frac{4 \cdot 308{,}6\ \frac{kg}{s} \cdot 1}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 1730} = 1122{,}45 \frac{kg}{s \cdot m^2}$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros inoxidables comerciales es ε = 0,002 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,00014.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por los tubos:

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu} \qquad [A.15.31]$$

$$Re = \frac{0{,}014\,m \cdot 1122{,}45\,\frac{kg}{s \cdot m^2}}{1{,}2 \cdot 10^{-3} Pa \cdot s} = 1{,}33 \cdot 10^4$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción $f = 0{,}029$.

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.15.29**.

$$\Delta P = \frac{0{,}029 \cdot \left(1122{,}45\,\frac{kg}{s \cdot m^2}\right)^2 \cdot 4{,}88\,m}{0{,}014\,m \cdot 999{,}32\,\frac{kg}{m^3}} = 12538{,}76\,\frac{kg}{m \cdot s^2}$$
$$= 0{,}125\ bar$$

15.2.10.2.- Pérdida de carga en la carcasa

El cálculo de la pérdida de carga en la carcasa se realiza mediante el método de CERN, utilizando la siguiente expresión:

$$\Delta P_c = \frac{f_c \cdot G_c^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_c}{\rho \cdot D_e} \qquad [A.15.32]$$

Donde: f_c Factor de fricción en la carcasa.
G_c Velocidad másica en la carcasa.
N_c Número de deflectores.
D_c Diámetro de la carcasa.
D_e Diámetro equivalente.

La velocidad másica para la carcasa se calcula utilizando la expresión:

$$G_c = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot (D_c^2 - N_t \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.15.33]$$

En esta expresión, m representa el caudal másico del fluido que circula por la carcasa, es decir 1,07 kg/s. El término 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.

$$X = \frac{1\ in}{0{,}75\ in} = 1{,}33$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.15.33**:

$$G_c = \frac{4 \cdot 1{,}07\ kg/s}{\pi \cdot ((1{,}22m)^2 - 1730 \cdot (0{,}019m)^2) \cdot 1{,}33} = 1{,}19\ kg/(m^2 \cdot s)$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros inoxidables es ε = 0,002 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,00014.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa:

$$Re = \frac{D_c \cdot G_c}{\mu} \qquad [A.15.34]$$

$$Re = \frac{1{,}22\ m \cdot 1{,}19 \frac{kg}{s \cdot m^2}}{2{,}8 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s} = 5{,}25 \cdot 10^3$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción f_c = *0,036*.

El número de deflectores calculado anteriormente es de 6 deflectores.

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.

La expresión para el cálculo del diámetro equivalente es la siguiente, introduciendo el Pitch en metros.

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{(4/3 \cdot Pitch^2) - (\pi \cdot D_o^2/8)}{\pi \cdot D_o/2} \right) \qquad [A.15.35]$$

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{\left(\frac{4}{3} \cdot (0{,}0254m)^2\right) - (\pi \cdot (0{,}019m)^2/8)}{\pi \cdot (0{,}019m)/2} \right) = 0{,}096\, m$$

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.15.32**, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa.

$$\Delta P_c = \frac{0{,}036 \cdot \left(1{,}19 \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)^2 \cdot (6+1) \cdot 1{,}22m}{380{,}43 \frac{kg}{m^3} \cdot 0{,}096m} = 0{,}0119 \frac{kg}{m \cdot s^2}$$
$$= 1{,}19 \cdot 10^{-7} bar$$

Sumando las dos pérdidas de carga calculadas para el exterior e interior de los tubos se obtiene una pérdida total de presión de:

$$\Delta P_{total} = 0{,}125\ bar + 1{,}19 \cdot 10^{-7}\ bar = 0{,}125\ bar$$

15.2.11.- Aislamiento

El material elegido para aislar el condensador en este caso será, al igual que los anteriores, lana de roca, ya que es el material más económico que cubre las necesidades requeridas. Se aísla la carcasa externa del intercambiador y se recubre el aislante con una chapa de aluminio. El espesor de la lana de roca necesario viene en función de la temperatura máxima de operación, según la **Tabla A.21.11** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera, y para una temperatura máxima de operación de hasta 93ºC, se determina un espesor de lana de roca de 50 milímetros.

15.3. Calderín

El intercambiador de calor que se utiliza para producir el vapor en la última torre de rectificación es también 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.

15.3.1.-Corriente de entrada

La corriente alimentación del calderín será la proveniente de colas de la columna CR-03 que se encuentra a 349K. Esta corriente debe evaporarse parcialmente, para poder ser recirculada en parte a la columna. Para ello se hará uso de vapor de agua de media presión (10,3 bar; 454,8K), que se condensará durante el proceso.

Propiedades de la corriente de fluido frío:

- Densidad media: 554,24 kg/m^3
- Viscosidad media: $1,7 \cdot 10^{-4}$ Pa·s

- Temperatura entrada: 349 K
- Temperatura salida: 350 K
- Temperatura media: 349,5 K
- Capacidad calorífica media c_{pF}: 1.940,82 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_F: 0,0951 W/(m·K)
- Flujo másico m_F: 4,1 kg/s

Propiedades de la corriente del fluido caliente:

- Densidad media: 445,07 kg/m^3
- Viscosidad media: 8,1·10^{-5} Pa·s
- Temperatura entrada: 454,83 K
- Temperatura salida: 454,83 K
- Temperatura media: 454,83 K
- Capacidad calorífica media c_{pC}: 3.561,32 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_C: 0,3545 W/(m·K)
- Flujo másico m_C: 3,82 kg/s (Calculado en el **Apartado 15.3.3**)
- Calor latente de la corriente caliente, $\lambda_C = 2{,}01 \cdot 10^6 J/kg$

15.3.2.- Asignación de los flujos

Para decidir qué fluido circula por tubos y cuál por la 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 10,3 bar circulará por los tubos.

15.3.3.- Calor intercambiado

El calor intercambiado en el reboiler se ha obtenido del simulador Chemcad y presenta el valor:

$$Q = 7.691.569{,}44\ J/s$$

La expresión general del calor intercambiado que se obtiene a partir de un balance de energía al intercambiador, resulta:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \qquad [A.15.36]$$

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 perdida por el fluido caliente es igual a la que gana el fluido frío, si se desprecian las pérdidas térmicas. Por tanto, teniendo en cuenta que el fluido caliente experimenta un cambio de fase, para este fluido se tendría la expresión:

$$Q = m_c \cdot \lambda_C \qquad [A.15.37]$$

Donde: Q Calor intercambiado entre los fluidos.
m_C Caudal másico del fluido caliente.
λ_C Calor latente de la corriente caliente.

A partir del calor intercambiado, y de la **Ecuación A.15.37**, se obtiene la cantidad necesaria de vapor de agua de media presión.

$$m_C = \frac{Q}{\lambda_C} = \frac{7.691.569{,}44 \ \frac{J}{s}}{2{,}01 \cdot 10^6 J/kg} = 3{,}82 \frac{kg}{s}$$

15.3.4.- Principales características del equipo

Los tubos tendrán un diámetro externo de 0,75 pulgadas y un diámetro interno de 0,56 pulgadas. Tendrán una disposición triangular con un Pitch de 1 pulgada. El número de pasos por tubos será 2 y por carcasa será 1.

Los tubos y la carcasa estarán construidos de acero inoxidable AISI 316L debido a su contacto con ácido cianhídrico, que es corrosivo.

15.3.5.- Diferencia de temperatura media logarítmica

Para el cálculo de esta temperatura media logarítmica (LMTD) se hace uso de la siguiente expresión, donde los subíndices C y F se refieren a las corrientes de fluido caliente y frío respectivamente, y "ent" y "sal" a la entrada y la salida respectivamente.

$$LMTD = \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right) - \left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}{\ln \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right)}{\left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}} \qquad [A.15.38]$$

$$LMTD = \frac{(454{,}83K - 349K) - (454{,}83K - 350K)}{\ln \frac{(454{,}83K - 349K)}{(454{,}83K - 350K)}} = 105{,}33\ K$$

En el caso de intercambiadores de carcasa y tubos de pasos múltiples, como es el caso en estudio, se introduce un factor de corrección (F), de este modo, la diferencia de temperatura media logarítmica queda:

$$\Delta T_m = F \cdot LMTD \qquad [A.15.39]$$

Como ya se ha comentado en varias ocasiones a lo largo del presente Proyecto, el factor de corrección para condensadores y calderines será la unidad. De acuerdo con lo anterior, F = 1, resulta:

$$\Delta T_m = 105{,}33\ K$$

15.3.6.- Balance de energía

La velocidad de transferencia de calor en un intercambiador de calor se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton de enfriamiento, se muestra a continuación.

$$Q = U \cdot A_S \cdot \Delta T_m \qquad [A.15.40]$$

Donde: Q Calor intercambiado entre fluidos en J/s.
U Coeficiente global de transferencia de calor (W/(m^2·K)).
A_s Área de transferencia de calor expresado en m^2.
ΔT_m Diferencia de temperatura media logarítmica.

15.3.6.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

En estos sistemas de intercambio de calor dos fluidos 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. Los efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección. Esta red de resistencias térmicas fluido-pared-fluido contiene dos resistencias a la convección y una a la conducción. La resistencia térmica total queda:

$$R = R_i + R_{pared} + R_o$$
$$= \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.15.41]$$

Donde k_m es la conductividad térmica del material de la pared y L es la longitud del tubo. Y los subíndices i y o se refieren a las superficies interior y exterior de los tubos, respectivamente.

Al combinar todas las resistencias en una sola, la transferencia de calor se puede expresar:

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = U \cdot A \cdot \Delta T = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T = U_o \cdot A_o \cdot \Delta T \qquad [A.15.42]$$

Siendo h el coeficiente individual de convección, la ecuación anterior se convierte en:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_o \cdot A_o} = R = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad [A.15.43]$$

Además de lo expuesto anteriormente, el rendimiento de los intercambiadores de calor suele deteriorarse con el paso del tiempo debido a la acumulación de suciedad sobre las superficies de transferencia de calor. Esta suciedad o acumulaciones, ejerce una resistencia adicional para la transferencia y provoca una disminución de la misma.

El factor de incrustación R_f representa el efecto de estas acumulaciones en la transferencia de calor. Este factor depende de la temperatura de operación, de la velocidad de los fluidos y de la duración del servicio.

Para un intercambiador de calor de carcasa y tubo, la **Ecuación A.15.43** se puede expresar como:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{R''_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{R''_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad [A.15.44]$$

Para que el coeficiente global de intercambio de calor tenga significado se debe especificar 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 $A=\pi \cdot D \cdot L$.

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{D_i} \cdot D_o + \frac{D_o \cdot ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot k_m} + R_{f,o}^{''} + \frac{1}{h_o} \qquad [A.15.45]$$

15.3.6.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna

Para el cálculo del coeficiente de película interna se hace uso del Nusselt y del Reynolds, cuyas expresiones son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \qquad [A.15.46]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu} \qquad [A.15.47]$$

Donde: k Conductividad térmica del fluido.

G Velocidad másica del fluido que circula por el interior de los tubos en kg/(s·m^2).

μ Viscosidad del fluido expresado en Pa·s.

D_i Diámetro interior de los tubos en m.

A continuación se muestra la expresión utilizada para el cálculo de la velocidad másica, G.

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.15.48]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por los tubos (kg/s)

n_t Número de pasos por tubos.

N_t Número de tubos.

Para comenzar con el procedimiento iterativo de cálculo, se ha de suponer de antemano un valor de diámetro de carcasa, de los que aparecen en la **Tabla A.21.1** del Anexo 21. A partir de éste, y del número de tubos relacionado con él, se calcularán los coeficientes de convección tanto

interior como exterior, y por tanto, el valor del coeficiente global. Una vez conocido el coeficiente global, U, se calculará el área necesaria de intercambio, y con ésta, imponiendo un valor de longitud de tubos (dentro del rango de los valores comerciales), se obtendrá un número de tubos necesarios para el intercambio de calor definido. Conociendo este valor se comprobará que el número de tubos necesarios no sobrepasa a los que se supusieron al principio del proceso iterativo, si por el contrario, el número de tubos obtenidos como necesarios es mayor que el supuesto, se cambiará de tamaño de tubos para que el número de tubos necesarios sea menor, y si aun así no es posible, se tendrá que comenzar de nuevo suponiendo un diámetro de carcasa mayor, y por tanto, un mayor número de tubos.

Se supone por tanto un diámetro de carcasa, como ya se ha comentado, para ello es necesario acudir a la **Tabla A.21.1**del Anexo 21. Esta tabla, tal y como está representada es adecuada para diámetros internos de tubo de 0,75 pulgadas y para Pitch de 15/16 pulgadas. En el resto de los casos el número de tubos se verá multiplicado por un factor de corrección según el diámetro interno de tubo y el valor del Pitch, que se encontrará en la **Tabla A.21.2** del Anexo 21.

Los valores seleccionados para un diámetro de tubo de 0,75 pulgada (0,014m) y un Pitch de 1 pulgada son los siguientes:

$$D_c = 31\ in = 0{,}79\ m$$
$$N_{t,o} = 822$$
$$Factor\ corrección = 0{,}88$$
$$N_t = 724$$

Siendo D_c el diámetro interno de la carcasa, $N_{t,o}$ el número de tubos obtenido en la **Tabla A.21.1** y N_t el número de tubos definitivos una vez multiplicado por el factor de corrección.

Sustituyendo estos valores en la **Ecuación A.15.48**, se obtiene una velocidad másica:

$$G = \frac{4 \cdot 3{,}82\ kg/s \cdot 2}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 724} = 66{,}46\ kg/(m^2 \cdot s)$$

Conocido el valor de la velocidad másica ya se puede obtener a partir de la **Ecuación A.15.47** el valor del número de Reynolds.

$$Re = \frac{66{,}46\ \ kg/(m^2 \cdot s) \cdot 0{,}014m}{8{,}1 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 1{,}17 \cdot 10^4$$

Se utiliza a continuación la siguiente expresión para el cálculo del Nusselt, relacionándolo con el Reynolds:

$$Nu_d = 0{,}023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot Pr^n \qquad [A.15.49]$$

Con respecto a n en este caso toma un valor de 0,3, ya que al circular el fluido frío por la carcasa, la temperatura superficial de los tubos estará a menor temperatura que el fluido caliente que circula por el interior de los tubos (si fuese al contrario n = 0,4).

Pr representa el número de Prandt, calculado a partir de la siguiente expresión, e introduciendo los valores de las propiedades respecto al fluido que circula por los tubos:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \qquad [A.15.50]$$

$$Pr = \frac{3561{,}32\ J/(kg \cdot K) \cdot 8{,}1 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s}{0{,}354\ W/(m \cdot K)} = 0{,}815$$

Una vez conocidos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.15.49**, y se obtiene el valor del Nusselt.

$$Nu_d = 0{,}023 \cdot (1{,}17 \cdot 10^4)^{4/5} \cdot 0{,}815^{0{,}4} = 38{,}75$$

Este valor se relaciona ahora mediante la **Ecuación A.15.46** con el coeficiente individual de película interna, despejándolo resulta:

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{D_i} = \frac{38{,}75 \cdot 0{,}354\ W/(m \cdot K)}{0{,}014m} = 965{,}65\ W/(K \cdot m^2)$$

15.3.6.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa

Este coeficiente se obtendrá del mismo modo que el anterior, haciendo uso del Reynolds y el Nusselt. Pero en este caso las expresiones que los definen son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_o \cdot D_o}{k} \qquad [A.15.51]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_c}{\mu} \qquad [A.15.52]$$

$$G = \frac{4 \cdot m}{\pi(D_c^2 - N_T \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.15.53]$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot Re_D^{0{,}5} \cdot Pr^{1/3}}{[1 + (0{,}4/Pr)^{2/3}]^{0{,}25}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{5/8}\right]^{0{,}8} \qquad [A.15.54]$$

Donde: D_c Diámetro interno de carcasa (0,79 m)

D_o Diámetro externo de tubos (0,019 m)

X Representa la relación $Pitch/D_o$ y su valor es 1,33

Pr Número de Prandt, calculado con la **Ecuación A.15.50** utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa. Tiene un valor de Pr = 3,4.

Sustituyendo los valores de las propiedades del fluido que circula por la carcasa en las **Ecuaciones A.15.51, A.15.52, A.15.53** y **A.15.54** se obtienen los siguientes resultados:

$$G = \frac{4 \cdot 4{,}1\ kg/s}{\pi((0{,}79m)^2 - 724 \cdot (0{,}019\ m)^2) \cdot 1{,}33} = 10{,}96\ kg/(s \cdot m^2)$$

$$Re = \frac{10{,}96\ kg/(s \cdot m^2) \cdot 0{,}79\ m}{1{,}7 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s} = 5{,}19 \cdot 10^4$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot (5{,}19 \cdot 10^4)^{0{,}5} \cdot 3{,}4^{1/3}}{[1 + (0{,}4/3{,}4)^{2/3}]^{0{,}25}} \left[1 + \left(\frac{5{,}19 \cdot 10^4}{282000}\right)^{5/8}\right]^{0{,}8} = 2{,}56 \cdot 10^2$$

$$h_o = \frac{2{,}56 \cdot 10^2 \cdot 0{,}0951 \frac{W}{m \cdot K}}{0{,}019\ m} = 1{,}28 \cdot 10^3 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

15.3.6.4.- Factores de incrustación interno y externo

Estos dos factores adquieren un valor de $R''_{f,i}$ = 0,0002 m^2·K/W y $R''_{f,o}$ = 0,00015 m^2·K/W (Normas TEMA).

15.3.6.5.- Conductividad térmica del metal

Para hallar la resistencia a la conducción, es necesario conocer la conductividad térmica del material. Teniendo en cuenta el material de los tubos, que es acero inoxidable AISI 316L, y que la temperatura máxima de las corrientes se encuentra alrededor de los 182ºC se obtiene según **Tabla A.21.3** del Anexo 21 una conductividad $k_m = 16{,}4\ W/(m \cdot K)$.

Conocidos ya los valores de los coeficientes individuales de película, tanto interna como externa, los factores de incrustación, y la conductividad térmica del metal, se puede calcular el coeficiente global de transferencia de calor a partir de la **Ecuación A.15.45.**

$$\frac{1}{U_o} = \frac{0{,}019\ m}{965{,}65\ W/(K \cdot m^2) \cdot 0{,}014m} + \frac{0{,}0002\ \mathrm{m^2 \cdot K/W}}{0{,}014m} \cdot 0{,}019\ m + \frac{0{,}019\ m \cdot ln\left(\frac{0{,}019\ m}{0{,}014m}\right)}{2 \cdot 16{,}4\ W/(m \cdot K).} + 0{,}00015\ \mathrm{m^2} \cdot \frac{\mathrm{K}}{\mathrm{W}} + \frac{1}{1{,}28 \cdot 10^3 \frac{W}{K \cdot m^2}} = 2{,}76 \cdot 10^{-3} m^2 \cdot K/W$$

Con lo cual el coeficiente global resulta:

$$U_o = 362{,}53\ W/(m^2 \cdot K)$$

A continuación, a partir de la **Ecuación A.15.40,** despejando el área, se calculará la superficie requerida para el intercambio de calor:

$$A = \frac{Q}{U_o \cdot \Delta T_m} \qquad [A.15.55]$$

$$A = \frac{7691569{,}44\ \frac{J}{s}}{362{,}53\ \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 105{,}33K} = 201{,}43\ m^2$$

15.3.7.- Cálculo del número de tubos

Para calcular el número de tubos se debe seleccionar en primer lugar la longitud de éstos. Los valores de longitudes comerciales para los tubos suelen ser 10 ft, 12 ft, 14 ft, 16 ft, 18 ft, 20 ft, 22 ft, 24 ft y 26 ft. Para el caso que se diseña, se va a seleccionar una longitud de tubos de 16 ft (4,88m).

Se calculará en primer lugar la longitud que tendría el intercambiador si estuviera formado por un único tubo (L^*). Para ello se hace uso de la siguiente expresión:

$$L^* = \frac{A}{Perímetro\ tubo} \qquad [A.15.56]$$

Siendo el perímetro del tubo:

$$P = \pi \cdot \left(\frac{D_o}{2}\right) = \pi \cdot \frac{0{,}019}{2} = 0{,}0598\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.15.56**:

$$L^* = \frac{201{,}43\ m^2}{0{,}0598\ m} = 3365{,}73\ m$$

A partir de esta longitud, y sabiendo que cada tubo tiene 4,88 m de largo, se puede obtener el número de tubos:

$$N_t = \frac{3365{,}73\ m}{4{,}88\ m} = 690\ tubos$$

Se supuso al principio del cálculo, en el **Apartado 15.3.6.2.** del presente Anexo, que la carcasa seleccionada tendría 724 tubos. Se comprueba por tanto que el número de tubos necesarios es menor que el supuesto, por lo que el cálculo ha sido correcto. Si hubiese salido un número superior al supuesto, se tendrían que haber modificado el tamaño de los tubos para que el número de tubos necesarios disminuyera, si aun así saliese superior, se tendrían que rehacer los cálculos suponiendo un nuevo valor de diámetro de carcasa y por tanto, de número de tubos.

El intercambiador de calor contará con 724 tubos de 16 pies cada uno, en una carcasa de 31 pulgadas de diámetro interno.

15.3.8.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores

En la carcasa se han de colocar unos tabiques que obligan al fluido a circular de manera perpendicular a los tubos para que se mejore la transmisión de calor, éstos son llamados deflectores.

El número de deflectores (N_c) se determina a partir de la siguiente fórmula:

$$N_c = \frac{l}{P_{def}} \qquad [A.15.57]$$

Donde l es la longitud de los tubos y P_{def} corresponde con el espaciamiento que existe entre deflectores. Este espaciamiento se calcula como la media entre el máximo y el mínimo establecido.

La separación mínima entre deflectores ($P_{def,min}$) será el mayor de estos dos valores: 1/5 del diámetro interior de la carcasa (0,16 m) ó 2 in (0,0508 m). En este caso, se opta por el primero de los valores.

La separación máxima viene dada por la **Tabla A.15.1,** teniendo en cuenta el diámetro exterior y el material de los tubos, se tendrá una separación máxima de 60 pulgadas (1,52 m). Se calcula la media entre la separación máxima y la mínima y se obtiene una separación de deflectores:

$$P_{def} = 0{,}84\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.15.57**, el número de deflectores es:

$$N_c = \frac{4{,}88\ m}{0{,}84\ m} = 5{,}8$$

El número de deflectores del intercambiador será seis.

Las normas TEMA establecen el espesor de los deflectores mediante la **Tabla A.15.2**, a partir del diámetro de la carcasa (31 in) y el espaciamiento entre placas (33,1 in), el espesor de las placas deflectoras es de 0,31 in (7,5 mm).

Por último, comentar con respecto al diámetro de la deflectora, que éste será ligeramente inferior al de la carcasa y posee un segmento libre igual al 25% del diámetro interior de la carcasa D_c.

15.3.9.- Altura de barrera

La altura de la barrera (h_w) es de 4 pulgadas por encima del diámetro de la carcasa. Conociendo que el diámetro de la carcasa mide 42 in, se tiene que la altura de barrera es:

$$h_w = D_c + 4in \qquad [A.15.58]$$

$$h_w = 35\ in = 0{,}89\ m$$

15.3.10.- Diámetro del rehervidor

El diámetro del rehervidor se calcula con la siguiente expresión:

$$d_k = 2{,}93 \cdot h_w^{0{,}788} \qquad [A.15.59]$$

$$d_k = 2{,}93 \cdot (35\ in)^{0{,}788} = 48{,}26\ in = 1{,}23\ m$$

15.3.11.- Parámetro L

Este parámetro viene dado según las especificaciones de CEPSA. Para tubos de longitud de 16 pies o inferior, como es el caso que ocupa, L valdrá 0,9 metros.

15.3.12.- Diseño mecánico

15.3.12.1.- Espesor de los tubos

Para determinar el espesor requerido por presión interna en el interior de los tubos que conforman el intercambiador se empleará un cálculo que se rige por las especificaciones del Código ASME B31.3.

De acuerdo a este código, el espesor se calcula mediante las siguientes expresiones:

$$t = \frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} \qquad [A.15.60]$$

Teniendo en cuenta el sobreespesor por corrosión y la tolerancia de fabricación, la ecuación anterior queda:

$$t = \left(\frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} + C\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{M}{100}}\right) \qquad [A.15.61]$$

Donde: P_D Presión de diseño.

D_o Diámetro exterior de la tubería.

S Tensión máxima permisible.

E Eficiencia de la soldadura.

Y Coeficiente que depende del material de la tubería y de la temperatura de diseño.

C Margen por corrosión.

M Tolerancia de fabricación.

A continuación se procede a definir y calcular las variables que intervienen en la **Ecuación A.15.61**.

- Presión de diseño, P_D

La presión de diseño se obtiene añadiendo un 10% a la presión máxima de operación. Si este valor obtenido es menor a 30 psi, se tomará este último como presión de diseño.

$$P_{op} = 10{,}2\ atm = 149{,}94\ psi$$

$$P_D = 1{,}1 \cdot 149{,}94\ psi = 164{,}93\ psi$$

Se tomará por tanto, $P_D = 164{,}93\ psi$.

- Diámetro exterior, D_o

El diámetro exterior de los tubos del intercambiador es 0,75 pulgadas. (Ver **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

- Tensión máxima admisible, *S*

Para determinar la tensión máxima admisible se recurre a las tablas de materiales del Código ASME B31.3, para tuberías de acero inoxidable AISI 316L sometidas a una temperatura máxima de 400ºF, temperatura inmediatamente superior a la temperatura de diseño (Tª máxima del sistema +20ºC) la tensión máxima admisible tiene un valor de S=15.500 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

- 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%.

- Eficiencia de la soldadura, *E*

Este término representa 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*

Este factor se obtiene a partir de la **Tabla A.21.9** del Anexo 21. Para una temperatura del sistema por debajo de los 900ºF y un material para los tubos que es acero inoxidable AISI 316L, el factor Y toma un valor de 0,4.

- Margen de corrosión, *C*

Se considera que un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año es satisfactorio para recipiente y tuberías.

Para los intercambiadores de calor se considera un valor para la vida útil de 15 años. El margen de corrosión se tomará como el valor del desgaste producido durante ésta, por lo tanto C=0,005 in/año.

$$C = 0{,}005 \frac{in}{\text{año}} \cdot 15\ años = 0{,}075\ in = 0{,}1905\ cm$$

Si se sustituyen todos estos parámetros en la **Ecuación A.15.61** resulta un valor de espesor:

$$t = \left(\frac{0{,}75\ in \cdot 164{,}93\ psi}{2 \cdot (15500\ psi \cdot 1 + 0{,}4 \cdot 164{,}93\ psi)} + 0{,}075\ in\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{12{,}5}{100}}\right)$$

$$= 0{,}090\ in$$

Se elegirá un espesor de 0,095 in ya que es el espesor estándar inmediatamente superior al calculado (véase en la **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

15.3.12.2.- Espesor de la carcasa

Antes de comenzar el cálculo del espesor basado en la presión interna, se determinará el espesor mínimo.

- Espesor mínimo según Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}\,(mm) = 2{,}5 + C = 2{,}5 + 1{,}905 = 4{,}405\ mm = 0{,}173\ in$$

- Espesor mínimo según la fórmula para aceros inoxidables:

$$t_{min}\,(mm) = 3mm$$

Se tomará por tanto como valor mínimo el mayor de los dos calculados, es decir, $t_{min} = 4{,}405\ mm = 0{,}173\ in$.

De acuerdo con el Código ASME VIII-Div.1, el espesor de la carcasa debe determinarse teniendo en cuenta las tensiones a las que se verá sometida. Para cada una de ellas, debe hallarse el espesor necesario para soportarlas, siendo el más adecuado para el diseño el mayor de los valores obtenidos. En la **Tabla A.15.3** se mostraron las principales tensiones que actúan sobre el recipiente. Debido a que ejercen una mayor influencia, sólo se tendrán en cuenta las tensiones ejercidas por la presión interna, el resto serán despreciadas. Posteriormente se selecciona un

espesor de entre los espesores comerciales, tomando entonces un margen de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo.

Las relaciones que permiten determinar el espesor debido a cada una de estas tensiones se recogen a continuación.

Tensiones circunferenciales:

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0{,}6 \cdot P_D} \qquad [A.15.62]$$

Tensiones longitudinales:

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P_D} \qquad [A.15.63]$$

Donde: P_D Presión de diseño interna, en psi.
R Radio interior de la envolvente, en in.
S Máxima tensión admisible, en psi.
E Eficiencia de junta.
C Margen de corrosión, expresado en in.

A continuación se explican y calculan cada uno de los parámetros que intervienen en estas expresiones:

- Presión de diseño, P_D

La presión de diseño será un 10% mayor que la presión de operación en la carcasa. En el caso que este valor no supere los 30 psi se tomará como presión de diseño 30 psi.

$$P_{op} = 1\ atm = 14{,}7\ psi$$

$$P_D = 1{,}1 \cdot 14{,}7\ psi = 16{,}17\ psi$$

Por tanto se elige como presión de diseño:

$$P_D = 30\ psi$$

- Temperatura de diseño, T_D

Se considera que la temperatura de diseño es aquella que supera en 20ºC a la máxima temperatura del sistema. En este caso:

$$T_D = 20℃ + 181{,}83℃ = 201{,}83℃ = 395{,}3\ °F$$

- Tensión máxima admisible, *S*

Se determina a través de las tablas de materiales del Código ASME, se tiene que para carcasas de acero inoxidable AISI 316L, a una temperatura de 400ºF (temperatura inmediatamente superior a la de diseño), la tensión máxima admisible, S = 15.500 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

- Eficiencia de la soldadura, *E*

El valor para la eficiencia de junta se obtiene a partir de la tabla UW-12 del código ASME VIII–Div.1 (véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21). En este caso, 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, se presenta un valor de E = 0,85.

Ya se está en disposición de calcular los espesores, sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.15.62 y A.15.63**.

$$t_{circ} = \frac{30\ psi \cdot \left(\frac{31}{2}\right) in}{15500 psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30\ psi} = 0{,}035\ in$$

$$t_{long} = \frac{30\ psi \cdot (31/2) in}{2 \cdot 15500 psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi} = 0{,}018\ in$$

Con estos espesores calculados se toma el de mayor valor, y se le añadirá el sobreespesor por corrosión.

$$t_{carcasa} = 0{,}035\ in + 0{,}075\ in = 0{,}11\ in$$

Como puede observarse $t_{carcasa} = 0{,}11\ in < t_{min}$, por este motivo, el espesor de la carcasa será el espesor mínimo determinado por el Código ASME, calculado con anterioridad.

$$t = 4{,}405\ mm$$

Se tomará finalmente el espesor comercial inmediatamente superior al calculado (véase **Tabla A.21.10** del Anexo 21).

$$t_{carcasa} = 4{,}8\ mm$$

15.3.13.- Cálculo de las pérdidas de carga

15.3.13.1.- Pérdida de carga en los tubos

Para el interior de los tubos, la pérdida de carga se calcula mediante la Ecuación de Fanning:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{D_i \cdot \rho} \qquad [A.15.64]$$

Siendo: f Factor de fricción.

G Velocidad másica, kg/(m^2·s)

L Longitud de los tubos del intercambiador, m.

D_i Diámetro interior de los tubos, m.

ρ Densidad del fluido que circula por los tubos, kg/m^3.

La velocidad másica se determina a partir de la siguiente expresión:

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.15.65]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por tubos, kg/s

n_t Paso por los tubos.

N_t Número de tubos del intercambiador de calor.

D_i Diámetro interior de los tubos, m.

Se disponen de todos los datos así que se procede a sustituirlos en la **Ecuación A.15.65**, obteniéndose:

$$G = \frac{4 \cdot 3{,}82\ \frac{kg}{s} \cdot 2}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 822} = 58{,}53 \frac{kg}{s \cdot m^2}$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros inoxidables comerciales es ε = 0,002 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,00014.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por los tubos:

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu} \qquad [A.15.66]$$

$$Re = \frac{0{,}014\,m \cdot 58{,}53\,\frac{kg}{s \cdot m^2}}{8{,}1 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s} = 1{,}03 \cdot 10^4$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción $f = 0{,}03$. Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.15.64**.

$$\Delta P = \frac{0{,}03\left(58{,}53\,\frac{kg}{s \cdot m^2}\right)^2 \cdot 4{,}88\,m}{0{,}014\,m \cdot 445{,}07\,\frac{kg}{m^3}} = 79{,}20\,\frac{kg}{m \cdot s^2} = 7{,}9 \cdot 10^{-4}\ bar$$

15.3.13.2.- Pérdida de carga en la carcasa

El cálculo de la pérdida de carga en la carcasa se realiza mediante el método de CERN, utilizando la siguiente expresión:

$$\Delta P_c = \frac{f_c \cdot G_c^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_c}{\rho \cdot D_e} \qquad [A.15.67]$$

Donde: f_c Factor de fricción en la carcasa.
G_c Velocidad másica en la carcasa.
N_c Número de deflectores.
D_c Diámetro de la carcasa.
D_e Diámetro equivalente.

La velocidad másica para la carcasa se calcula utilizando la expresión:

$$G_c = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot (D_c^2 - N_t \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.15.68]$$

En esta expresión, m representa el caudal másico del fluido que circula por la carcasa, es decir 4,1 kg/s. El término 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.

$$X = \frac{1\ in}{0{,}75\ in} = 1{,}33$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.15.68**:

$$G_c = \frac{4 \cdot 4{,}1\ kg/s}{\pi \cdot ((0{,}79m)^2 - 822 \cdot (0{,}019m)^2) \cdot 1{,}33} = 12{,}20\ kg/(m^2 \cdot s)$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros inoxidables es ε = 0,002 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,00014.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa:

$$Re = \frac{D_c \cdot G_c}{\mu} \qquad [A.15.69]$$

$$Re = \frac{0{,}79\ m \cdot 12{,}20\ \frac{kg}{s \cdot m^2}}{1{,}7 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s} = 5{,}77 \cdot 10^4$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción $f_c = 0{,}021$.

El número de deflectores calculado anteriormente es de 6 deflectores. 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. La expresión para el cálculo del diámetro equivalente es la siguiente, introduciendo el Pitch en metros.

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{(4/3 \cdot Pitch^2) - (\pi \cdot D_o^2/8)}{\pi \cdot D_o/2} \right) \qquad [A.15.70]$$

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{\left(\frac{4}{3} \cdot (0{,}0254m)^2\right) - (\pi \cdot (0{,}019m)^2/8)}{\pi \cdot (0{,}019m)/2} \right) = 0{,}096\, m$$

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.15.67**, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa.

$$\Delta P_c = \frac{0{,}021 \cdot \left(12{,}20\ \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)^2 \cdot (6+1) \cdot 0{,}79m}{554{,}24\ \frac{kg}{m^3} \cdot 0{,}096m} = 0{,}32 \frac{kg}{m \cdot s^2}$$

$$= 3{,}2 \cdot 10^{-6} bar$$

Sumando las dos pérdidas de carga calculadas para el exterior e interior de los tubos se obtiene una pérdida total de presión de:

$$\Delta P_{total} = 3{,}2 \cdot 10^{-6}\ bar + 7{,}9 \cdot 10^{-4}\ bar = 7{,}9 \cdot 10^{-4}\ bar$$

15.3.14.- Aislamiento

El material elegido para aislar el reboiler en este caso será, al igual que los anteriores, lana de roca, ya que es el material más económico que cubre las necesidades requeridas. Se aísla la carcasa externa del intercambiador y se recubre el aislante con una chapa de aluminio. El espesor de la lana de roca necesario viene en función de la temperatura máxima de operación, según la **Tabla A.21.11** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera, y para una temperatura máxima de operación de hasta 182ºC, se determina un espesor de lana de roca de 80 milímetros.

ANEXO 16:
DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR IC-05

16.1.- Introducción

Como ya ha sido justificado en la Memoria Descriptiva, concretamente en el **Capítulo 8** de ésta, en este caso también se elegirá un intercambiador de calor de carcasa y tubos. Los pasos a seguir para el diseño del intercambiador son prácticamente los mismos que en los **Anexos 2, 3, 6 y 13** del presente Proyecto, para el resto de los intercambiadores del sistema.

16.2.- Corriente de entrada

La corriente de alimentación del intercambiador de calor IC-05 está formada por el producto final de interés, el acrilonitrilo, tras haber sido purificado pasando por las columnas de absorción y las columnas de rectificación. Esta corriente se encuentra a 77ºC (350 K), temperatura demasiado alta para ser almacenado, así que será enfriado hasta una temperatura de 30ºC (303 K), utilizando para ello agua de refrigeración a 7ºC (280 K), la cual aumentará su temperatura hasta 13ºC (286 K).

Propiedades de la corriente de fluido caliente:

- Densidad media: 772,78 kg/m^3
- Viscosidad media: 2,86·10^{-4} Pa·s
- Temperatura entrada: 350 K
- Temperatura salida: 303 K
- Temperatura media: 326,5 K
- Capacidad calorífica media c_{pc}: 2.102,13 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_c: 0,1547 W/(m·K)
- Flujo másico m_c: 2,77 kg/s

Propiedades de la corriente del agua de refrigeración:

- Densidad media: 999,32 kg/m^3
- Viscosidad media: 1,2·10^{-3} Pa·s
- Temperatura entrada: 280 K
- Temperatura salida: 286 K
- Temperatura media: 283 K
- Capacidad calorífica media c_{pf}: 4.193,29 J/(kg·K)
- Conductividad térmica media k_f: 0,590 W/(m·K)
- Flujo másico m_f: 10,86 kg/s (Calculado en el **Apartado 16.4**)

16.3.- Asignación de los flujos

La elección de qué fluido circula por el lado de los tubos y cual por la carcasa ha sido tomada en función de los criterios ya expuestos en la Memoria Descriptiva, concretamente en el **Capítulo 8.**

En base a estos criterios, se asignará que el fluido caliente, el acrilonitrilo, circule por el lado de los tubos, debido a que puede contener, aunque en mínima cantidad, algo de ácido cianhídrico, que es corrosivo. La corriente de agua de refrigeración circulará por la carcasa.

16.4.- Calor intercambiado

En primer lugar, para proceder al diseño del intercambiador, es necesario calcular la cantidad de calor intercambiado por los fluidos, ya que mediante ésta, se conocerá el área necesaria de intercambio y el caudal másico necesario de fluido refrigerante. La expresión general para obtener el calor intercambiado se obtiene a partir de un balance de energía al intercambiador, y resulta:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \qquad [A.16.1]$$

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 perdida por el fluido caliente es igual a la que gana el fluido frío, si se desprecian las pérdidas térmicas. Por tanto, teniendo en cuenta que el fluido frío experimenta un aumento de temperatura, para este fluido se tendría la expresión:

$$Q = m_F \cdot c_{p_F} \cdot \Delta T_F \qquad [A.16.2]$$

Y la ecuación para el fluido caliente:

$$Q = m_C \cdot c_{p_C} \cdot \Delta T_C \qquad [A.16.3]$$

Donde: Q Calor intercambiado entre los fluidos.
m_F Caudal másico del fluido frío.
m_C Caudal másico del fluido caliente.
C_{pF} Calor específico del fluido frío.
C_{pC} Calor específico del fluido caliente.
ΔT_F Diferencia de temperatura de la corriente fría.
ΔT_C Diferencia de temperatura de la corriente caliente.

Para el fluido caliente se disponen de todos los datos, por lo que sería posible obtener el calor intercambiado, éste se calculará a partir de la **Ecuación A.16.3**.

$$Q = 2{,}77\ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 2102{,}13 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (350 - 303)\text{K} = 273183{,}30\ J/s$$

A partir de este calor, y de la **Ecuación A.16.2**, se obtiene la cantidad necesaria de agua de refrigeración.

$$m_F = \frac{Q}{c_{p_F} \cdot \Delta T_F} = \frac{273183{,}30 \frac{J}{s}}{4193{,}29 \left(\frac{J}{kg \cdot K}\right) \cdot (286 - 280)K} = 10{,}86 \frac{kg}{s}$$

16.5.- Principales características del intercambiador

Los tubos tendrán un diámetro externo de 0,75 pulgadas y un diámetro interno de 0,56 pulgadas. Tendrán una disposición triangular con un Pitch de 1 pulgada. El número de pasos por tubos será 2 y por carcasa 1.

Los tubos estarán construidos de acero inoxidable AISI 316L debido a su contacto, aunque mínimo, con ácido cianhídrico, que es corrosivo. La carcasa en cambio, se construirá con acero al carbono SA-285por ser un material adecuado por sus características a las condiciones de operación, además de ser un material económico y muy común en la industria química. Como la carcasa no está en contacto con ningún fluido corrosivo no será necesario el empleo de material inoxidable.

16.6.- Diferencia de temperatura media logarítmica

El valor medio de la temperatura va a estar condicionado por la evolución que presenta la temperatura de cada fluido a partir de la de entrada. Para el cálculo de esta temperatura media logarítmica (LMTD) se hace uso de la siguiente expresión, donde los subíndices C y F se refieren a las corrientes de fluido caliente y frío respectivamente, y "ent" y "sal" a la entrada y la salida respectivamente.

$$LMTD = \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right) - \left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}{\ln \frac{\left(T_{C,ent} - T_{F,ent}\right)}{\left(T_{C,sal} - T_{F,sal}\right)}} \qquad [A.16.4]$$

$$LMTD = \frac{(350K - 280K) - (303K - 286K)}{\ln \frac{(350K - 280K)}{(303K - 286K)}} = 37{,}45\ K$$

En el caso de intercambiadores de carcasa y tubos de pasos múltiples, como es el caso en estudio, se introduce un factor de corrección (F), de este modo, la diferencia de temperatura media logarítmica queda:

$$\Delta T_m = F \cdot LMTD \qquad [A.16.5]$$

El factor de corrección depende de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes y de la configuración geométrica del intercambiador. Existen unas gráficas para las configuraciones típicas de intercambiadores de calor, donde obtener el factor F en función de las razones P y R, definidas a continuación.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_{1-}t_1} \qquad [A.16.6]$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_{2-}t_1} \qquad [A.16.7]$$

Con la siguiente gráfica mostrada en la **Figura A.16.1** se obtiene el valor del factor F, para ello es necesario en primer lugar calcular los parámetros P y R a partir de las **Ecuaciones A.16.6** y **A.16.7**.

$$P = \frac{303K - 350K}{280K - 350K} = 0{,}15$$

$$R = \frac{280K - 286K}{303K - 350K} = 0{,}67$$

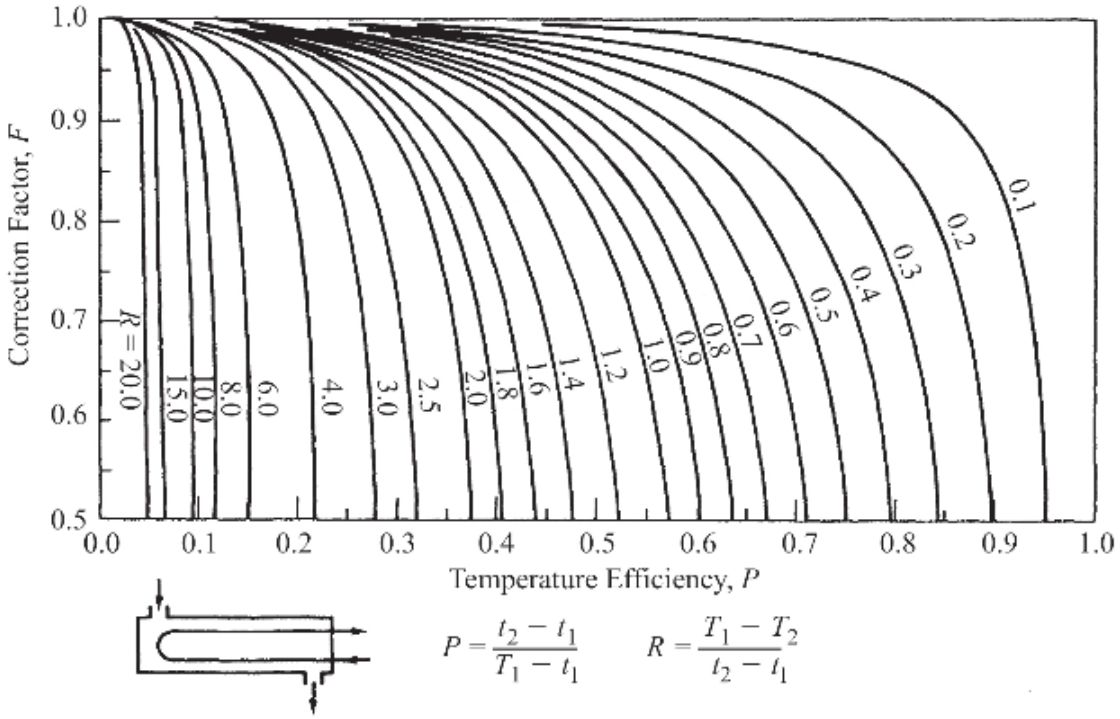


Figura A.16.1. Factor de corrección. Intercambiadores con un paso por carcasa y dos por tubos ("Boilers, Evaporators and Condensers", Kakaç, S. 1991).

De acuerdo con la gráfica anterior, F = 1, con lo cual:

$$\Delta T_m = 37{,}45\ K$$

16.7.- Balance de energía

La velocidad de transferencia de calor en un intercambiador de calor se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton de enfriamiento, esto es:

$$Q = U \cdot A_S \cdot \Delta T_m \qquad [A.16.8]$$

Donde: Q Calor intercambiado entre fluidos en J/s.

U Coeficiente global de transferencia de calor (W/(m^2·K)).

A_s Área de transferencia de calor expresado en m^2.

ΔT_m Diferencia de temperatura media logarítmica.

16.7.1.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

En estos sistemas de intercambio de calor dos fluidos 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. Los efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

Esta red de resistencias térmicas fluido-pared-fluido contiene dos resistencias a la convección y una a la conducción. La resistencia térmica total queda:

$$R = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.16.9]$$

Donde k_m es la conductividad térmica del material de la pared y L es la longitud del tubo. Y los subíndices i y o se refieren a las superficies interior y exterior de los tubos, respectivamente.

Al combinar todas las resistencias en una sola, la transferencia de calor se puede expresar:

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = U \cdot A \cdot \Delta T = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T = U_o \cdot A_o \cdot \Delta T \qquad [A.16.10]$$

Siendo h el coeficiente individual de convección, la ecuación anterior se convierte en:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_o \cdot A_o} = R = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.16.11]$$

Además de lo expuesto anteriormente, el rendimiento de los intercambiadores de calor suele deteriorarse con el paso del tiempo debido

a la acumulación de suciedad sobre las superficies de transferencia de calor. Esta suciedad o acumulaciones, ejerce una resistencia adicional para la transferencia y provoca una disminución de la misma.

El factor de incrustación R_f representa el efecto de estas acumulaciones en la transferencia de calor. Este factor depende de la temperatura de operación, de la velocidad de los fluidos y de la duración del servicio.

Para un intercambiador de calor de carcasa y tubo, la **Ecuación A.16.11** se puede expresar como:

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot L} + \frac{R_{f,o}^{''}}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \qquad [A.16.12]$$

Para que el coeficiente global de intercambio de calor tenga significado se debe especificar 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 $A=\pi \cdot D \cdot L$.

$$\frac{1}{U_o} = \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + \frac{R_{f,i}^{''}}{D_i} \cdot D_o + \frac{D_o \cdot ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot k_m} + R_{f,o}^{''} + \frac{1}{h_o} \qquad [A.16.13]$$

16.7.2.- Cálculo del coeficiente individual de película interna

Para el cálculo del coeficiente de película interna se hace uso del Nusselt y del Reynolds, cuyas expresiones son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \qquad [A.16.14]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu} \qquad [A.16.15]$$

Donde: k Conductividad térmica del fluido.

G Velocidad másica del fluido que circula por el interior de los tubos en kg/(s·m^2).

μ Viscosidad del fluido expresado en Pa·s.

D_i Diámetro interior de los tubos en m.

A continuación se muestra la expresión utilizada para el cálculo de la velocidad másica, G.

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.16.16]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por los tubos (kg/s)

n_t Número de pasos por tubos.

N_t Número de tubos.

Para comenzar con el procedimiento iterativo de cálculo, se ha de suponer de antemano un valor de diámetro de carcasa, de los que aparecen en la **Tabla A.21.1** del Anexo 21. A partir de éste, y del número de tubos relacionado con él, se calcularán los coeficientes de convección tanto interior como exterior, y por tanto, el valor del coeficiente global. Una vez conocido el coeficiente global, U, se calculará el área necesaria de intercambio, y con ésta, imponiendo un valor de longitud de tubos (dentro del rango de los valores comerciales), se obtendrá un número de tubos necesarios para el intercambio de calor definido. Conociendo este valor se comprobará que el número de tubos necesarios no sobrepasa a los que se supusieron al principio del proceso iterativo, si por el contrario, el número de tubos obtenidos como necesarios es mayor que el supuesto, se cambiará de tamaño de tubos para que el número de tubos necesarios sea menor, y si aun así no es posible, se tendrá que comenzar de nuevo suponiendo un diámetro de carcasa mayor, y por tanto, un mayor número de tubos.

Se supone por tanto un diámetro de carcasa, como ya se ha comentado, para ello es necesario acudir a la **Tabla A.21.1** del Anexo 21. Esta tabla, tal y como está representada es adecuada para diámetros internos de tubo de 0,75 pulgadas y para Pitch de 15/16 pulgadas. En el resto de los casos el número de tubos se verá multiplicado por un factor de corrección según el diámetro interno de tubo y el valor del Pitch, que se encontrará en la **Tabla A.21.2** del Anexo 21.

Los valores seleccionados para un diámetro de tubo de 0,75 pulgada (0,014m) y un Pitch de 1 pulgada son los siguientes:

$$D_c = 10{,}02\ in = 0{,}25\ m$$
$$N_{t,o} = 56$$
$$Factor\ corrección = 0{,}88$$
$$N_t = 50$$

Siendo D_c el diámetro interno de la carcasa, $N_{t,o}$ el número de tubos obtenido en la **Tabla A.21.1** y N_t el número de tubos definitivos una vez multiplicado por el factor de corrección.

Sustituyendo estos valores en la **Ecuación A.16.16**, se obtiene una velocidad másica:

$$G = \frac{4 \cdot 2{,}77\ kg/s \cdot 2}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 50} = 696{,}02\ kg/(m^2 \cdot s)$$

Conocido el valor de la velocidad másica ya se puede obtener a partir de la **Ecuación A.16.15** el valor del número de Reynolds.

$$Re = \frac{696{,}02\ kg/(m^2 \cdot s) \cdot 0{,}014m}{2{,}86 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s} = 3{,}47 \cdot 10^4$$

El Reynolds obtenido es mayor a 10.000, por lo que se considera régimen turbulento y se elige la siguiente expresión para el cálculo del Nusselt, relacionándolo con el Reynolds:

$$Nu_d = 0{,}023 \cdot (Re)^{4/5} \cdot Pr^n \qquad [A.16.17]$$

Con respecto a n en este caso toma un valor de 0,3, ya que al circular el fluido frio por la carcasa, la temperatura superficial de los tubos estará a menor temperatura que el fluido caliente que circula por el interior de los tubos (si fuese al contrario n = 0,4).

Pr representa el número de Prandt, calculado a partir de la siguiente expresión, e introduciendo los valores de las propiedades respecto al fluido que circula por los tubos:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \qquad [A.16.18]$$

$$Pr = \frac{2102{,}13\ J/(kg \cdot K) \cdot 2{,}86 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s}{0{,}1547\ W/(m \cdot K)} = 3{,}88$$

Una vez conocidos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.16.17**, y se obtiene el valor del Nusselt.

$$Nu_d = 0{,}023 \cdot (3{,}47 \cdot 10^4)^{4/5} \cdot 3{,}88^{0{,}3} = 147{,}99$$

Este valor se relaciona ahora mediante la **Ecuación A.16.14** con el coeficiente individual de película interna, despejándolo resulta:

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{D_i} = \frac{147{,}99 \cdot 0{,}1547\ W/(m \cdot K)}{0{,}014m} = 1609{,}57\ W/(K \cdot m^2)$$

16.7.3.- Cálculo del coeficiente individual de película externa

Este coeficiente se obtendrá del mismo modo que el anterior, haciendo uso del Reynolds y el Nusselt. Pero en este caso las expresiones que los definen son las siguientes:

$$Nu_d = \frac{h_o \cdot D_o}{k} \qquad [A.16.19]$$

$$Re = \frac{G \cdot D_c}{\mu} \qquad [A.16.20]$$

$$G = \frac{4 \cdot m}{\pi(D_c^2 - N_T \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.16.21]$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot Re_D^{0,5} \cdot Pr^{1/3}}{[1 + (0{,}4/Pr)^{2/3}]^{0,25}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{5/8}\right]^{0,8} \qquad [A.16.22]$$

Donde: D_c Diámetro interno de carcasa (0,25 m)

D_o Diámetro externo de tubos (0,019 m)

X Representa la relación $Pitch/D_o$ y su valor es 1,33

Pr Número de Prandt, calculado con la **Ecuación A.16.18** utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa. Tiene un valor de Pr = 8,53.

Sustituyendo los valores de las propiedades del fluido que circula por la carcasa en las **Ecuaciones A.16.19, A.16.20, A.16.21** y **A.16.22** se obtienen los siguientes resultados:

$$G = \frac{4 \cdot 10{,}86\ kg/s}{\pi((0{,}25m)^2 - 50 \cdot (0{,}019\ m)^2) \cdot 1{,}33} = 222{,}36\ kg/(s \cdot m^2)$$

$$Re = \frac{222{,}36\ kg/(s \cdot m^2) \cdot 0{,}25m}{1{,}2 \cdot 10^{-3} Pa \cdot s} = 4{,}72 \cdot 10^4$$

$$Nu_d = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot (4{,}72 \cdot 10^4)^{0{,}5} \cdot 8{,}53^{1/3}}{[1 + (0{,}4/8{,}53)^{2/3}]^{0{,}25}} \left[1 + \left(\frac{4{,}72 \cdot 10^4}{282000}\right)^{5/8}\right]^{0{,}8} = 3{,}35 \cdot 10^2$$

$$h_o = \frac{3{,}35 \cdot 10^2 \cdot 0{,}590 \frac{W}{m \cdot K}}{0{,}019\ m} = 1{,}04 \cdot 10^4 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

16.7.4.- Factores de incrustación interno y externo

Estos dos factores adquieren un valor de $R_{f,i}^{´´}$ = 0,00045 m^2·K/W y $R_{f,o}^{´´}$ = 0,00045 m^2·K/W (Normas TEMA).

16.7.5.- Conductividad térmica del metal

Para hallar la resistencia a la conducción, es necesario conocer la conductividad térmica del material. Teniendo en cuenta el material de los tubos, que es acero inoxidable AISI 316L, y que la temperatura máxima de las corrientes se encuentra alrededor de los 77ºC se obtiene según **Tabla A.21.3** del Anexo 21 una conductividad $k_m = 14{,}5\ W/(m \cdot K)$.

Conocidos ya los valores de los coeficientes individuales de película, tanto interna como externa, los factores de incrustación, y la conductividad térmica del metal, se puede calcular el coeficiente global de transferencia de calor a partir de la **Ecuación A.16.13.**

$$\frac{1}{U_o} = \frac{0{,}019\ m}{1609{,}57\ \ W/(K \cdot m^2) \cdot 0{,}014m} + \frac{0{,}00045\ \mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K/W}}{0{,}014m}$$
$$\cdot\, 0{,}019\ m + \frac{0{,}019\ m \cdot ln\left(\frac{0{,}019\ m}{0{,}014m}\right)}{2 \cdot 14{,}5\ W/(m \cdot K).} + 0{,}00045\ \mathrm{m}^2 \cdot \frac{\mathrm{K}}{\mathrm{W}}$$
$$+ \frac{1}{1{,}04 \cdot 10^4 \frac{W}{K \cdot m^2}} = 2{,}17 \cdot 10^{-3} m^2 \cdot K/W$$

Con lo cual el coeficiente global resulta:

$$U_o = 460{,}18\ W/(m^2 \cdot K)$$

A continuación, a partir de la **Ecuación A.16.8,** despejando el área, se calculará la superficie requerida para el intercambio de calor:

$$A = \frac{Q}{U_o \cdot \Delta T_m} \qquad [A.16.23]$$

$$A = \frac{273183{,}30\ \frac{J}{s}}{460{,}18\ \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 37{,}45K} = 15{,}85\ m^2$$

16.8.- Cálculo del número de tubos

Para calcular el número de tubos se debe seleccionar en primer lugar la longitud de éstos.

Los valores de longitudes comerciales para los tubos suelen ser 10 ft, 12 ft, 14 ft, 16 ft, 18 ft, 20 ft, 22 ft, 24 ft y 26 ft. Para el caso que se diseña, se va a seleccionar una longitud de tubos de 18 ft (5,49m).

Se calculará en primer lugar la longitud que tendría el intercambiador si estuviera formado por un único tubo (L^*). Para ello se hace uso de la siguiente expresión:

$$L^* = \frac{A}{Perímetro\ tubo} \qquad [A.16.24]$$

Siendo el perímetro del tubo:

$$P = \pi \cdot \left(\frac{D_o}{2}\right) = \pi \cdot \frac{0{,}019}{2} = 0{,}0598\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.16.24**:

$$L^* = \frac{15{,}85\ m^2}{0{,}0598\ m} = 264{,}88\ m$$

A partir de esta longitud, y sabiendo que cada tubo tiene 5,49 m de largo, se puede obtener el número de tubos:

$$N_t = \frac{264{,}88\ m}{5{,}49\ m} = 49\ tubos$$

Se supuso al principio del cálculo, en el **Apartado 16.7.2.** del presente Anexo, que la carcasa seleccionada tendría 50 tubos. Se comprueba por tanto que el número de tubos necesarios es menor que el supuesto, por lo que el cálculo ha sido correcto. Si hubiese salido un número superior al supuesto, se tendrían que haber modificado el tamaño de los tubos para que el número de tubos necesarios disminuyera, si aun así saliese superior, se tendrían que rehacer los cálculos suponiendo un nuevo valor de diámetro de carcasa y por tanto, de número de tubos.

El intercambiador de calor contará con 50 tubos de 18 pies cada uno, en una carcasa de 10,02 pulgadas de diámetro interno.

16.9.- Cálculo del número, separación y espesor de deflectores

En la carcasa se han de colocar unos tabiques que obligan al fluido a circular de manera perpendicular a los tubos para que se mejore la transmisión de calor, éstos son llamados deflectores. El número de deflectores (N_c) se determina a partir de la siguiente fórmula:

$$N_c = \frac{l}{P_{def}} \qquad [A.16.25]$$

Donde l es la longitud de los tubos y P_{def} corresponde con el espaciamiento que existe entre deflectores. Este espaciamiento se calcula como la media entre el máximo y el mínimo establecido.

La separación mínima entre deflectores ($P_{def,min}$) será el mayor de estos dos valores:

- 1/5 del diámetro interior de la carcasa (0,0509 m).
- 2 in (0,0508 m).

En este caso, aunque se obtienen resultados muy similares se opta por el primero de los valores.

La separación máxima viene dada por la siguiente tabla teniendo en cuenta el diámetro exterior y el material de los tubos.

Tabla A.16.1
Separación máxima entre deflectores (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)

Para nuestro caso, se tendrá una separación máxima de 60 pulgadas (1,52 m). Se calcula la media entre la separación máxima y la mínima y se obtiene una separación de deflectores:

$$P_{def} = 0{,}79\ m$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.16.25**, el número de deflectores es:

$$N_c = \frac{5{,}49\ m}{0{,}79\ m} = 6{,}97$$

El número de deflectores del intercambiador será siete.

Las normas TEMA establecen el espesor de los deflectores mediante la **Tabla A.16.2**, a partir del diámetro de la carcasa (10,02 in) y el espaciamiento entre placas (31 in).

Tabla A.16.2
Espesor de placas deflectoras (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 - 24	(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	(737-985)	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 de las placas deflectoras es de 0,19 in (4,8 mm).

Por último, comentar con respecto al diámetro de la deflectora, que éste será ligeramente inferior al de la carcasa y posee un segmento libre igual al 25% del diámetro interior de la carcasa D_c.

16.10.- Diseño mecánico

16.10.1.- Espesor de los tubos

Para determinar el espesor requerido por presión interna en el interior de los tubos que conforman el intercambiador se empleará un cálculo que se rige por las especificaciones del Código ASME B31.3.

De acuerdo a este código, el espesor se calcula mediante las siguientes expresiones:

$$t = \frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} \qquad [A.16.26]$$

Teniendo en cuenta el sobreespesor por corrosión y la tolerancia de fabricación, la ecuación anterior queda:

$$t = \left(\frac{D_o \cdot P_D}{2 \cdot (S \cdot E + Y \cdot P_D)} + C\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{M}{100}}\right) \qquad [A.16.27]$$

Donde: P_D Presión de diseño.
D_o Diámetro exterior de la tubería.
S Tensión máxima permisible.
E Eficiencia de la soldadura.
Y Coeficiente que depende del material de la tubería y de la temperatura de diseño.
C Margen por corrosión.
M Tolerancia de fabricación.

A continuación se procede a definir y calcular las variables que intervienen en la **Ecuación A.16.27**.

- Presión de diseño, P_D

La presión de diseño se obtiene añadiendo un 10% a la presión máxima de operación. Si este valor obtenido es menor a 30 psi, se tomará este último como presión de diseño.

$$P_{op} = 1\ atm = 14{,}7\ psi$$

$$P_D = 1{,}1 \cdot 14{,}7\ psi = 16{,}17\ psi$$

Se tomará por tanto, $P_D = 30\ psi$.

- Diámetro exterior, D_o

El diámetro exterior de los tubos del intercambiador es 0,75 pulgadas. (Ver **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

- Tensión máxima admisible, *S*

Para determinar la tensión máxima admisible se recurre a las tablas de materiales del Código ASME B31.3, para tuberías de acero inoxidable AISI 316L sometidas a una temperatura máxima de 300 ºF, temperatura inmediatamente superior a la temperatura de diseño (Tª máxima del sistema +20ºC) la tensión máxima admisible tiene un valor de S=16700 psi (véase **Tabla A.21.5** del Anexo 21).

- 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%.

- Eficiencia de la soldadura, *E*

Este término representa 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*

Este factor se obtiene a partir de la **Tabla A.21.9** del Anexo 21. Para una temperatura del sistema por debajo de los 900ºF y un material para los tubos que es acero inoxidable AISI 316L, el factor Y toma un valor de 0,4.

- Margen de corrosión, *C*

Se considera que un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año es satisfactorio para recipiente y tuberías. Para los intercambiadores de calor se considera un valor para la vida útil de 15 años.

El margen de corrosión se tomará como el valor del desgaste producido durante ésta, por lo tanto C=0,005 in/año.

$$C = 0{,}005\,\frac{in}{\text{año}} \cdot 15\ años = 0{,}075\ in = 0{,}1905\ cm$$

Si se sustituyen todos estos parámetros en la **Ecuación A.16.27** resulta el valor de espesor que se muestra a continuación.

$$t = \left(\frac{0{,}75\ in \cdot 30\ psi}{2 \cdot (16700\ psi \cdot 1 + 0{,}4 \cdot 30\ psi)} + 0{,}075\ in\right)\left(\frac{1}{1 - \frac{12{,}5}{100}}\right)$$

$$= 0{,}086 in$$

Se elegirá un espesor de 0,095 in ya que es el espesor estándar inmediatamente superior al calculado (véase en la **Tabla A.21.4** del Anexo 21).

16.10.2.- Espesor de la carcasa

Antes de comenzar el cálculo del espesor basado en la presión interna, se determinará el espesor mínimo.

- Espesor mínimo según Código ASME-VIII-1:

$$t_{min}\,(mm) = 2{,}5 + C = 2{,}5 + 1{,}905 = 4{,}405\ mm = 0{,}173\ in$$

- Espesor mínimo según la fórmula para aceros al carbono:

$$t_{min}\,(mm) = 5 + C = 5 + 1{,}905 = 6{,}905\ mm = 0{,}272\ in$$

Se tomará por tanto como valor mínimo el mayor de los dos calculados, es decir, $t_{min} = 6{,}905\ mm = 0{,}272\ in$.

De acuerdo con el Código ASME VIII-Div.1, el espesor de la carcasa debe determinarse teniendo en cuenta las tensiones a las que se verá sometida. Para cada una de ellas, debe hallarse el espesor necesario para soportarlas, 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.

Tabla A.16.3.
Tensiones a las que está sometido el equipo (Megyesy E.F., 2001)

	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		**TENSIONES LONGITUDINALES**	
CARGA	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**
Peso				X
Viento			X	X
Seísmo			X	X
Presión interior	X		X	
Presión exterior				

Debido a que ejercen una mayor influencia, sólo se tendrán en cuenta las tensiones ejercidas por la presión interna, el resto serán despreciadas. Posteriormente se selecciona un espesor de entre los espesores comerciales, tomando entonces un margen de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo. Las relaciones que permiten determinar el espesor debido a cada una de estas tensiones se recogen a continuación.

Tensiones circunferenciales:

$$t_{circ} = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0{,}6 \cdot P_D} \qquad [A.16.28]$$

Tensiones longitudinales:

$$t_{long} = \frac{P_D \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P_D} \qquad [A.16.29]$$

Donde: P_D Presión de diseño interna, en psi.
R Radio interior de la envolvente, en in.
S Máxima tensión admisible, en psi.
E Eficiencia de junta.
C Margen de corrosión, expresado en in.

A continuación se explican y calculan cada uno de los parámetros que intervienen en estas expresiones:

- Presión de diseño, P_D

La presión de diseño será un 10% mayor que la presión de operación. En el caso que este valor no supere los 30 psi se tomará como presión de diseño 30 psi.

$$P_{op} = 1\ atm = 14{,}7\ psi$$

$$P_D = 1{,}1 \cdot 14{,}7\ psi = 16{,}17\ psi$$

Por tanto se elige como presión de diseño:

$$P_D = 30\ psi$$

- Temperatura de diseño, T_D

Se considera que la temperatura de diseño es aquella que supera en 20ºC a la máxima temperatura del sistema. En este caso:

$$T_D = 20℃ + 77℃ = 97℃ = 206{,}6°F$$

- Tensión máxima admisible, *S*

Se determina a través de las tablas de materiales del Código ASME, se tiene que para carcasas de acero al carbono SA-285, a una temperatura de 300ºF (temperatura inmediatamente superior a la de diseño), la tensión máxima admisible, S = 14.200 psi (véase **Tabla A.21.7** del Anexo 21).

- Eficiencia de la soldadura, *E*

El valor para la eficiencia de junta se obtiene a partir de la tabla UW-12 del código ASME VIII–Div.1 (véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21). En este caso, 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, se presenta un valor de E = 0,85.

Ya se está en disposición de calcular los espesores, sustituyendo los valores en las **Ecuaciones A.16.28 y A.16.29**.

$$t_{circ} = \frac{30\ psi \cdot \left(\frac{10{,}02}{2}\right) in}{14200 psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30\ psi} = 0{,}012\ in$$

$$t_{long} = \frac{30\ psi \cdot \left(\frac{10{,}02}{2}\right) in}{2 \cdot 14200 psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi} = 0{,}006\ in$$

Con estos espesores calculados se toma el de mayor valor, y se le añadirá el sobreespesor por corrosión.

$$t_{carcasa} = 0{,}012\ in + 0{,}075\ in = 0{,}087\ in$$

Como puede observarse $t_{carcasa} = 0{,}087\ in < t_{min}$, por este motivo, el espesor de la carcasa será el espesor mínimo para aceros al carbono calculado con anterioridad.

$$t = 0{,}272\ in = 6{,}905\ mm$$

Se tomará finalmente el espesor comercial inmediatamente superior al calculado (véase **Tabla A.21.10** del Anexo 21).

$$t_{carcasa} = 7{,}9\ mm$$

16.11.- Cálculo de las pérdidas de carga

16.11.1.- Pérdida de carga en los tubos

Para el interior de los tubos, la pérdida de carga se calcula mediante la Ecuación de Fanning:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{D_i \cdot \rho} \qquad [A.16.30]$$

Siendo: f Factor de fricción.
G Velocidad másica, kg/(m^2·s)
L Longitud de los tubos del intercambiador, m.
D_i Diámetro interior de los tubos, m.
ρ Densidad del fluido que circula por los tubos, kg/m^3.

La velocidad másica se determina a partir de la siguiente expresión:

$$G = \frac{4 \cdot m \cdot n_t}{\pi \cdot D_i^2 \cdot N_t} \qquad [A.16.31]$$

Donde: m Caudal másico del fluido que circula por tubos, kg/s
n_t Paso por los tubos.
N_t Número de tubos del intercambiador de calor.
D_i Diámetro interior de los tubos, m.

Se disponen de todos los datos así que se procede a sustituirlos en la **Ecuación A.16.31**, obteniéndose:

$$G = \frac{4 \cdot 2{,}77\ \frac{kg}{s} \cdot 2}{\pi \cdot (0{,}014m)^2 \cdot 50} = 696{,}02 \frac{kg}{s \cdot m^2}$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros inoxidables comerciales es ε = 0,002 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,00014.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por los tubos:

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu} \qquad [A.16.32]$$

$$Re = \frac{0{,}014\ m \cdot 696{,}02 \frac{kg}{s \cdot m^2}}{2{,}86 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s} = 3{,}47 \cdot 10^4$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción *f = 0,023*.

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.16.30**.

$$\Delta P = \frac{0{,}023 \cdot \left(696{,}02 \frac{kg}{s \cdot m^2}\right)^2 \cdot 5{,}49\ m}{0{,}014\ m \cdot 772{,}78\ \frac{kg}{m^3}} = 5562{,}86 \frac{kg}{m \cdot s^2} = 0{,}056\ bar$$

16.11.2.- Pérdida de carga en la carcasa

El cálculo de la pérdida de carga en la carcasa se realiza mediante el método de CERN, utilizando la siguiente expresión:

$$\Delta P_c = \frac{f_c \cdot G_c^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_c}{\rho \cdot D_e} \qquad [A.16.33]$$

Donde: f_c Factor de fricción en la carcasa.
G_c Velocidad másica en la carcasa.
N_c Número de deflectores.
D_c Diámetro de la carcasa.
D_e Diámetro equivalente.

La velocidad másica para la carcasa se calcula utilizando la expresión:

$$G_c = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot (D_c^2 - N_t \cdot D_o^2) \cdot X} \qquad [A.16.34]$$

En esta expresión, m representa el caudal másico del fluido que circula por la carcasa, es decir 10,86 kg/s. El término 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.

$$X = \frac{1\ in}{0{,}75\ in} = 1{,}33$$

Sustituyendo en la **Ecuación A.16.34**:

$$G_c = \frac{4 \cdot 10{,}86\ kg/s}{\pi \cdot ((0{,}25m)^2 - 50 \cdot (0{,}019m)^2) \cdot 1{,}33} = 222{,}92\ kg/(m^2 \cdot s)$$

El factor de fricción *f*, necesario para el cálculo de la pérdida de carga, se determina con la gráfica de Moody (véase **Figura A.21.1** del Anexo 21). Para ello se requiere el valor de Reynolds y el término de rugosidad relativa. La rugosidad para aceros comerciales es ε = 0,045 mm, por lo que se obtiene una rugosidad relativa ε⁄d=0,003.

El valor del Reynolds se calcula a partir de la velocidad másica con la siguiente expresión, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa.

$$Re = \frac{D_c \cdot G_c}{\mu} \qquad [A.16.35]$$

$$Re = \frac{0{,}25\ m \cdot 222{,}92 \frac{kg}{s \cdot m^2}}{1{,}2 \cdot 10^{-3} Pa \cdot s} = 4{,}73 \cdot 10^4$$

Con la gráfica de Moody se obtiene un valor del coeficiente de fricción $f_c = 0{,}028$.

El número de deflectores calculado anteriormente es de 7 deflectores.

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. La expresión para el cálculo del diámetro equivalente es la siguiente, introduciendo el Pitch en metros.

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{(4/3 \cdot Pitch^2) - (\pi \cdot D_o^2/8)}{\pi \cdot D_o/2} \right) \qquad [A.16.36]$$

$$D_e = 4 \cdot \left(\frac{\left(\frac{4}{3} \cdot (0{,}0254m)^2\right) - (\pi \cdot (0{,}019m)^2/8)}{\pi \cdot (0{,}019m)/2} \right) = 0{,}096\ m$$

Conocidos todos estos valores, se procede a su sustitución en la **Ecuación A.16.33**, utilizando las propiedades del fluido que circula por la carcasa.

$$\Delta P_c = \frac{0{,}028 \cdot \left(222{,}92 \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)^2 \cdot (7+1) \cdot 0{,}25m}{999{,}32 \ \frac{kg}{m^3} \cdot 0{,}096m} = 29{,}55 \frac{kg}{m \cdot s^2}$$
$$= 0{,}0003 \ bar$$

Sumando las dos pérdidas de carga calculadas para el exterior e interior de los tubos se obtiene una pérdida total de presión de:

$$\Delta P_{total} = 0{,}0003 \ bar + 0{,}056 \ bar = 0{,}0563 \ bar$$

16.12.- Aislamiento

El material elegido para aislar el intercambiador de calor en este caso será, al igual que los anteriores, lana de roca, ya que es el material más económico que cubre las necesidades requeridas. Se aísla la carcasa externa del intercambiador y se recubre el aislante con una chapa de aluminio. El espesor de la lana de roca necesario viene en función de la temperatura máxima de operación, según la **Tabla A.21.11** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera, y para una temperatura máxima de operación de hasta 77ºC, se obtiene un espesor de lana de roca de 50 milímetros.

ANEXO 17:
DEPÓSITOS DE ALMACENAMIENTO

17.1.- Depósitos de propileno

17.1.1.- Introducción

Como quedó justificado en el **Capítulo 7** de la Memoria del presente Proyecto Fin de carrera, se diseñará depósitos esféricos sometidos a 15kg/cm^2 de presión y a temperatura ambiente.

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, suponiendo un volumen útil del 80%.

Se diseñarán dos tanques para el almacenamiento de propileno. 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 propileno.

17.1.2.- Dimensiones de los depósitos

El propileno se almacena a una temperatura de 20 ºC y a presión atmosférica. Para realizar el cálculo del volumen requerido del tanque para el almacenamiento de propileno se tiene en cuenta que el flujo de entrada de corriente de alimentación de propileno es de 11203,12 kg/h.

Teniendo en cuenta que es necesario disponer de esta materia prima para el proceso durante un tiempo de 3 días de almacenamiento, la masa a almacenar será:

$$M = 11203{,}12\,\frac{kg}{h} \cdot 24\,\frac{h}{día} \cdot 3días = 806624{,}5\ kg$$

Conociendo que la densidad del propileno es 512,98 kg/m^3, y suponiendo un 80% de volumen útil, la capacidad del tanque será:

$$V_{total} = \frac{806624{,}5\ kg}{512{,}98\,\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0{,}80} = 1965{,}54\ m^3$$

Por tanto, conocido este volumen necesario, se diseñarán dos esferas con un volumen necesario de:

$$V = \frac{1965{,}54\ m^3}{2} = 982{,}77\ m^3$$

y a partir de la expresión que determina el volumen de una esfera:

$$V = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r^3 \qquad [A.17.1]$$

Es posible determinar el radio necesario para cada una de ellas, despejándolo de la ecuación anterior.

$$r = \sqrt[3]{\frac{3}{4} \cdot V/\pi} = 6{,}17m$$

Se instalarán dos esferas de almacenamiento a presión de 12,5 m de diámetro (1022,7 m^3).

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 propileno.

El material a emplear será acero al carbono SA-285, puesto que atendiendo a las propiedades del propileno es el material más económico.

17.1.3.- Cubetos de retención

Los depósitos de almacenamiento de propileno se situarán dentro de un cubeto de retención para evitar el derrame incontrolado del fluido contenido en los mismos en caso de su ruptura.

El cubeto tiene forma cuadrada, por lo que el área vendrá dada por la expresión que se muestra a continuación, siendo *l* la longitud de cada lado del cubeto:

$$A = l^2 \qquad [A.17.2]$$

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 12,5 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, como todos los depósitos son iguales, se tomará una distancia de 12,5 metros entre cada uno de ellos. Por lo que el lado del cubeto quedará:

$$l = 12{,}5m + 12{,}5m + 12{,}5m + 12{,}5m + 12{,}5m = 62{,}5m$$

Con lo cual, el área del cubeto resulta:

$$A = (62{,}5m)^2 = 3906{,}25m^2$$

El volumen del cubeto, vendrá determinado por la siguiente expresión:

$$V_{cubeto} = A \cdot h \qquad [A.17.3]$$

Siendo *h* la altura del cubeto, que se desea conocer. El volumen mínimo del cubeto debe ser un 10% mayor que el volumen total del mayor tanque, como todos son iguales, se impondrá un volumen de 1200 m^3.

Despejando de la **Ecuación A.17.3**, se obtiene la altura necesaria de los cubetos de retención:

$$h = \frac{1200\ m^3}{3906{,}25 m^2} = 0{,}31 m$$

La altura mínima que debe tener el cubeto es de 0,31 metros. Se construye el cubeto de retención para los depósitos de propileno de 1 metro de altura.

17.2.- Depósitos de amoniaco

17.2.1.- Introducción

Como quedó justificado en el **Capítulo 7** de la Memoria del presente Proyecto Fin de carrera, se diseñarán también para el amoniaco depósitos esféricos sometidos a 15kg/cm^2 de presión y a temperatura ambiente.

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, suponiendo un volumen útil del 80%.

Se diseñarán dos tanques para el almacenamiento de amoniaco. 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 amoniaco.

17.2.2.- Dimensiones de los depósitos

El amoniaco se almacena a una temperatura de 20 ºC y a presión atmosférica. Para realizar el cálculo del volumen requerido del tanque para el almacenamiento se tiene en cuenta que el flujo de entrada de corriente de alimentación de amoniaco es de 4.523,82 kg/h.

Teniendo en cuenta que es necesario disponer de esta materia prima para el proceso durante un tiempo de 3 días de almacenamiento, la masa a almacenar será:

$$M = 4.523{,}82\ \frac{kg}{h} \cdot 24 \frac{h}{día} \cdot 3 días = 325.715{,}36\ kg$$

Conociendo que la densidad del amoniaco es 609,14 kg/m^3, y suponiendo un 80% de volumen útil, la capacidad del tanque será:

$$V_{total} = \frac{325715{,}36\ \ kg}{609{,}14 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0{,}80} = 668{,}39\ m^3$$

Por tanto, conocido este volumen necesario, se diseñarán dos esferas con un volumen necesario de:

$$V = \frac{668{,}39\ m^3}{2} = 334{,}20\ m^3$$

y a partir de la expresión que determina el volumen de una esfera:

$$V = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r^3 \qquad [A.17.4]$$

Es posible determinar el radio necesario para cada una de ellas, despejándolo de la ecuación anterior.

$$r = \sqrt[3]{\frac{3}{4} \cdot V/\pi} = 4{,}30\ m$$

Se instalarán dos esferas de almacenamiento a presión de 9 m de diámetro (381,7 m^3).

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 amoniaco.

El material a emplear será acero al carbono SA-285, puesto que atendiendo a las propiedades del amoniaco es el material más económico.

17.2.3.- Cubetos de retención

Los depósitos de almacenamiento de amoniaco se situarán dentro de un cubeto de retención para evitar el derrame incontrolado del fluido contenido en los mismos en caso de su ruptura.

El cubeto tiene forma cuadrada, por lo que el área vendrá dada por la expresión que se muestra a continuación, siendo *l* la longitud de cada lado del cubeto:

$$A = l^2 \qquad [A.17.5]$$

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 9 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, como todos los depósitos son iguales, se tomará una

distancia de 9 metros entre cada uno de ellos. Por lo que el lado del cubeto quedará:

$$l = 9m + +9m + 9m + 9m + 9m = 45m$$

Con lo cual, el área del cubeto resulta:

$$A = (45m)^2 = 2025\ m^2$$

El volumen del cubeto, vendrá determinado por la siguiente expresión:

$$V_{cubeto} = A \cdot h \qquad [A.17.6]$$

Siendo *h* la altura del cubeto, que se desea conocer. El volumen mínimo del cubeto debe ser un 10% mayor que el volumen total del mayor tanque, como todos son iguales, se impondrá un volumen de 450 m^3.

Despejando de la **Ecuación A.17.6**, se obtiene la altura necesaria de los cubetos de retención:

$$h = \frac{450\ m^3}{2025 m^2} = 0{,}62m$$

La altura mínima que debe tener el cubeto es de 0,22 metros. Se construye el cubeto de retención para los depósitos de amoniaco de 1 metro de altura.

17.3.- Depósitos de acrilonitrilo

17.3.1.- Introducción

Como quedó justificado en el **Capítulo 7** de la Memoria del presente Proyecto Fin de carrera, se diseñarán para el producto final, acrilonitrilo, cuatro 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 7.3** del **Capítulo 7** de la Memoria Descriptiva.

Se han calculado los volúmenes de los tanques, suponiendo que se encuentran llenos al 50% del volumen.

Como en los casos anteriores, 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 acrilonitrilo de idénticas dimensiones.

El material a emplear será acero al carbono SA-285, puesto que atendiendo a las propiedades del acrilonitrilo es el material más económico.

17.3.2.- Dimensiones de los depósitos

El acrilonitrilo se almacena a una temperatura de 30 ºC y a presión atmosférica. Para realizar el cálculo del volumen requerido del tanque para el almacenamiento se tiene en cuenta que el flujo de producto es de 9952,67 kg/h.

Teniendo en cuenta que el tiempo de almacenamiento se fija para 3 días, la masa a almacenar será:

$$M = 9952{,}67\ \frac{kg}{h} \cdot 24 \frac{h}{día} \cdot 3 días = 716592{,}47\ kg$$

Conociendo que la densidad del acrilonitrilo a esta temperatura es 795,58 kg/m^3, la capacidad necesaria del tanque será:

$$V_{total} = \frac{716592{,}47\ \ kg}{795{,}58\ \frac{kg}{m^3}} = 900{,}72\ m^3$$

Como los tanques deben estar llenos al 50% de su capacidad, se dimensionarán dos tanques de 900,72 m^3.

Según el reglamento de Instalaciones Petrolíferas (RD 2085/1994 de 20 de octubre) publicado en el B.O.E. de 27 de enero de 1995, se establece que el diámetro de los tanques de almacenamiento de productos derivados del petróleo será dos tercios de la altura del tanque. Se va a seguir este criterio de diseño en el depósito de almacenamiento.

A partir de la expresión que determina el volumen de un cilindro:

$$V_{cilindro} = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot h \qquad [A.17.7]$$

Siendo *D* el diámetro y *h* la altura del tanque, y teniendo en cuenta la relación expuesta anteriormente, *D = 2/3 · h*, la expresión anterior queda:

$$V_{cilindro} = \pi \cdot \frac{(\frac{2}{3} \cdot h)^2}{4} \cdot h = 900{,}72 m^3$$

Si se despeja la altura se obtiene:

$$h = \sqrt[3]{\frac{9 \cdot 900{,}72 m^3}{\pi}} = 13{,}72\ m$$

$$D = \frac{2}{3} \cdot 13{,}72 m = 9{,}14\ m$$

Se diseñarán dos tanques de 14 m de altura y 9,33 m de diámetro, con una capacidad de 957,84 m^3 cada uno.

Como en los casos anteriores, 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 acrilonitrilo de idénticas dimensiones.

17.3.3.- Cubetos de retención

Los depósitos de almacenamiento de amoniaco se situarán dentro de un cubeto de retención para evitar el derrame incontrolado del fluido contenido en los mismos en caso de su ruptura.

El cubeto tiene forma cuadrada, por lo que el área vendrá dada por la expresión que se muestra a continuación, siendo *l* la longitud de cada lado del cubeto:

$$A = l^2 \qquad [A.17.8]$$

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 14 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, como todos los depósitos son iguales, se tomará una distancia de 9,5 metros entre cada uno de ellos. Por lo que el lado del cubeto quedará:

$$l = 2 \cdot 9{,}33m + 9{,}5m + 2 \cdot 14m = 56{,}16m$$

Con lo cual, el área del cubeto resulta:

$$A = (56{,}16m)^2 = 3153{,}95\ m^2$$

El volumen del cubeto, vendrá determinado por la siguiente expresión:

$$V_{cubeto} = A \cdot h \qquad [A.17.9]$$

Siendo h la altura del cubeto, que se desea conocer. El volumen mínimo del cubeto debe ser un 10% mayor que el volumen total del mayor tanque, como todos son iguales, se impondrá un volumen de 1100 m^3.

Despejando de la **Ecuación A.17.9**, se obtiene la altura necesaria de los cubetos de retención:

$$h = \frac{1100\ m^3}{3153{,}95\ m^2} = 0{,}35m$$

La altura mínima que debe tener el cubeto es de 0,35 metros. Se construye el cubeto de retención para los depósitos de amoniaco de 1 metro de altura.

ANEXO 18:
DISEÑO DEL SISTEMA DE TUBERIAS EN LA LÍNEA DE PROCESO

18.1.-Diseño de tuberías

En el presente Anexo del Proyecto Fin de Carrera, 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 (tés, codos, válvulas) u otros equipos. Para comenzar con el diseño, se dividirán las tuberías en dos tipos principalmente:

Tuberías principales: son aquellas que forman parte de la línea principal de proceso. Estas tuberías se diseñarán en dimensión (diámetro), y pérdida de carga total (incluyendo altura, accesorios y longitud de tubería).

Tuberías auxiliares: son aquellas que contribuyen al acondicionamiento de la línea de proceso, sin formar parte del cuerpo principal de ésta. Estas tuberías solo se diseñarán en dimensión (diámetro).

18.2.-Procedimiento general para el dimensionamiento y cálculo de la pérdida de carga total.

Para el diseño del sistema de tuberías se llevarán a cabo los siguientes pasos:

1. *Estimación del diámetro interior de cada línea.*

Para realizar este cálculo se elige una velocidad media de circulación recomendada para distintos fluidos en tuberías. Esta elección, se recoge en la tabla que se muestra a continuación.

Tabla A.18.1
Velocidad circulación para distintos fluidos

Servicios	**Velocidad (m/s)**
Líquidos bombeados (no viscosos)	1-3
Líquidos, flujo por gravedad	1-3
Gases y vapores	15-30
Flujos a alta presión	30-60

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:

$$Q = v \cdot S \qquad [A.18.1]$$

Donde: Q Caudal volumétrico del fluido, $\frac{m^3}{s}$

v Velocidad de circulación en la tubería, $\frac{m}{s}$

S Sección de la tubería, m^2

La sección de la tubería se calcula a través de la siguiente expresión:

$$S = \pi \cdot r^2 = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \qquad [A.18.2]$$

Donde: S Sección de la tubería, m^2

r Radio interior de la tubería, m

D Diámetro interior de la tubería, m

Sustituyendo la **Ecuación A.18.2** en la **Ecuación A.18.1**, se tiene:

$$Q = v \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot D^2\right)$$

Si se despeja el diámetro de esta expresión se tiene:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} \qquad [A.18.3]$$

2. Selección del diámetro nominal de la tubería

El diámetro interior calculado en el apartado anterior nos sirve de referencia para determinar el diámetro exterior de la conducción en diseño. Para esta selección, se necesitan las **Tablas A.21.16**, **A.21.17**, **A.21.18** y **A.21.19** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera. Estas tablas muestran los diferentes diámetros nominales que existen para las conducciones comerciales, de manera que a cada valor de diámetro interior 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 de tubería

Para hallar el valor mínimo 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:

$$t_{mín} = \left(\frac{P_D \cdot D_0}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)} + C\right) \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{M}{100}\right)} \qquad [A.18.4]$$

Donde:
- P_D Presión de diseño, psi.
- D_0 Diámetro exterior de la tubería, m.
- S Tensión máxima permisible del material a la temperatura de diseño, psi.
- E Eficiencia de soldadura.

Y	Coeficiente que depende del material de la tubería y temperatura de diseño.
C	Margen de corrosión.
M	Tolerancia de fabricación.

A continuación, se determina el valor de cada una de estas variables que intervienen en la **Ecuación A.18.4.**

- Presión de diseño (P_D)

La presión de diseño para el caso de las tuberías se determina añadiéndole un 10% a la presión máxima de operación de cada una de las líneas.

- Temperatura de diseño (T_D)

La temperatura de diseño de cada tubería se calcula mediante la siguiente expresión:

$$T_D(℃) = T_{máx} + 20℃ \qquad [A.18.5]$$

- 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. Este valor se obtendrá en psi de las **Tablas A.21.5 y A.21.7** del Anexo 21 del presente Proyecto (Código ASME B31.3).

- Eficiencia de soldadura (*E*)

La eficiencia de soldadura toma el valor de la unidad cuando la tubería es sin costura (*E=1)*.

- Factor *Y*

Las tuberías tendrán una temperatura de diseño que no ascenderá los 900 ºF, y además todas las tuberías están construidas en acero (bien acero al carbono o inoxidable), por lo que según la **Tabla A.21.9** del Anexo 21, $Y = 0{,}4$.

- 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 5 milésimas de pulgada. Según la **Tabla A.21.15** del Anexo 21, el tiempo de vida de las tuberías se estima en 15 años. Por tanto:

$$C = Desgaste_{Anual} \cdot Tiempo_{vida} \qquad [A.\,18.6]$$

$$C = 0{,}005 \frac{in}{\text{año}} \cdot 15\ años = 0{,}075\ in$$

- 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.

$$M = 12{,}5\ \%$$

4. Selección final del diámetro interior de cada tubería

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.21.16**, **A.21.17**, **A.21.18** y **A.21.19**

del Anexo 21, las cuales indican los espesores asociados a cada uno de los diámetros exteriores, y como consecuencia se obtienen los diámetros interiores correspondientes.

5. Cálculo de la velocidad real del fluido por la tubería

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:

$$v = \frac{Q}{\pi \cdot r^2} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \qquad [A.18.7]$$

6. Cálculo de la velocidad másica del fluido por la tubería

El siguiente paso una vez que se tiene la velocidad real del fluido por la conducción, es calcular la velocidad másica de éste. Para ello, se utiliza la siguiente expresión:

$$G = \rho \cdot v \qquad [A.18.8]$$

Donde: G Velocidad másica del fluido, $\frac{kg}{m^2 \cdot s}$

ρ Densidad del fluido que circula por la conducción, $\frac{kg}{m^3}$

v Velocidad real del fluido en la tubería, $\frac{m}{s}$

7. Determinación del régimen de flujo del fluido

El régimen de flujo del fluido, se determinará a partir del parámetro Re (Reynolds), el cual tiene la siguiente expresión:

$$Re = \frac{v \cdot D_i \cdot \rho}{\mu} \qquad [A.18.9]$$

Donde: v Velocidad real en la conducción, $\frac{m}{s}$

ρ Densidad del fluido que circula por la conducción, $\frac{kg}{m^3}$

D_i Diámetro interior de la tubería, m

μ Viscosidad del fluido que circula por la tubería, Pa·s

8. Determinación de la pérdida de presión del fluido

En este punto, se calcula la pérdida de presión que experimenta el fluido a través de la tubería si ésta tuviera una longitud de un metro, es decir, se determina la pérdida de carga por metro de tubería. La ecuación que se utiliza es la siguiente:

$$\Delta P = \frac{f \cdot G^2 \cdot L}{D_i \cdot \rho} \qquad [A.18.10]$$

Donde: f Factor de fricción

G Velocidad másica del fluido en la conducción, $\frac{kg}{m^2 \cdot s}$

D_i Diámetro interior de la tubería, m

L Longitud de la tubería, m

ρ Densidad del fluido que circula en la conducción, $\frac{kg}{m^3}$

En la **Ecuación A.18.10,** todos los parámetros son conocidos excepto el factor *f*, factor de fricción o de Fanning. Este parámetro, se determina con la gráfica de Moody mostrada en la **Figura A.21.1** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera.

Para el uso de esta gráfica, es necesario el valor de Re (eje de abscisas) y la rugosidad relativa ($\frac{\varepsilon}{D_{int}}$).

La rugosidad relativa depende del material de la tubería (rugosidad absoluta) y del diámetro interior de la tubería (expresado en mm). Los valores más frecuentemente utilizados para la rugosidad absoluta son:

$$\varepsilon = 0{,}045\ (Acero\ al\ carbono\ SA - 285)$$
$$\varepsilon = 0{,}002\ (Acero\ inoxidable\ SA - 240)$$

Una vez que se conocen todos los datos se sustituyen en la **Ecuación A.18.10** para calcular la pérdida de carga por metro de tubería recta. Este valor no puede ser superior a la pérdida de presión máxima permisible que se recoge en la siguiente tabla:

Tabla A.18.2
Pérdida presión máxima permisible

Servicios	$\mathbf{\Delta P_{máx}}$ (kPa/m)
Líquidos bombeados (no viscosos)	0,5
Líquidos, flujo por gravedad	0,05
Gases y vapores	0,02% presión de la línea

En el caso de que el valor de la presión por metro de tubería fuese mayor al máximo permisible, se elegirá un diámetro nominal y, como consecuencia, un diámetro exterior inmediatamente superior. A continuación, se repetirán los pasos del 2 al 8 hasta que el valor de la pérdida de carga por metro no sea superior al máximo permisible.

9. Determinación de la pérdida de presión total

En este apartado, se calcula la pérdida de carga total que sufre el fluido a través de las conducciones por las que circula. Este cálculo será necesario para la determinación de la potencia de las bombas instaladas. Para ello, se hace uso de la siguiente expresión:

$$\Delta P_{Total} = \Delta P_{Tubería} + \Delta P_{Accesorios} + \Delta P_{Altura} \qquad [A.18.11]$$

La **Ecuación A.18.11,** representa los tres tipos de pérdida de presión que puede experimentar el fluido. El primer término hace referencia a la pérdida de presión en tramo de tubería recta, el segundo a la pérdida de presión a través de los accesorios, y el último hace referencia a la pérdida de presión debido a la diferencia de altura que experimenta el fluido. Las ecuaciones con las que se determina son:

$$\Delta P_{Tuber\,ía} = L_{tuber\,ía} \cdot \left(\frac{\Delta P}{m}\right) \qquad [A.18.12]$$

$$\Delta P_{Accesorios} = L_{eq} \cdot \left(\frac{\Delta P}{m}\right) \qquad [A.18.13]$$

$$\Delta P_{Altura} = (h_2 - h_1) \cdot \rho \cdot g \qquad [A.18.14]$$

Donde:

$L_{tubería}$	Longitud de tubería recta, m
L_{eq}	Longitud equivalente, m
$\frac{\Delta P}{m}$	Pérdida de carga por metro de tubería, Pa
g	Aceleración de la gravedad, $\frac{m}{s^2}$
ρ	Densidad del fluido en la conducción, $\frac{kg}{m^3}$
Δh	Variación de altura que experimenta el fluido, m

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 longitud equivalente de los accesorios se toma de las **Tablas A.21.20** y **A.21.21** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera.

Una vez explicado el procedimiento general, se procederá a realizar los cálculos de las tuberías de nuestro proceso. Para algunas tuberías se desarrollará su cálculo completamente, mientras que para otras, debido a su similitud, se resumirán sus resultados en tablas.

18.3.-Tuberías principales del proceso

Como se ha comentado anteriormente, estas tuberías serán diseñadas completamente, es decir se calculará tanto el dimensionamiento (diámetro) como la pérdida de carga total.

T-01: Conduce la alimentación de propileno desde el tanque de almacenamiento de éste hasta la válvula de reducción de presión V-01.

- Estimación del diámetro interior inicial.

Para determinar el diámetro de esta conducción, se tienen en cuenta los siguientes valores:

- $v = 3\frac{m}{s}$ (véase Tabla A.18.1 del presente Anexo)
- $Q = 6{,}05 \cdot 10^{-3}\ \frac{m^3}{s}$
- $\rho = 512{,}98\ \frac{kg}{m^3}$
- $\mu = 8{,}7 \cdot 10^{-5}\ \frac{kg}{m \cdot s}\ (Pa \cdot s)$

Por esta tubería fluye el propileno líquido, que se encuentra almacenado a presión y a temperatura atmosférica. Se sustituye este valor en la **Ecuación A.18.3**, para obtener el diámetro interior inicial:

$$D_{int} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6{,}05 \cdot 10^{-3}\ \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 3\frac{m}{s}}} = 0{,}0507m = 1{,}995\ in$$

- Selección del diámetro nominal de tubería.

Ayudado de la **Tabla A.21.17** del Anexo 21, se elige un diámetro exterior inmediatamente superior al diámetro interior hallado, que no

supere las limitaciones de pérdida de carga por metro. Según esto, el diámetro exterior es:

$$D_{nom} = 5\ in$$
$$D_{ext} = 5{,}563\ in$$

- Espesor.

Antes de comenzar el cálculo debe especificarse que esta conducción estará construida en acero al carbono SA-285. A continuación se especifican cada una de los parámetros de la **Ecuación A.18.4**:

$$P_D = 1{,}1 \cdot P_{oper} = 1{,}1 \cdot 213{,}3\ psi = 234{,}63\ psi$$

La presión de operación es $P = 15\,\frac{kg}{cm^2} = 213{,}3\ psi$, presión de almacenamiento del propileno. La temperatura es 20 ºC (temperatura ambiente).

$$T_D = 20℃ + 20℃ = 40℃ = 104°F$$

$$D_0 = 5{,}563\ in$$

$$S = 14600\ psi$$

La tensión máxima admisible para el material elegido a 200 ºF, temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 104 ºF.

$$t_{mín} = \left(\frac{234{,}63\ psi \cdot 5{,}563\ in}{2 \cdot (14600\ psi \cdot 1 + 234{,}63\ psi \cdot 0{,}4)} + 0{,}075\ in\right) \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{12{,}5}{100}\right)}$$
$$= 0{,}1365\ in$$

$$t_{mín} = 0{,}1365\ in$$

Acudiendo de nuevo a la **Tabla A.21.17**, del Anexo 21, el espesor estándar para una tubería de 5,563 in es:

$$t = 0{,}258\ in$$

- Diámetro interior real.

Se determina a través de la **Tabla A.21.17** del Anexo 21, o se calcula a través de la expresión:

$$D_i = D_0 - 2 \cdot t = 5{,}563\ in - 2 \cdot 0{,}258\ in = 5{,}047\ in$$

$$D_i = 5{,}047\ in = 0{,}1282\ m$$

- Velocidad real del fluido por la tubería.

Ahora que se conoce el diámetro interior, se sustituyen los datos en la **Ecuación A.18.7**:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 6{,}05 \cdot 10^{-3}\ \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot (0{,}1282\ m)^2}$$

$$v = 0{,}469\ \frac{m}{s}$$

- Velocidad másica del fluido por la tubería.

A continuación, se sustituyen los datos necesarios para la **Ecuación A.18.8** (densidad y velocidad del fluido).

$$G = 512{,}98\ \frac{kg}{m^3} \cdot 0{,}469\ \frac{m}{s} = 240{,}536\ \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

- Determinación del régimen de flujo (Re).

Se utiliza la **Ecuación A.18.9** para determinar el valor de Reynolds. Los parámetros que intervienen son conocidos, por lo tanto:

$$Re = \frac{0{,}469\ \frac{m}{s} \cdot 0{,}1282\ m \cdot 512{,}98\ \frac{kg}{m^3}}{8{,}7 \cdot 10^{-5}\ \frac{kg}{m \cdot s}} = 3{,}54 \cdot 10^5$$

- Pérdida de carga por metro de tubería.

Para determinar este parámetro, se sustituyen los valores en la **Ecuación A.18.10.**

Todos los valores son conocidos excepto el factor *f*, que como se comentó anteriormente, se determina a partir de la **Figura A.21.1** del Anexo 21 (gráfica de Moody).

La tubería es de acero al carbono SA-285, por lo tanto, el valor de la rugosidad absoluta del material es $\varepsilon = 0{,}045\ mm$.

Teniendo en cuenta el diámetro interior de la tubería expresado en mm, se tiene:

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0{,}045\ mm}{128{,}194\ mm} = 0{,}0004$$

Con este dato y el número de Reynolds calculado anteriormente se tiene un factor de fricción $f = 0{,}0225$. La longitud de la tubería $L = 1\ m$, ya que en este apartado se está calculando la pérdida de carga por metro de tubería.

Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.18.10** se tiene:

$$\Delta P = \frac{0{,}0225 \cdot \left(240{,}536\ \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)^2 \cdot 1\ m}{0{,}1282\ m \cdot 512{,}98\ \frac{kg}{m^3}} = 19{,}79\ \frac{kg}{m \cdot s^2} = 19{,}79\ Pa$$

$$\Delta P = 0{,}01979\ \frac{kPa}{m} < 0{,}05\ \frac{kPa}{m}$$

$$\Delta P = 0{,}0001979\ bar$$

El fluido tiene una pérdida de presión por metro de tubería admisible como se puede observar. El fluido no está bombeado, por lo tanto, el límite son $\Delta P = 0{,}05\ \frac{kPa}{m}$ (véase **Tabla A.18.2** del presente anexo).

- Pérdida de carga total.

En este caso, se utilizará la **Ecuación A.18.11** para determinar la pérdida de carga total. Como se explicó anteriormente, deben determinarse 3 pérdidas de carga distintas.

Los datos necesarios para introducirlos en la expresión se muestran a continuación en la siguiente tabla:

Tabla A.18.3
Datos necesarios para la pérdida carga total

Cantidad	**Accesorios**	$\frac{L_{eq}}{D}$	$D_{int}\ (m)$	$L_{eq}\ (m)$	$L_{eq\ total}\ (m)$
2	Codos 90º radio largo	20	0,1282	2,56	5,13

La relación $\frac{L_{eq}}{D}$ se obtiene de la **Tabla A.21.21** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera. Si se multiplica esta relación por el D_{int} expresado en metros, se conocerá la longitud equivalente de 1 codo de 90º de radio largo.

Teniendo en cuenta la cantidad de accesorios que forman parte de la tubería, finalmente se obtiene la longitud equivalente total $L_{eq\ total} = 5{,}13\ m$.

A continuación, se determinará la pérdida de presión del fluido debido a la diferencia de alturas que experimenta éste.

Se utilizará la **Ecuación A.18.14,** sustituyendo se tiene:

$$\Delta P_{Altura} = (0\ m - 0\ m) \cdot 512{,}98\ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81\ \frac{m}{s^2} = 0\ \frac{kg}{m \cdot s^2}$$

En este caso, no existe una diferencia de alturas en el fluido que circula por la tubería, por lo tanto, este término se anula. (Posteriormente se realizará el desarrollo para una tubería que si experimente este cambio).

Sustituyendo los datos en la **Ecuación A.18.11** y teniendo en cuenta que la longitud de la tubería es $L_{tuber\ ía} = 25\ m$, se tiene:

$$\Delta P_{Total} = 25m \cdot 19{,}79 \frac{Pa}{m} + 5{,}13m \cdot 19{,}79 \frac{Pa}{m} = 596{,}4\ Pa$$

$$\Delta P_{Total} = 596{,}4\ Pa = 0{,}00596\ bar$$

El procedimiento para el diseño completo (dimensionamiento y pérdida de carga total) de la tubería T-01 se da por finalizado en este punto.

Las características del resto de tuberías de la línea de proceso se resumirán en una tabla, en la que se mostrarán todos los parámetros del procedimiento completo debido a su analogía en el cálculo.

T-02: Conduce la alimentación de amoníaco desde el tanque de almacenamiento de éste hasta la válvula de reducción de presión V-02.

Tabla A.18.4
Características tubería T-02

Tubería T-02: Amoníaco líquido (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	233,35 kg/(m^2·s)
Q	2,06·10^{-3} m^3/s	Re	1,4·10^5
ρ	609,14 kg/m^3	ε/D	0,0005
μ	1,38·10^{-4} Pa·s	f	0,0195
$D_{int\ estimado}$	1,165 in	ΔP/m	0,021 kPa/m
D_{nom}	3 in	Accesorios	4 codos 90 radio largo
D_{ext}	3,5 in	$L_{eq\ Total}$	6,62 m
Material	SA-285	$L_{tubería}$	29 m
S (T_D)	14600 psi (104ºF)	$\Delta P_{tubería}$	610,49 Pa
P_D	234,63 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	139,45 Pa
t	0,120 in	Δh	0 m
D_{int}	3,260 in	ΔP_{Altura}	0 Pa
v_{real}	0,383 m/s	ΔP_{Total}	749,95 Pa

T-03: Conduce la alimentación de propileno desde la válvula de reducción de presión V-01 hasta el intercambiador de calor IC-01 para el precalentamiento del reactivo.

Tabla A.18.5
Características tubería T-03

Tubería T-03: Propileno líquido (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	337,62 kg/(m^2·s)
Q	6,05·10^{-3} m^3/s	Re	4,23·10^5
ρ	512,98 kg/m^3	ε/D	0,0004
μ	8,64·10^{-5} Pa·s	f	0,017
$D_{int\ estimado}$	1,995 in	ΔP/m	0,035 kPa/m
D_{nom}	4 in	Accesorios	1 codo 90 radio largo
D_{ext}	4,5 in	$L_{eq\ Total}$	2,16 m
Material	SA-285	$L_{tubería}$	6 m
S (T_D)	14600 psi (104ºF)	$\Delta P_{tubería}$	209,46 Pa
P_D	164,87 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	75,55 Pa
t	0,120 in	Δh	0 m
D_{int}	4,260 in	ΔP_{Altura}	0 Pa
v_{real}	0,658 m/s	ΔP_{Total}	285,01 Pa

T-04: Conduce la alimentación de amoníaco desde la válvula de reducción de presión V-02 hasta el intercambiador de calor IC-02 para el precalentamiento del reactivo.

Tabla A.18.6
Características tubería T-04

Tubería T-04: Amoníaco líquido (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	230,23 kg/(m^2·s)
Q	2,06·10^{-3} m^3/s	Re	1,39·10^5
ρ	609,14 kg/m^3	ε/D	0,0005
μ	1,38·10^{-4} Pa·s	f	0,0195
$D_{int\ estimado}$	1,165 in	ΔP/m	0,02 kPa/m
D_{nom}	3 in	Accesorios	2 codo 90 radio largo
D_{ext}	3,5 in	$L_{eq\ Total}$	3,33 m
Material	SA-285	$L_{tubería}$	2 m
S (T_D)	14600 psi (104ºF)	$\Delta P_{tubería}$	40,71 Pa
P_D	136,55 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	67,88 Pa
t	0,109 in	Δh	0 m
D_{int}	3,282 in	ΔP_{Altura}	0 Pa
v_{real}	0,378 m/s	ΔP_{Total}	108,59 Pa

T-05: Conduce la alimentación de propileno desde el intercambiador de calor IC-01 hasta el mezclador M-01.

Tabla A.18.7
Características tubería T-05

Tubería T-05: Propileno gas			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	15 m/s	G	151,61 kg/(m^2·s)
Q	0,192 m^3/s	Re	2,34·10^6
ρ	16,17 kg/m^3	ε/D	0,0003
μ	1,04·10^{-5} Pa·s	f	0,015
$D_{int\ estimado}$	5,02 in	ΔP/m	0,132 kPa/m
D_{nom}	6 in	Accesorios	1 codo 90 radio largo
D_{ext}	6,625 in	$L_{eq\ Total}$	3,23 m
Material	SA-285	$L_{tubería}$	1,5 m
S (T_D)	14200 psi (203ºF)	$\Delta P_{tubería}$	198,09 Pa
P_D	161,16 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	426,46 Pa
t	0,134 in	Δh	0 m
D_{int}	6,357 in	ΔP_{Altura}	0 Pa
v_{real}	9,376 m/s	ΔP_{Total}	624,55 Pa

T-06: Conduce la alimentación de amoníaco desde el intercambiador de calor IC-02 hasta el mezclador M-01.

Tabla A.18.8
Características tubería T-06

Tubería T-06: Amoníaco gas			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	15 m/s	G	61,37 kg/(m^2·s)
Q	0,239 m^3/s	Re	$8{,}2 \cdot 10^5$
ρ	5,27 kg/m^3	ε/D	0,0003
μ	$1{,}21 \cdot 10^{-5}$ Pa·s	f	0,0155
$D_{int\ estimado}$	5,6 in	ΔP/m	$0{,}068\ kPa/m$
D_{nom}	6 in	Accesorios	1 codo 90 radio largo
D_{ext}	6,625 in	$L_{eq\ Total}$	3,23 m
Material	SA-285	$L_{tubería}$	1,5 m
S (T_D)	14200 psi (203ºF)	$\Delta P_{tubería}$	102,98 Pa
P_D	136,57 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	221,72 Pa
t	0,134 in	Δh	0 m
D_{int}	6,357 in	ΔP_{Altura}	0 Pa
v_{real}	11,655 m/s	ΔP_{Total}	324,71 Pa

T-07: Conduce la mezcla de gases desde el mezclador M-01 hasta la válvula de reducción de presión V-03.

Tabla A.18.9
Características tubería T-07

Tubería T-07: Mezcla de gases			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	15 m/s	G	123,47 kg/(m^2·s)
Q	0,429 m^3/s	Re	$2{,}36 \cdot 10^6$
ρ	10,18 kg/m^3	ε/D	0,0002
μ	$1{,}11 \cdot 10^{-5}$ Pa·s	f	0,014
$D_{int\ estimado}$	7,52 in	ΔP/m	$0{,}099\ kPa/m$
D_{nom}	8 in	Accesorios	1 Te
D_{ext}	8,625 in	$L_{eq\ Total}$	14,22 m
Material	SA-285	$L_{tubería}$	2 m
S (T_D)	14200 psi (203ºF)	$\Delta P_{tubería}$	197,58 Pa
P_D	148,87 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	1404,99 Pa
t	0,134 in	Δh	0 m
D_{int}	8,357 in	ΔP_{Altura}	0 Pa
v_{real}	12,131 m/s	ΔP_{Total}	1602,58 Pa

T-08: Conduce la mezcla de gases desde la válvula de reducción de presión V-03 hasta el reactor R-01.

Tabla A.18.10
Características tubería T-08

Tubería T-08: Mezcla de gases			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	15 m/s	G	28,16 kg/(m^2·s)
Q	2,02 m^3/s	Re	1,18·10^6
ρ	2,16 kg/m^3	ε/D	0,0001
μ	1,06·10^{-5} Pa·s	f	0,013
$D_{int\ estimado}$	16,3 in	ΔP/m	0,011 kPa/m
D_{nom}	18 in	Accesorios	2 codos 90 radio largo
D_{ext}	18 in	$L_{eq\ Total}$	17,78 m
Material	SA-285	$L_{tubería}$	2,5 m
S (T_D)	14600 psi (185ºF)	$\Delta P_{tubería}$	26,81 Pa
P_D	32,34 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	190,66 Pa
t	0,250 in	Δh	1 m
D_{int}	17,5 in	ΔP_{Altura}	21,19 Pa
v_{real}	13,021 m/s	ΔP_{Total}	238,66 Pa

T-10: Conduce el oxígeno precalentado en el horno H-01 hasta el reactor R-01.

Tabla A.18.11
Características tubería T-10

Tubería T-10: Oxígeno gas			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	30 m/s	G	23,87 kg/(m^2·s)
Q	3,73 m^3/s	Re	2,09·10^5
ρ	0,95 kg/m^3	ε/D	0,000005
μ	4,97·10^{-5} Pa·s	f	0,016
$D_{int\ estimado}$	15,65 in	ΔP/m	0,022 kPa/m
D_{nom}	18 in	Accesorios	2 codos 90 radio largo
D_{ext}	18 in	$L_{eq\ Total}$	17,40 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	8 m
S (T_D)	1300 psi (1418ºF)	$\Delta P_{tubería}$	176,10 Pa
P_D	40,425 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	383,01 Pa
t	0,437 in	Δh	0,8 m
D_{int}	17,126 in	ΔP_{Altura}	7,456 Pa
v_{real}	25,067 m/s	ΔP_{Total}	566,57 Pa

T-13: Conduce los gases de reacción desde la salida del reactor R-01 al intercambiador IC-01 para el aprovechamiento de la energía.

Para esta tubería se desarrollará el procedimiento completo de diseño con el objetivo de clarificar la diferencia existente con las tuberías diseñadas hasta el momento.

- Estimación del diámetro interior inicial.

Para determinar el diámetro de esta conducción, se tienen en cuenta los siguientes valores:

- $v = 30 \frac{m}{s}$ (véase Tabla A.18.1 del presente Anexo)
- $Q = 8{,}47 \ \frac{m^3}{s}$
- $\rho = 0{,}89 \ \frac{kg}{m^3}$
- $\mu = 2{,}22 \cdot 10^{-5} \ \frac{kg}{m \cdot s} \ (Pa \cdot s)$

Por esta tubería fluye la mezcla de gases procedente del reactor hasta el intercambiador de calor IC-01, con el objetivo de aprovechar la energía de los gases para el precalentamiento de los reactivos (IC-01 propileno y posteriormente IC-02 amoníaco). Se sustituye este valor en la **Ecuación A.18.3**, para obtener el diámetro interior inicial:

$$D_{int} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8{,}47 \ \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 30 \frac{m}{s}}} = 0{,}599m = 23{,}61 \ in$$

- Selección del diámetro nominal de tubería.

Ayudado de la **Tabla A.21.19** del Anexo 21, se elige un diámetro exterior inmediatamente superior al diámetro interior hallado, que no

supere las limitaciones de pérdida de carga por metro. Según esto, el diámetro exterior es:

$$D_{nom} = 24\ in$$

$$D_{ext} = 24\ in$$

- Espesor.

Antes de comenzar el cálculo debe especificarse que esta conducción estará construida en acero inoxidable SA-240. A continuación se especifican cada una de los parámetros de la **Ecuación A.18.4**:

$$P_D = 1{,}1 \cdot P_{oper} = 1{,}1 \cdot 29{,}4\ psi = 32{,}34\ psi$$

La presión de operación es $P = 2\ atm = 29{,}4\ psi$, presión de salida de los gases del reactor. La temperatura es 450 ºC (temperatura de reacción).

$$T_D = 450℃ + 20℃ = 470℃ = 878℉$$

$$D_0 = 24\ in$$

$$S = 11.800\ psi$$

La tensión máxima admisible para el material elegido a 900 ºF, temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 878 ºF.

$$t_{mín} = \left(\frac{32{,}34\ psi \cdot 24\ in}{2 \cdot (11800\ psi \cdot 1 + 32{,}34\ psi \cdot 0{,}4)} + 0{,}075\ in\right) \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{12{,}5}{100}\right)}$$

$$= 0{,}123\ in$$

$$t_{mín} = 0{,}123\ in$$

Acudiendo de nuevo a la **Tabla A.21.19**, del Anexo 21, el espesor estándar para una tubería de 24 in es:

$$t = 0{,}250\ in$$

- Diámetro interior real.

Se determina a través de la **Tabla A.21.19** del Anexo 21, o se calcula a través de la expresión:

$$D_i = D_0 - 2 \cdot t = 24\ in - 2 \cdot 0{,}250\ in = 23{,}5\ in$$
$$D_i = 23{,}5\ in = 0{,}5969\ m$$

- Velocidad real del fluido por la tubería.

Ahora que se conoce el diámetro interior, se sustituyen los datos en la **Ecuación A.18.7**:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 8{,}47\ \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot (0{,}5969\ m)^2} = 30{,}278\ \frac{m}{s}$$

- Velocidad másica del fluido por la tubería.

A continuación, se sustituyen los datos necesarios para la **Ecuación A.18.8** (densidad y velocidad del fluido).

$$G = 0{,}89\ \frac{kg}{m^3} \cdot 30{,}278\ \frac{m}{s} = 26{,}899\ \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

- Determinación del régimen de flujo (Re).

Se utiliza la **Ecuación A.18.9** para determinar el valor de Reynolds. Los parámetros que intervienen son conocidos, por lo tanto:

$$Re = \frac{30{,}278\ \frac{m}{s} \cdot 0{,}5969\ m \cdot 0{,}89\ \frac{kg}{m^3}}{2{,}22 \cdot 10^{-5}\ \frac{kg}{m \cdot s}} = 7{,}24 \cdot 10^5$$

- Pérdida de carga por metro de tubería.

Para determinar este parámetro, se sustituyen los valores en la **Ecuación A.18.10.** Todos los valores son conocidos excepto el factor *f*, que como se comentó anteriormente, se determina a partir de la **Figura A.21.1** del Anexo 21 (gráfica de Moody).

La tubería es de acero inoxidable SA-240, por lo tanto, el valor de la rugosidad absoluta del material es $\varepsilon = 0{,}002\ mm$. Teniendo en cuenta el diámetro interior de la tubería expresado en mm, se tiene:

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0{,}002\ mm}{596{,}9\ mm} = 0{,}000003$$

Con este dato y el número de Reynolds calculado anteriormente se tiene un factor de fricción $f = 0{,}013$. La longitud de la tubería $L = 1\ m$, ya que en este apartado se está calculando la pérdida de carga por metro de tubería. Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.18.10** se tiene:

$$\Delta P = \frac{0{,}013 \cdot \left(26{,}899\ \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)^2 \cdot 1\ m}{0{,}5969\ m \cdot 0{,}89\ \frac{kg}{m^3}} = 17{,}738\ \frac{kg}{m \cdot s^2} = 17{,}738\ Pa$$

$$\Delta P = 0{,}017738\ \frac{kPa}{m} < 0{,}0405\ \frac{kPa}{m}$$

$$\Delta P = 0{,}00017738\ bar$$

El fluido tiene una pérdida de presión por metro de tubería admisible como se puede observar. El fluido es una mezcla de gases, por lo tanto, el

límite son $\Delta P = 0{,}02\%\ P_{oper}\ (kPa) = 0{,}0405\,\frac{kPa}{m}$ (véase **Tabla A.18.2** del presente anexo).

- Pérdida de carga total.

En este caso, se utilizará la **Ecuación A.18.11** para determinar la pérdida de carga total.

Como se explicó anteriormente, deben determinarse 3 pérdidas de carga distintas.

Los datos necesarios para introducirlos en la expresión se muestran a continuación en la siguiente tabla:

Tabla A.18.12
Datos necesarios para la pérdida carga total

Cantidad	**Accesorios**	$\boldsymbol{\frac{L_{eq}}{D}}$	$\boldsymbol{D_{int}\ (m)}$	$\boldsymbol{L_{eq}\ (m)}$	$\boldsymbol{L_{eq\ total}\ (m)}$
4	Codos 90º radio largo	20	0,5969	11,94	47,75

La relación $\frac{L_{eq}}{D}$ se obtiene de la **Tabla A.21.21** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera. Si se multiplica esta relación por el D_{int} expresado en metros, se conocerá la longitud equivalente de 1 codo de 90º de radio largo para ese diámetro interior de tubería.

Teniendo en cuenta la cantidad de accesorios que forman parte de la tubería, finalmente se obtiene la longitud equivalente total $L_{eq\ total} = 47{,}75\ m$.

A continuación, se determinará la pérdida de presión del fluido debido a la diferencia de alturas que experimenta éste. Se utilizará la **Ecuación A.18.14,** sustituyendo se tiene:

$$\Delta P_{Altura} = \left(h_{final} - h_{inicial}\right) \cdot \rho \cdot g$$

$$\Delta P_{Altura} = (0\ m - 12\ m) \cdot 0{,}89\ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81\ \frac{m}{s^2} = -104{,}77\ \frac{kg}{m \cdot s^2}$$

En este caso, la mezcla de gases cae desde la cima del reactor hasta el nivel del suelo (0 m). Como se observa, el valor de la ΔP_{Altura} es negativo, lo cual quiere decir que la mezcla de gases ha ganado presión al bajar desde una altura de 12m.

La presión que gana el gas es pequeña debido a que la densidad de los gases también es pequeña, pero, si por el contrario, el fluido fuese un líquido (densidad mayor), la ganancia de presión al tener una gran densidad sería tal que se eliminarían las posteriores bombas.

Sustituyendo los datos en la **Ecuación A.18.11** y teniendo en cuenta que la longitud de la tubería es $L_{tuber\ ía} = 22{,}5\ m$, se tiene:

$$\Delta P_{Total} = 22{,}5m \cdot 17{,}74\frac{Pa}{m} + 47{,}75m \cdot 17{,}74\frac{Pa}{m} + (-104{,}77Pa)$$
$$= 1141{,}38\ Pa$$

$$\Delta P_{Total} = 1141{,}38\ Pa = 0{,}01141\ bar$$

Si ocurre que al sumar todas las pérdidas de carga (tubería, accesorios y altura) la ΔP_{Total} es negativa, el fluido habrá ganado suficiente presión debido a la altura que vencería totalmente la resistencia de la tubería y sus accesorios.

T-14: Conduce los gases de reacción desde el intercambiador de calor IC-01 hasta el intercambiador de calor IC-02 para el aprovechamiento de la energía.

Tabla A.18.13
Características tubería T-14

Tubería T-14: Mezcla de gases de reacción			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	30 m/s	G	26,899 kg/(m^2·s)
Q	7,767 m^3/s	Re	$8{,}48 \cdot 10^5$
ρ	0,97 kg/m^3	ε/D	0,000003
μ	$1{,}89 \cdot 10^{-5}$ Pa·s	f	0,012
$D_{int\ estimado}$	22,60 in	ΔP/m	0,015 kPa/m
D_{nom}	24 in	Accesorios	4 codos 90 radio largo
D_{ext}	24 in	$L_{eq\ Total}$	47,75 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	3 m
S (T_D)	12900 psi (699,8ºF)	$\Delta P_{tubería}$	45,03 Pa
P_D	30,3996 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	716,77 Pa
t	0,250 in	Δh	0,387 m
D_{int}	23,5 in	ΔP_{Altura}	3,683 Pa
v_{real}	27,757 m/s	ΔP_{Total}	765,49 Pa

T-15: Conduce los gases de reacción desde el intercambiador de calor IC-02 hasta el intercambiador de calor IC-03 para continuar con el enfriamiento de éstos.

Tabla A.18.14
Características tubería T-15

Tubería T-15: Mezcla de gases de reacción			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	30 m/s	G	26,899 kg/(m^2·s)
Q	6,414 m^3/s	Re	$1{,}09 \cdot 10^6$
ρ	1,17 kg/m^3	ε/D	0,000003
μ	$1{,}48 \cdot 10^{-5}$ Pa·s	f	0,0115
$D_{int\ estimado}$	20,54 in	ΔP/m	0,012 kPa/m
D_{nom}	24 in	Accesorios	4 codos 90 radio largo
D_{ext}	24 in	$L_{eq\ Total}$	47,75 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	3 m
S (T_D)	14400 psi (473,36ºF)	$\Delta P_{tubería}$	35,64 Pa
P_D	29,267 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	567,26 Pa
t	0,250 in	Δh	0,205 m
D_{int}	23,5 in	ΔP_{Altura}	2,353 Pa
v_{real}	22,922 m/s	ΔP_{Total}	605,25 Pa

T-16: Conduce los gases de reacción desde el intercambiador de calor IC-03 hasta el primer absorbedor A-01

Tabla A.18.15
Características tubería T-16

Tubería T-16: Mezcla de gases de reacción			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	30 m/s	G	26,899 kg/(m^2·s)
Q	6,083 m^3/s	Re	$1{,}15 \cdot 10^6$
ρ	1,24 kg/m^3	ε/D	0,000003
μ	$1{,}40 \cdot 10^{-5}$ Pa·s	f	0,0115
$D_{int\ estimado}$	20 in	ΔP/m	$0{,}011\ kPa/m$
D_{nom}	24 in	Accesorios	5 codos 90 radio largo
D_{ext}	24 in	$L_{eq\ Total}$	59,69 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	14 m
S (T_D)	14400 psi (428ºF)	$\Delta P_{tubería}$	157,71 Pa
P_D	29,261 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	672,41 Pa
t	0,250 in	Δh	2 m
D_{int}	23,5 in	ΔP_{Altura}	13,34 Pa
v_{real}	21,737 m/s	ΔP_{Total}	843,457 Pa

T-23: Conduce los gases de salida del primer absorbedor A-01 hasta segundo absorbedor A-02.

Tabla A.18.16
Características tubería T-23

Tubería T-23: Mezcla de gases limpios de amoníaco			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	30 m/s	G	25,963 kg/(m^2·s)
Q	9,399 m^3/s	Re	$1{,}48 \cdot 10^6$
ρ	0,77 kg/m^3	ε/D	0,000003
μ	$1{,}04 \cdot 10^{-5}$ Pa·s	f	0,011
$D_{int\ estimado}$	24,87 in	ΔP/m	$0{,}016\ kPa/m$
D_{nom}	24 in	Accesorios	5 codos 90 radio largo
D_{ext}	24 in	$L_{eq\ Total}$	59,69 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	36,5 m
S (T_D)	16700 psi (233,6ºF)	$\Delta P_{tubería}$	580,79 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	912,83 Pa
t	0,250 in	Δh	-27 m
D_{int}	23,5 in	ΔP_{Altura}	-201,79 Pa
v_{real}	33,591 m/s	ΔP_{Total}	1291,83 Pa

T-26: Conduce la salida del absorbedor A-02 a la bomba B-01.

Tabla A.18.17
Características tubería T-26

Tubería T-26: Agua con orgánicos disueltos (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	906,42 kg/(m^2·s)
Q	$5{,}32\cdot10^{-2}$ m^3/s	Re	$7\cdot10^5$
ρ	948,76 kg/m^3	ε/D	0,00001
μ	$3{,}45\cdot10^{-4}$ Pa·s	f	0,0125
$D_{int\ estimado}$	5,92 in	ΔP/m	$0{,}04\ kPa/m$
D_{nom}	10 in	Accesorios	2 codos 90 radio largo
D_{ext}	10,750 in	$L_{eq\ Total}$	10,65 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	5 m
S (T_D)	16700 psi (215,6ºF)	$\Delta P_{tubería}$	203,28 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	432,982 Pa
t	0,134 in	Δh	-2 m
D_{int}	10,482 in	ΔP_{Altura}	-18614,67 Pa
v_{real}	0,955 m/s	ΔP_{Total}	-17978,41 Pa

T-27: Conduce la impulsión de líquido desde la bomba B-1 hasta el plato de alimentación de la columna de rectificación CR-01.

Tabla A.18.18
Características tubería T-27

Tubería T-27: Agua con orgánicos disueltos (líquido bombeado)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	2426,09 kg/(m^2·s)
Q	$5{,}32\cdot10^{-2}$ m^3/s	Re	$1{,}14\cdot10^6$
ρ	948,76 kg/m^3	ε/D	0,00001
μ	$3{,}45\cdot10^{-4}$ Pa·s	f	0,0115
$D_{int\ estimado}$	5,92 in	ΔP/m	$0{,}438\ kPa/m$
D_{nom}	6 in	Accesorios	2 codos 90 radio largo 1 válvula retención
D_{ext}	6,625 in	$L_{eq\ Total}$	19,33 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	26,45 m
S (T_D)	16700 psi (215,6ºF)	$\Delta P_{tubería}$	11595,59 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	8473,99 Pa
t	0,109 in	Δh	22,45 m
D_{int}	6,407 in	ΔP_{Altura}	208950,2 Pa
v_{real}	2,557 m/s	ΔP_{Total}	229019,747 Pa

T-28: Conduce el vapor procedente de la columna CR-01 hasta el condensador CD-01.

Tabla A.18.19
Características tubería T-28

Tubería T-28: Vapor cabeza columna			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	30 m/s	G	33,313 kg/(m^2·s)
Q	4,375 m^3/s	Re	$2{,}20 \cdot 10^6$
ρ	1,47 kg/m^3	ε/D	0,000004
μ	$7{,}52 \cdot 10^{-6}$ Pa·s	f	0,01
$D_{int\ estimado}$	16,96 in	ΔP/m	$0{,}015\ kPa/m$
D_{nom}	20 in	Accesorios	2 codos 90 radio largo
D_{ext}	20 in	$L_{eq\ Total}$	19,81 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	40 m
S (T_D)	16700 psi (192,2ºF)	$\Delta P_{tubería}$	610,84 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	302,549 Pa
t	0,250 in	Δh	-37 m
D_{int}	19,5 in	ΔP_{Altura}	-533,57 Pa
v_{real}	22,705 m/s	ΔP_{Total}	379,82 Pa

T-29: Conduce la corriente condensada desde el condensador CD-01 hasta el acumulador de líquido AC-01.

Tabla A.18.20
Características tubería T-29

Tubería T-29: Líquido condensado (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	443,39 kg/(m^2·s)
Q	$8{,}37 \cdot 10^{-3}$ m^3/s	Re	$2{,}19 \cdot 10^5$
ρ	767 kg/m^3	ε/D	0,00001
μ	$2{,}75 \cdot 10^{-4}$ Pa·s	f	0,016
$D_{int\ estimado}$	2,35 in	ΔP/m	$0{,}030\ kPa/m$
D_{nom}	5 in	Accesorios	1 codos 90 radio largo
D_{ext}	5,563 in	$L_{eq\ Total}$	2,72 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	3,5 m
S (T_D)	16700 psi (181,04ºF)	$\Delta P_{tubería}$	105,73 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	82,022 Pa
t	0,109 in	Δh	0 m
D_{int}	5,345 in	ΔP_{Altura}	0 Pa
v_{real}	0,578 m/s	ΔP_{Total}	187,748 Pa

T-30: Conduce la corriente líquida desde el acumulador de líquido AC-01 hasta la bomba de reflujo B-2.

Tabla A.18.21
Características tubería T-30

Tubería T-30: Líquido a bomba de reflujo (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	409,365 kg/(m^2·s)
Q	$3{,}82\cdot10^{-3}$ m^3/s	Re	$1{,}42\cdot10^{5}$
ρ	767 kg/m^3	ε/D	0,00002
μ	$2{,}75\cdot10^{-4}$ Pa·s	f	0,017
$D_{int\ estimado}$	1,59 in	ΔP/m	$0{,}039\ kPa/m$
D_{nom}	3,5 in	Accesorios	2 codos 90 radio largo
D_{ext}	4 in	$L_{eq\ Total}$	3,82 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	3 m
S (T_D)	16700 psi (181,04ºF)	$\Delta P_{tubería}$	116,67 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	148,57 Pa
t	0,120 in	Δh	-1 m
D_{int}	3,760 in	ΔP_{Altura}	-7524,27 Pa
v_{real}	0,534 m/s	ΔP_{Total}	-7259,024 Pa

T-31: Conduce la corriente líquida impulsada desde la bomba B-2 hasta la cabeza de la columna CR-01 (reflujo).

Tabla A.18.22
Características tubería T-31

Tubería T-31: Reflujo a columna (líquido bombeado)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	833,537 kg/(m^2·s)
Q	$3{,}82\cdot10^{-3}$ m^3/s	Re	$2{,}03\cdot10^{5}$
ρ	767 kg/m^3	ε/D	0,00003
μ	$2{,}75\cdot10^{-4}$ Pa·s	f	0,016
$D_{int\ estimado}$	1,59 in	ΔP/m	$0{,}216\ kPa/m$
D_{nom}	2,5 in	Accesorios	4 codos 90 radio largo 1 válvula retención
D_{ext}	2,875 in	$L_{eq\ Total}$	10,33 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	42 m
S (T_D)	16700 psi (181,04ºF)	$\Delta P_{tubería}$	9095,16 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	2237,91 Pa
t	0,120 in	Δh	38 m
D_{int}	2,635 in	ΔP_{Altura}	285922,26 Pa
v_{real}	1,087 m/s	ΔP_{Total}	297255,33 Pa

T-32: Conduce la corriente líquida desde el acumulador de líquido AC-01 hasta la bomba B-3 para continuar la línea de producción.

Tabla A.18.23
Características tubería T-32

Tubería T-32: Corriente destilado (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	379,11 kg/(m^2·s)
Q	4,55·10^{-3} m^3/s	Re	1,49·10^5
ρ	767 kg/m^3	ε/D	0,00002
μ	2,75·10^{-4} Pa·s	f	0,017
$D_{int\ estimado}$	1,73 in	ΔP/m	0,029 kPa/m
D_{nom}	4 in	Accesorios	2 codos 90 radio largo
D_{ext}	4,5 in	$L_{eq\ Total}$	4,33 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	2 m
S (T_D)	16700 psi (181,04ºF)	$\Delta P_{tubería}$	58,88 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	127,423 Pa
t	0,120 in	Δh	-1 m
D_{int}	4,260 in	ΔP_{Altura}	-7524,27 Pa
v_{real}	0,494 m/s	ΔP_{Total}	-7337,97 Pa

T-33: Conduce la corriente líquida impulsada desde la bomba B-3 hasta el plato de alimentación de la columna CR-02.

Tabla A.18.24
Características tubería T-33

Tubería T-33: Agua con orgánicos disueltos (líquido bombeado)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	990,83 kg/(m^2·s)
Q	4,55·10^{-3} m^3/s	Re	2,41·10^5
ρ	767 kg/m^3	ε/D	0,00003
μ	2,75·10^{-4} Pa·s	f	0,015
$D_{int\ estimado}$	1,73 in	ΔP/m	0,287 kPa/m
D_{nom}	2,5 in	Accesorios	2 codos 90 radio largo 1 válvula retención
D_{ext}	2,875 in	$L_{eq\ Total}$	7,66 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	23,9 m
S (T_D)	16700 psi (181,04ºF)	$\Delta P_{tubería}$	8157,26 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	2613,45 Pa
t	0,120 in	Δh	20,9 m
D_{int}	2,635 in	ΔP_{Altura}	157257,243 Pa
v_{real}	1,292 m/s	ΔP_{Total}	168027,95 Pa

T-34: Conduce la corriente líquida de colas de la columna CR-01 al calderín RE-01.

Tabla A.18.25
Características tubería T-34

Tubería T-34: Líquido de colas (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	871,65 kg/(m^2·s)
Q	$7{,}09\cdot10^{-2}$ m^3/s	Re	$9{,}3\cdot10^5$
ρ	959,67 kg/m^3	ε/D	0,00001
μ	$2{,}96\cdot10^{-4}$ Pa·s	f	0,012
$D_{int\ estimado}$	6,83 in	ΔP/m	0,030 kPa/m
D_{nom}	12 in	Accesorios	3 codos 90 radio largo
D_{ext}	12,75 in	$L_{eq\ Total}$	18,93 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	4 m
S (T_D)	16700 psi (239,5ºF)	$\Delta P_{tubería}$	120,46 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	570,02 Pa
t	0,165 in	Δh	-2 m
D_{int}	12,420 in	ΔP_{Altura}	-18828,69 Pa
v_{real}	0,908 m/s	ΔP_{Total}	-18138,20 Pa

T-35: Conduce la corriente vapor procedente del calderín RE-01 a la columna rectificación CR-01.

Tabla A.18.26
Características tubería T-35

Tubería T-35: Vapor de calderín a columna (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	30 m/s	G	75,59 kg/(m^2·s)
Q	35,539 m^3/s	Re	$3{,}71\cdot10^6$
ρ	0,60 kg/m^3	ε/D	0,000003
μ	$1{,}22\cdot10^{-5}$ Pa·s	f	0,012
$D_{int\ estimado}$	48,35 in	ΔP/m	0,193 kPa/m
D_{nom}	24 in	Accesorios	3 codos 90 radio largo
D_{ext}	24 in	$L_{eq\ Total}$	35,81 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	4 m
S (T_D)	16700 psi (246,92ºF)	$\Delta P_{tubería}$	772,05 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	6912,54 Pa
t	0,250 in	Δh	2 m
D_{int}	23,50 in	ΔP_{Altura}	11,772 Pa
v_{real}	127 m/s	ΔP_{Total}	7696,36 Pa

T-36: Conduce la corriente líquida procedente del calderín RE-01 al intercambiador de calor IC-04 para el aprovechamiento de la energía.

Tabla A.18.27
Características tubería T-36

Tubería T-36: Líquido de RE-01 a IC-04 (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	843,80 kg/(m^2·s)
Q	$4{,}91 \cdot 10^{-2}$ m^3/s	Re	$7{,}94 \cdot 10^5$
ρ	956,92 kg/m^3	ε/D	0,00001
μ	$2{,}83 \cdot 10^{-4}$ Pa·s	f	0,012
$D_{int\ estimado}$	5,68 in	ΔP/m	$0{,}034\ kPa/m$
D_{nom}	10 in	Accesorios	4 codos 90 radio largo
D_{ext}	10,75 in	$L_{eq\ Total}$	21,30 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	5 m
S (T_D)	16700 psi (246,92ºF)	$\Delta P_{tubería}$	167,68 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	714,299 Pa
t	0,134 in	Δh	0 m
D_{int}	10,482 in	ΔP_{Altura}	0 Pa
v_{real}	0,882 m/s	ΔP_{Total}	881,98 Pa

T-41: Conduce la corriente vapor de cabeza de la columna CR-02 hasta el condensador CD-02.

Tabla A.18.28
Características tubería T-41

Tubería T-41: Vapor cabeza de columna CR-02			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	30 m/s	G	20,857 kg/(m^2·s)
Q	1,043 m^3/s	Re	$2{,}12 \cdot 10^6$
ρ	1,11 kg/m^3	ε/D	0,00001
μ	$2{,}62 \cdot 10^{-6}$ Pa·s	f	0,0154
$D_{int\ estimado}$	8,28 in	ΔP/m	$0{,}034\ kPa/m$
D_{nom}	10 in	Accesorios	2 codos 90 radio largo
D_{ext}	10,75 in	$L_{eq\ Total}$	10,65 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	32,25 m
S (T_D)	16700 psi (122ºF)	$\Delta P_{tubería}$	496,82 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	164,06 Pa
t	0,134 in	Δh	-29,72 m
D_{int}	10,482 in	ΔP_{Altura}	-323,62 Pa
v_{real}	18,728 m/s	ΔP_{Total}	337,25 Pa

T-42: Conduce la corriente condensada del condensador CD-02 al acumulador de flujo AC-02.

Tabla A.18.29
Características tubería T-42

Tubería T-42: Líquido condensado (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	330,06 kg/(m^2·s)
Q	$1{,}71 \cdot 10^{-3}$ m^3/s	Re	$1{,}21 \cdot 10^5$
ρ	678,58 kg/m^3	ε/D	0,00003
μ	$1{,}82 \cdot 10^{-4}$ Pa·s	f	0,0175
$D_{int\ estimado}$	1,06 in	ΔP/m	$0{,}042\ kPa/m$
D_{nom}	2,5 in	Accesorios	1 codos 90 radio largo
D_{ext}	2,875 in	$L_{eq\ Total}$	1,34 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	3,5 m
S (T_D)	16700 psi (114,8ºF)	$\Delta P_{tubería}$	146,92 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	56,188 Pa
t	0,120 in	Δh	0 m
D_{int}	2,635 in	ΔP_{Altura}	0 Pa
v_{real}	0,486 m/s	ΔP_{Total}	203,103 Pa

T-43: Conduce la corriente líquida desde el acumulador de líquido AC-02 hasta la bomba de reflujo B-4.

Tabla A.18.30
Características tubería T-43

Tubería T-43: Líquido a bomba de reflujo (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	257,93 kg/(m^2·s)
Q	$1{,}34 \cdot 10^{-3}$ m^3/s	Re	$9{,}47 \cdot 10^4$
ρ	678,58 kg/m^3	ε/D	0,00003
μ	$1{,}82 \cdot 10^{-4}$ Pa·s	f	0,018
$D_{int\ estimado}$	0,94 in	ΔP/m	$0{,}026\ kPa/m$
D_{nom}	2,5 in	Accesorios	2 codos 90 radio largo
D_{ext}	2,875 in	$L_{eq\ Total}$	2,68 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	3 m
S (T_D)	16700 psi (114,8ºF)	$\Delta P_{tubería}$	79,1 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	70,588 Pa
t	0,120 in	Δh	-0,8 m
D_{int}	2,635 in	ΔP_{Altura}	-5325,5 Pa
v_{real}	0,380 m/s	ΔP_{Total}	-5175,81 Pa

T-44: Conduce la corriente líquida impulsada desde la bomba B-4 hasta la cabeza de la columna CR-02 (reflujo).

Tabla A.18.31
Características tubería T-44

Tubería T-44: Reflujo a columna (líquido bombeado)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	633 kg/(m^2·s)
Q	$1{,}34 \cdot 10^{-3}$ m^3/s	Re	$1{,}48 \cdot 10^5$
ρ	678,58 kg/m^3	ε/D	0,00005
μ	$1{,}82 \cdot 10^{-4}$ Pa·s	f	0,017
$D_{int\ estimado}$	0,94 in	ΔP/m	$0{,}235\ kPa/m$
D_{nom}	1,5 in	Accesorios	3 codos 90 radio largo 1 válvula de retención
D_{ext}	1,9 in	$L_{eq\ Total}$	5,53 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	35,25 m
S (T_D)	16700 psi (114,8ºF)	$\Delta P_{tubería}$	8282,56 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	1300,155 Pa
t	0,109 in	Δh	30,25 m
D_{int}	1,682 in	ΔP_{Altura}	201370,311 Pa
v_{real}	0,933 m/s	ΔP_{Total}	210953,029 Pa

T-46: Conduce la corriente líquida de colas de la columna CR-02 al calderín RE-02.

Tabla A.18.32
Características tubería T-46

Tubería T-46: Líquido de colas (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	326,425 kg/(m^2·s)
Q	$6{,}12 \cdot 10^{-3}$ m^3/s	Re	$1{,}61 \cdot 10^5$
ρ	772,20 kg/m^3	ε/D	0,00001
μ	$2{,}76 \cdot 10^{-4}$ Pa·s	f	0,0165
$D_{int\ estimado}$	2 in	ΔP/m	$0{,}0168\ kPa/m$
D_{nom}	5 in	Accesorios	3 codos 90 radio largo
D_{ext}	5,563 in	$L_{eq\ Total}$	8,15 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	4 m
S (T_D)	16700 psi (195,8ºF)	$\Delta P_{tubería}$	67,08 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	136,61 Pa
t	0,109 in	Δh	-1,735 m
D_{int}	5,345 in	ΔP_{Altura}	-13143,11 Pa
v_{real}	0,423 m/s	ΔP_{Total}	-12939,43 Pa

T-47: Conduce la corriente vapor procedente del calderín RE-02 a la columna rectificación CR-02.

Tabla A.18.33
Características tubería T-47

Tubería T-47: Vapor de calderín a columna (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	30 m/s	G	19,104 kg/(m^2·s)
Q	1,0042 m^3/s	Re	$7{,}20 \cdot 10^5$
ρ	1,49 kg/m^3	ε/D	0,00001
μ	$8{,}37 \cdot 10^{-6}$ Pa·s	f	0,0125
$D_{int\ estimado}$	8,12 in	ΔP/m	0,0097 kPa/m
D_{nom}	12 in	Accesorios	3 codos 90 radio largo
D_{ext}	12,75 in	$L_{eq\ Total}$	18,93 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	4 m
S (T_D)	16700 psi (196,2ºF)	$\Delta P_{tubería}$	38,899 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	184,07 Pa
t	0,165 in	Δh	1,735 m
D_{int}	12,420 in	ΔP_{Altura}	25,36 Pa
v_{real}	12,847 m/s	ΔP_{Total}	248,332 Pa

T-48: Conduce la corriente líquida procedente del calderín RE-02 al depósito de acumulación AC-03 para su mezcla con n-hexano.

Tabla A.18.34
Características tubería T-48

Tubería T-48: Líquido de RE-02 a AC-03 (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	451,191 kg/(m^2·s)
Q	$4{,}19 \cdot 10^{-3}$ m^3/s	Re	$1{,}57 \cdot 10^5$
ρ	771,45 kg/m^3	ε/D	0,00002
μ	$2{,}75 \cdot 10^{-4}$ Pa·s	f	0,0165
$D_{int\ estimado}$	1,66 in	ΔP/m	0,0456 kPa/m
D_{nom}	3,5 in	Accesorios	2 codos 90 radio largo
D_{ext}	4 in	$L_{eq\ Total}$	3,82 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	4 m
S (T_D)	16700 psi (196,2ºF)	$\Delta P_{tubería}$	182,363 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	174,164 Pa
t	0,120 in	Δh	0 m
D_{int}	3,760 in	ΔP_{Altura}	0 Pa
v_{real}	0,585 m/s	ΔP_{Total}	356,528 Pa

T-54: Conduce la corriente líquida procedente del depósito de acumulación AC-03 hasta la bomba B-5.

Tabla A.18.35
Características tubería T-54

Tubería T-54: Líquido a B-5 (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	416,57 kg/(m^2·s)
Q	5,11·10^{-3} m^3/s	Re	1,57·10^5
ρ	749,42 kg/m^3	ε/D	0,00002
μ	2,87·10^{-4} Pa·s	f	0,0165
$D_{int\ estimado}$	1,83 in	ΔP/m	0,0353 kPa/m
D_{nom}	4 in	Accesorios	2 codos 90 radio largo
D_{ext}	4,5 in	$L_{eq\ Total}$	4,33 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	4 m
S (T_D)	16700 psi (183,74ºF)	$\Delta P_{tubería}$	141,24 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	152,83 Pa
t	0,120 in	Δh	-0,76 m
D_{int}	4,260 in	ΔP_{Altura}	-5587,38 Pa
v_{real}	0,556 m/s	ΔP_{Total}	-5293,31 Pa

T-55: Conduce la corriente líquida procedente de la bomba B-5 hasta el IC-04.

Tabla A.18.36
Características tubería T-55

Tubería T-55: Líquido hacia IC-04 (líquido bombeado)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	1088,797 kg/(m^2·s)
Q	5,11·10^{-3} m^3/s	Re	2,54·10^5
ρ	749,42 kg/m^3	ε/D	0,00003
μ	2,87·10^{-4} Pa·s	f	0,0155
$D_{int\ estimado}$	1,83 in	ΔP/m	0,366 kPa/m
D_{nom}	2,5 in	Accesorios	2 codos 90 radio largo 1 válvula de retención
D_{ext}	2,875 in	$L_{eq\ Total}$	7,66 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	4 m
S (T_D)	16700 psi (183,74ºF)	$\Delta P_{tubería}$	1465,37 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	2805,15 Pa
t	0,120 in	Δh	0 m
D_{int}	2,635 in	ΔP_{Altura}	0 Pa
v_{real}	1,453 m/s	ΔP_{Total}	4270,52 Pa

T-56: Conduce la corriente líquida desde el IC-04 hasta el plato de alimentación de la columna rectificación CR-03.

Tabla A.18.37
Características tubería T-56

Tubería T-56: Líquido hacia rectificación CR-03 (líquido bombeado)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	1088,797 kg/(m^2·s)
Q	5,11·10^{-3} m^3/s	Re	2,54·10^5
ρ	749,42 kg/m^3	ε/D	0,00003
μ	2,87·10^{-4} Pa·s	f	0,0155
$D_{int\ estimado}$	1,83 in	ΔP/m	0,331 kPa/m
D_{nom}	2,5 in	Accesorios	5 codos 90 radio largo
D_{ext}	2,875 in	$L_{eq\ Total}$	6,69 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	27,75 m
S (T_D)	16700 psi (192,74ºF)	$\Delta P_{tubería}$	10166,02 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	2451,897 Pa
t	0,120 in	Δh	21,75 m
D_{int}	2,635 in	ΔP_{Altura}	159901,9 Pa
v_{real}	1,453 m/s	ΔP_{Total}	172519,787 Pa

T-57: Conduce la corriente vapor de cabeza de la columna CR-03 hasta el condensador CD-03.

Tabla A.18.38
Características tubería T-57

Tubería T-57: Vapor cabeza de columna CR-03			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	30 m/s	G	24,598 kg/(m^2·s)
Q	4,268 m^3/s	Re	1,16·10^6
ρ	1,11 kg/m^3	ε/D	0,000004
μ	1,05·10^{-5} Pa·s	f	0,0115
$D_{int\ estimado}$	16,75 in	ΔP/m	0,0126 kPa/m
D_{nom}	20 in	Accesorios	2 codos 90 radio largo
D_{ext}	20 in	$L_{eq\ Total}$	19,81 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	34,7 m
S (T_D)	16700 psi (235,4ºF)	$\Delta P_{tubería}$	439,034 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	250,667 Pa
t	0,250 in	Δh	-31,9 m
D_{int}	19,5 in	ΔP_{Altura}	-347,36 Pa
v_{real}	22,153 m/s	ΔP_{Total}	342,339 Pa

T-58: Conduce la corriente condensada del condensador CD-03 al acumulador de flujo AC-03.

Tabla A.18.39
Características tubería T-58

Tubería T-58: Líquido condensado (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	327,40 kg/(m^2·s)
Q	6,64·10^{-3} m^3/s	Re	1,54·10^5
ρ	713,27 kg/m^3	ε/D	0,00001
μ	2,88·10^{-4} Pa·s	f	0,0165
$D_{int\ estimado}$	2,09 in	ΔP/m	0,0182 kPa/m
D_{nom}	5 in	Accesorios	1 codos 90 radio largo
D_{ext}	5,563 in	$L_{eq\ Total}$	2,72 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	3,5 m
S (T_D)	16700 psi (140ºF)	$\Delta P_{tubería}$	63,927 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	49,594 Pa
t	0,109 in	Δh	0 m
D_{int}	5,345 in	ΔP_{Altura}	0 Pa
v_{real}	0,459 m/s	ΔP_{Total}	113,521 Pa

T-59: Conduce la corriente líquida desde el acumulador de líquido AC-03 hasta la bomba de reflujo B-6.

Tabla A.18.40
Características tubería T-59

Tubería T-59: Líquido a bomba de reflujo (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	399,496 kg/(m^2·s)
Q	4,84·10^{-3} m^3/s	Re	7,94·10^4
ρ	757,59 kg/m^3	ε/D	0,00002
μ	5,44·10^{-4} Pa·s	f	0,0185
$D_{int\ estimado}$	1,78 in	ΔP/m	0,036 kPa/m
D_{nom}	4 in	Accesorios	2 codos 90 radio largo
D_{ext}	4,5 in	$L_{eq\ Total}$	4,33 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	3 m
S (T_D)	16700 psi (140ºF)	$\Delta P_{tubería}$	108,054 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	155,892 Pa
t	0,120 in	Δh	-0,8 m
D_{int}	4,260 in	ΔP_{Altura}	-5597,74 Pa
v_{real}	0,527 m/s	ΔP_{Total}	-5333,797 Pa

T-60: Conduce la corriente líquida impulsada desde la bomba B-6 hasta la cabeza de la columna CR-03 (reflujo).

Tabla A.18.41
Características tubería T-60

Tubería T-60: Reflujo a columna (líquido bombeado)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	1044,167 kg/(m^2·s)
Q	4,84·10^{-3} m^3/s	Re	1,28·10^5
ρ	757,59 kg/m^3	ε/D	0,00003
μ	5,44·10^{-4} Pa·s	f	0,0147
$D_{int\ estimado}$	1,78 in	ΔP/m	0,316 kPa/m
D_{nom}	2,5 in	Accesorios	3 codos 90 radio largo 1 válvula de retención
D_{ext}	2,875 in	$L_{eq\ Total}$	9 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	37,2 m
S (T_D)	16700 psi (140ºF)	$\Delta P_{tubería}$	11758,54Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	2843,46 Pa
t	0,120 in	Δh	32,7 m
D_{int}	2,635 in	ΔP_{Altura}	243025,023 Pa
v_{real}	1,378 m/s	ΔP_{Total}	257627,024 Pa

T-62: Conduce la corriente líquida de colas de la columna CR-03 al calderín RE-03.

Tabla A.18.42
Características tubería T-62

Tubería T-62: : Líquido de colas (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	445,94 kg/(m^2·s)
Q	5,56·10^{-3} m^3/s	Re	2,21·10^5
ρ	737,72 kg/m^3	ε/D	0,00002
μ	2,19·10^{-4} Pa·s	f	0,0155
$D_{int\ estimado}$	1,91 in	ΔP/m	0,0386 kPa/m
D_{nom}	4 in	Accesorios	3 codos 90 radio largo
D_{ext}	4,5 in	$L_{eq\ Total}$	6,49 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	4 m
S (T_D)	16700 psi (206,78ºF)	$\Delta P_{tubería}$	154,459 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	250,696 Pa
t	0,120 in	Δh	-2 m
D_{int}	4,260 in	ΔP_{Altura}	-14474,06 Pa
v_{real}	0,604 m/s	ΔP_{Total}	-14068,91 Pa

T-63: Conduce la corriente vapor procedente del calderín RE-03 a la columna rectificación CR-03.

Tabla A.18.43
Características tubería T-63

Tubería T-63: : Vapor de calderín a columna (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	30 m/s	G	23,99 kg/(m^2·s)
Q	0,7008 m^3/s	Re	$8{,}17 \cdot 10^5$
ρ	1,91 kg/m^3	ε/D	0,00001
μ	$7{,}82 \cdot 10^{-6}$ Pa·s	f	0,012
$D_{int\ estimado}$	6,79 in	ΔP/m	$0{,}0136\ kPa/m$
D_{nom}	10 in	Accesorios	3 codos 90 radio largo
D_{ext}	10,75 in	$L_{eq\ Total}$	15,97 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	4 m
S (T_D)	16700 psi (207,9ºF)	$\Delta P_{tubería}$	54,447 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	217,442 Pa
t	0,134 in	Δh	2 m
D_{int}	10,482 in	ΔP_{Altura}	37,47 Pa
v_{real}	12,588 m/s	ΔP_{Total}	309,363 Pa

T-64: Conduce la corriente líquida procedente del calderín RE-03 al intercambiador de calor IC-05 para el enfriamiento del acrilonitrilo.

Tabla A.18.44
Características tubería T-64

Tubería T-64: : Líquido de RE-03 a IC-05 (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	385,98 kg/(m^2·s)
Q	$3{,}75 \cdot 10^{-3}$ m^3/s	Re	$1{,}69 \cdot 10^5$
ρ	738,03 kg/m^3	ε/D	0,00002
μ	$2{,}19 \cdot 10^{-4}$ Pa·s	f	0,0163
$D_{int\ estimado}$	1,57 in	ΔP/m	$0{,}0344\ kPa/m$
D_{nom}	3,5 in	Accesorios	2 codos 90 radio largo
D_{ext}	4 in	$L_{eq\ Total}$	3,82 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	3 m
S (T_D)	16700 psi (207,9ºF)	$\Delta P_{tubería}$	103,358 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	131,615 Pa
t	0,120 in	Δh	0 m
D_{int}	3,760 in	ΔP_{Altura}	0 Pa
v_{real}	0,523 m/s	ΔP_{Total}	234,973 Pa

T-65: Conduce la corriente enfriada en el IC-05 de acrilonitrilo hasta la bomba B-7, la cual impulsará el producto a su tanque de almacenamiento.

Tabla A.18.45
Características tubería T-65

Tubería T-65: : Acrilonitrilo purificado (flujo por gravedad)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	385,98 kg/(m^2·s)
Q	$3{,}75\cdot10^{-3}$ m^3/s	Re	$1{,}69\cdot10^5$
ρ	738,03 kg/m^3	ε/D	0,00002
μ	$2{,}19\cdot10^{-4}$ Pa·s	f	0,016
$D_{int\ estimado}$	1,57 in	ΔP/m	$0{,}034\ kPa/m$
D_{nom}	3,5 in	Accesorios	2 codos 90 radio largo
D_{ext}	4 in	$L_{eq\ Total}$	3,82 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	3 m
S (T_D)	16700 psi (122ºF)	$\Delta P_{tubería}$	103,358 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	131,615 Pa
t	0,120 in	Δh	-1 m
D_{int}	3,760 in	ΔP_{Altura}	-7240,07 Pa
v_{real}	0,523 m/s	ΔP_{Total}	-7005,102 Pa

T-66: Conduce la corriente de acrilonitrilo purificada desde la bomba B-7 hasta su tanque de almacenamiento D-03.

Tabla A.18.46
Características tubería T-66

Tubería T-66: Acrilonitrilo purificado (líquido bombeado)			
Variable	**Valor**	**Variable**	**Valor**
$v_{estimada}$	3 m/s	G	785,92 kg/(m^2·s)
Q	$3{,}75\cdot10^{-3}$ m^3/s	Re	$2{,}41\cdot10^5$
ρ	738,03 kg/m^3	ε/D	0,00003
μ	$2{,}19\cdot10^{-4}$ Pa·s	f	0,015
$D_{int\ estimado}$	1,57 in	ΔP/m	$0{,}1876\ kPa/m$
D_{nom}	2,5 in	Accesorios	5 codos 90 radio largo 1 válvula retención
D_{ext}	2,875 in	$L_{eq\ Total}$	11,67 m
Material	SA-240	$L_{tubería}$	40 m
S (T_D)	16700 psi (122ºF)	$\Delta P_{tubería}$	7752,87 Pa
P_D	16,17 psi	$\Delta P_{Accesorios}$	2262,46 Pa
t	0,120 in	Δh	2 m
D_{int}	2,635 in	ΔP_{Altura}	14480,15 Pa
v_{real}	1,065 m/s	ΔP_{Total}	24495,49 Pa

Una vez que se han determinado todas las características de las tuberías principales del proceso, se da por finalizado este Apartado (**Tuberías principales del proceso).**

18.4.-Tuberías auxiliares del proceso

Como se ha comentado anteriormente, estas tuberías son aquellas que contribuyen al acondicionamiento de la línea de proceso, sin formar parte del cuerpo principal de ésta. Estas tuberías solo se diseñarán en dimensión (diámetro).

Este diseño sigue el mismo procedimiento general explicado anteriormente, solo hasta el punto 5 (cálculo de la velocidad real del fluido), sin tener en cuenta la pérdida de carga que sufren éstas.

La descripción de las tuberías se detalla a continuación:

- T-09: Esta tubería conduce el oxígeno hasta la entrada del horno para ser precalentado antes de introducirlo en el reactor.
- T-11: Conduce el gas natural procedente de refinería usado como combustible para aportar el calor necesario en el horno.
- T-12: Transporta el aire procedente de refinería necesario para el proceso de combustión en el horno.
- T-17: Transporta agua de baja presión saturada para ser utilizada en el intercambiador de calor IC-03.
- T-18: Es la salida del intercambiador IC-03, vapor de baja presión.
- T-19: Conduce agua de alta presión saturada, procedente de refinería utilizada para la refrigeración del reactor.
- T-20: Trasporta vapor de alta presión saturado tras la salida del reactor.

- T-21: Conduce la disolución de sulfúrico muy diluida para la reacción química que se da en el primer absorbedor, donde se elimina el amoníaco.
- T-22: Es la corriente que abandona el primer absorbedor, contiene el amoníaco eliminado en forma de sulfato de amonio.
- T-24: Trasporta agua a baja temperatura procedente de refinería para la entrada al segundo absorbedor, la cual tiene como misión absorber los compuestos orgánicos.
- T-25: Es la conducción de salida del segundo absorbedor, la cual conduce los gases a un posterior quemador.
- T-37: Conduce agua de refrigeración utilizada en el condensador CD-01, equipo auxiliar de la columna CR-01.
- T-38: Salida del agua de refrigeración del CD-01.
- T-39: Vapor de media presión saturado procedente de refinería para aportar calor al calderín RE-01.
- T-40: Agua de media presión saturada procedente del calderín RE-01.
- T-45: Conduce el HCN purificado en la columna CR-02 hasta el depósito de almacenamiento.
- T-49: Conduce agua de refrigeración utilizada en el condensador CD-02, equipo auxiliar de la columna CR-02.
- T-50: Salida del agua de refrigeración del CD-01.
- T-51: Vapor de media presión saturado procedente de refinería para aportar calor al calderín RE-02.
- T-52: Agua de media presión saturada procedente del calderín RE-02.
- T-53: Corriente de n-hexano procedente de refinería utilizado en la rectificación de la columna CR-03.
- T-61: Destilado de la columna CR-03 para su recuperación (n-hexano).

- T-67: Vapor de media presión saturado procedente de refinería para aportar calor al calderín RE-03.
- T-68: Agua de media presión saturada procedente del calderín RE-03.
- T-69: Conduce agua de refrigeración utilizada en el condensador CD-03, equipo auxiliar de la columna CR-03.
- T-70: Salida del agua de refrigeración del CD-01.
- T-71: Conduce la corriente de salida del IC-04 utilizada para el acondicionamiento de la corriente que entra a la columna CR-03.

Las características principales de todas las tuberías que forman parte de este sistema auxiliar de conducciones se recogen en la siguiente tabla. (**Tabla A.18.47**).

Tabla A.18.47
Tuberías auxiliares del proceso

Conducción	**Diámetro nominal (in)**	**Diámetro exterior (in)**	**Espesor (in)**	**Velocidad fluido (m/s)**
9	10	10,75	0,134	11,180
11	3,5	4	0,12	8,499
12	24	24	0,25	34,955
17	0,75	1,05	0,113	0,594
18	6	6,625	0,109	15,741
19	5	5,563	0,258	1,689
20	8	8,625	0,406	23,307
21	3	3,5	0,12	0,964
22	8	8,625	0,109	0,635
24	6	6,625	0,109	2,103
25	8	8,625	0,109	11,230
37	10	10,75	0,134	2,030
38	16	16	0,25	0,932
39	10	10,75	0,165	25,282
40	5	5,563	0,134	0,572

Conducción	Diámetro nominal (in)	Diámetro exterior (in)	Espesor (in)	Velocidad fluido (m/s)
45	1,25	1,66	0,109	0,355
49	10	10,75	0,134	2,295
50	16	16	0,25	1,049
51	3,5	4	0,12	14,231
52	2	2,375	0,109	0,252
53	1,25	1,66	0,109	0,865
61	2,5	2,875	0,12	0,40
67	8	8,625	0,148	20,991
68	3,5	4	0,12	0,602
69	8	8,625	0,109	2,350
70	14	14	0,25	0,911
71	10	10,75	0,134	0,882

ANEXO 19:
DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE IMPULSIÓN

19.1.-Introducción.

El diseño de la línea de producción de acrilonitrilo requiere impulsar un tipo de fluido, los líquidos.

Las técnicas básicas de cálculo de bombas se explican a continuación. Se utiliza el balance de energía mecánica o ecuación de Bernouilli, ya que la diferencia de temperatura en bombas es moderada.

19.2.-Introducción al diseño de bombas.

La impulsión de líquidos en un proceso químico es fundamental. Las bombas, por tanto, son equipos auxiliares destinados a la impulsión de un fluido líquido.

Esta impulsión puede ser variada, aunque se destacan dos formas principales: por desplazamiento volumétrico del fluido, es decir, el fluido es impulsado a través de un pistón 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 grupo son bombas centrífugas.

En el diseño de esta línea de proceso, se recurre al empleo de bombas en siete puntos del sistema:

- Línea 26: bomba de impulsión de la corriente líquida procedente del segundo absorbedor hacia el plato de alimentación de la columna CR-01.

- Línea 30: bomba de aspiración del primer depósito de acumulación AC-01 para la impulsión del reflujo de la columna CR-01.

- Línea 32: bomba de impulsión de la corriente de producto hacia la columna de rectificación CR-02.

- Línea 43: bomba de impulsión del reflujo hacia la columna CR-02.

- Línea 54: bomba de impulsión de la corriente de producto hacia la columna de rectificación CR-03.

- Línea 59: bomba de impulsión del reflujo hacia la columna CR-02.

- Línea 65: bomba de impulsión del acrilonitrilo purificado hacia su tanque de almacenamiento.

Las bombas se suelen instalar en parejas debido a posibles averías, las tareas de mantenimiento y a aumentar la vida útil de las mismas. Así el proceso seguirá operativo si una bomba esta fuera de servicio por avería o por cualquier otra razón.

El empleo de las bombas es alternativo (unos periodos de tiempo (horas, días, etc.) funciona una de las bombas, y otros períodos funciona otra, nunca las dos a la vez).

En cada línea, el diseño se realizará sólo para una de las bombas de la pareja, puesto que se trata de equipos idénticos.

No se abordará el diseño de los sistemas requeridos para la impulsión de las corrientes auxiliares por no ser objetivo del presente Proyecto Fin de Carrera.

19.2.1-Procedimiento general para el diseño de las bombas.

En este apartado, se describirá el orden de cálculo que deberá realizarse para el diseño de cada una de las bombas de la línea de proceso. Los pasos que deben seguirse se describen a continuación:

1. Selección de tipo de bombas

Dentro del campo industrial existe una amplia gama de bombas disponibles 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.

La elección del tipo de bomba depende de muchos factores, existiendo un método sencillo de selección que es el método gráfico. Mediante este método, conociendo el caudal que es necesario impulsar y la altura útil de impulsión (H), se puede obtener el tipo de bomba idóneo para cada caso concreto.

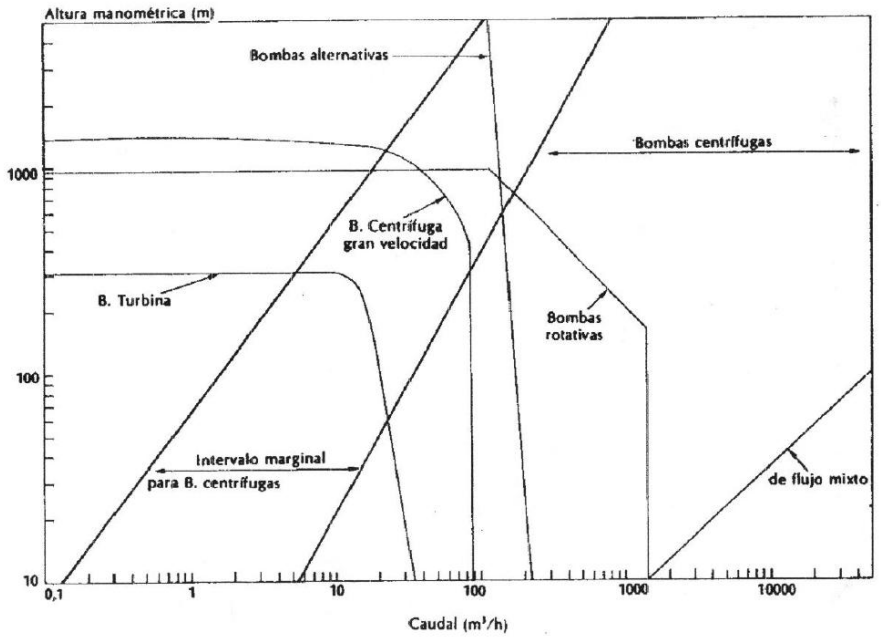


Figura A.19.1. Método gráfico para la selección de bombas.

Los dos tipos de bombas más empleadas son: las de desplazamiento positivo, y las bombas centrífugas. Las ventajas de las bombas de desplazamiento positivo es que la altura útil de impulsión que proporcionan es mayor que la de las bombas centrifugas, pero el caudal que expulsan es pulsante (las bombas centrifugas impulsa un caudal continuo) y este caudal que pueden impulsar es menor que el de las bombas centrifugas.

Las bombas centrífugas poseen un mejor mantenimiento, mayor rango de operación y más bajo coste, además de un diseño sencillo. Por lo tanto, las bombas idóneas para la línea de proceso del presente Proyecto Fin de Carrera serán bombas centrífugas.

Las bombas centrífugas consisten en un rodete montado sobre una carcasa o voluta. El líquido entra en el centro del rodete y es acelerado por el giro de este. La energía cinética del fluido se transforma en energía potencial a la salida.

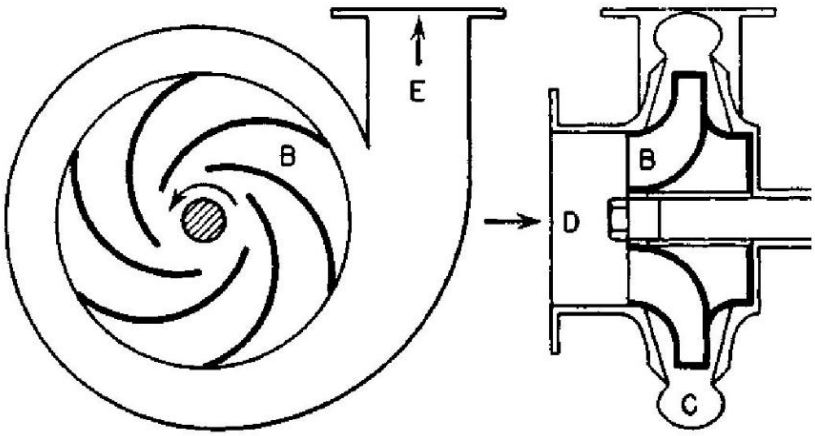


Figura A.19.2. Esquema de una bomba centrífuga

2. Altura útil de la bomba (H)

La altura útil de impulsión se define como la presión efectiva que debe aplicar la bomba para elevar el líquido desde el punto más bajo hasta el más alto en elevación venciendo resistencias, desniveles y presiones que

existan en el camino. La expresión que permite su cálculo se obtiene de la Ecuación de Bernouilli, y es:

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + (z_2 - z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + h_f \qquad [A.19.1]$$

Donde:

$\frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g}$	Carga debida a la diferencia de presiones entre los puntos 1 y 2.
$z_2 - z_1$	Carga debida a la diferencia de altura entre los puntos 1 y 2.
$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g}$	Carga debida a la diferencia de velocidad entre los puntos 1 y 2.
h_f	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.

Todas las variables que intervienen en esta ecuación son conocidas, excepto la carga debido a la fricción entre los puntos 1 y 2.

3. Determinación de la pérdida de carga (h_f)

En este punto, se calculan las pérdidas de carga que experimentan los fluidos desde el punto de aspiración, 1, hasta el punto de descarga de la bomba, 2.

Para este cálculo, solo se tienen en cuenta las pérdidas de carga que produce la longitud de la conducción y las pérdidas de carga que producen los accesorios de la conducción, ya que la pérdida de presión debido a la diferencia de altura que experimenta el fluido se encuentra incluida en la **Ecuación A.19.1** en el término $(z_2 - z_1)$.

Para el cálculo de las pérdidas de carga desde el punto de aspiración al punto de descarga se utiliza la siguiente expresión:

$$\Delta P_{1-2} = \Delta P_{Tuber\ ía} + \Delta P_{Accesorios} \qquad [A.19.2]$$

Para los dos sumandos de la **Ecuación A.19.2** se utilizan las expresiones que se muestran a continuación:

$$\Delta P_{Tuber\ ía} = L_{tuber\ ía} \cdot \left(\frac{\Delta P}{m}\right) \qquad [A.19.3]$$

$$\Delta P_{Accesorios} = L_{eq} \cdot \left(\frac{\Delta P}{m}\right) \qquad [A.19.4]$$

Donde:
- $L_{tuber\ ía}$ Longitud de la tubería, m.
- L_{eq} Longitud equivalente de los accesorios, m.
- $\frac{\Delta P}{m}$ Pérdida de carga por metro de tubería, Pa.

Recordar que para la utilización de las **Ecuaciones A.19.2**, **A.19.3** y **A.19.4**, la $L_{tuber\ ía}$ y L_{eq} se toman desde el punto de aspiración (1) hasta el punto de descarga (2). Tanto las pérdidas de carga por metro, como las longitudes de tuberías y longitudes equivalentes de accesorios se han calculado con anterioridad en el **Anexo 18** del presente Proyecto Fin de Carrera.

El resultado de la pérdida de presión ΔP_{1-2}, calculada en la **Ecuación A.19.2** se obtiene en Pascales. Para transformar esta pérdida de presión en unidades métricas se utiliza la expresión que se muestra a continuación:

$$\Delta P_{1-2} = h_f \cdot \rho \cdot g \qquad [A.19.5]$$

Donde: ΔP_{1-2} Pérdida de carga desde el punto 1 a 2, *Pa*

h_f	Pérdida de carga desde el punto 1 a 2, m
ρ	Densidad del fluido, $\frac{kg}{m^3}$
g	Aceleración de la gravedad, $\frac{m}{s^2}$

Despejando convenientemente de la **Ecuación A.19.5** se tiene:

$$h_f = \frac{\Delta P_{1-2}}{g \cdot \rho} \ (m)$$

4. Potencia hidráulica de la bomba (W)

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:

$$W = H \cdot \rho \cdot g \cdot Q \qquad [A.19.6]$$

Donde:

W	Potencia hidráulica de la bomba, W
H	Altura útil de la bomba, m
ρ	Densidad del fluido, $\frac{kg}{m^3}$
g	Aceleración de la gravedad, $\frac{m}{s^2}$
Q	Caudal de impulsión, $\frac{m^3}{s}$

5. Determinación de la altura neta de succión positiva disponible

La cavitación es el fenómeno que ocurre en las bombas en el que la presión en la entrada de la bomba (lugar de más baja presión en el sistema) alcanza el valor de la presión de vapor del líquido que se está bombeado. El

líquido hervirá y formara burbujas, y estas se mueven del área de baja presión de la bomba hacia el área de alta presión, donde el vapor regresa de nuevo a la fase liquida. Esta condensación del liquido produce fuertes ondas de choque que pueden llegar a desprender superficies solidas circundantes creando cavidades (produce abrasión en el material de la bomba). Con el paso del tiempo se pueden llegar a generar daños irreparables en el cuerpo de la bomba.

La manera de evitar la cavitación es asegurar que la carga total media en la succión de la bomba, denominada altura neta de succión positiva, sea mayor a la carga de presión de vapor del fluido.

De manera formal, 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 el $NPSH_d$ es:

$$NPSH_d = \frac{P_a - P_v}{\rho \cdot g} + \frac{v_a^2}{2 \cdot g} - h_{fa-e} + (z_a - z_e) \qquad [A.19.7]$$

Donde:

P_a	Presión en el punto de aspiración, Pa.
P_v	Presión de vapor del líquido a la temperatura de trabajo, Pa.
ρ	Densidad del fluido, $\frac{kg}{m^3}$
g	Aceleración de la gravedad, $\frac{m}{s^2}$
v_a	Velocidad en el punto de aspiración, $\frac{m}{s}$
h_{fa-e}	Pérdida de carga desde el punto de aspiración a la entrada de la bomba, m.

z_a Altura del punto de aspiración, m.

z_e Altura de la entrada a la bomba, m.

En la **Ecuación A.19.7** todos los valores son conocidos excepto P_v (presión de vapor del líquido que se va impulsar a la temperatura de trabajo), la cual es obtenida a partir del simulador Chemcad.

El valor de la pérdida de carga desde el punto de aspiración h_{fa-e} se determina 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 valor de la pérdida de carga desde el punto de aspiración h_{fa-e} es calculado en el **Anexo 18** del presente Proyecto Fin de Carrera.

6. 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.

7. Comprobación del correcto funcionamiento

Para garantizar el correcto funcionamiento de la bomba, solventando los problemas derivados de la cavitación debe cumplirse siempre que:

$$NPSH_d > NPSH_r$$

Una vez descrito el procedimiento general de diseño se procederá a calcular todas las características necesarias para todas las bombas de la línea del proceso.

19.3-Diseño de las bombas de la línea de proceso

19.3.1-Bomba B-01

La bomba B-01, está situada en la corriente 26, tras la salida del segundo absorbedor (A-02). Tiene como objetivo impulsar la corriente líquida procedente del equipo anterior (Agua con los compuestos orgánicos disueltos) hasta el plato de alimentación de la primera columna de rectificación CR-01. Para el desarrollo de diseño de la bomba B-01 se necesitan los siguientes datos:

- $g = 9{,}81 \frac{m}{s^2}$
- $\rho = 948{,}76 \ \frac{kg}{m^3}$
- $\Delta P_{Línea\ 26} = 636{,}2655\ Pa\ (tubería\ y\ accesorios)$
- $\Delta P_{Línea\ 27} = 20.069{,}574\ Pa\ (tubería\ y\ accesorios)$
- $Q = 0{,}0532 \frac{m^3}{s}$

Para realizar el diseño, se llevará a cabo el procedimiento explicado anteriormente en el **Apartado 19.2.1.** Los pasos a seguir se desarrollan a continuación:

1. <u>Selección de tipo de bombas</u>

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 B-01 cuenta con una altura útil de 23,38 metros, (76,71 pies), y un caudal de 0,0532 m^3/s (702,14 gal/min).

El cálculo de la carga útil se recoge en el punto 2 del presente desarrollo. Con la ayuda de la **Figura A.19.1** del presente Anexo, se determina como se comento anteriormente que la bomba que se utilizará será bomba centrífuga.

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. 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.

2. Altura útil de la bomba (H)

La expresión que permite su cálculo se obtiene de la Ecuación de Bernouilli, **Ecuación A.19.1.**

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + (z_2 - z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + h_f$$

El punto de succión considerado es la tubería de aspiración a la salida del absorbedor A-02 (línea 26), mientras que el punto de descarga es el plato de alimentación de la primera columna de rectificación CR-01.

La altura de aspiración tiene un valor de $z_1 = 2\,m$ que se corresponde con la tubería de salida del absorbedor hasta la altura del nivel del suelo, mientras que la altura del plato de alimentación de la columna CR-01 es $z_2 = 22{,}45\,m$, que corresponde con la altura desde el suelo teniendo en cuenta el número de platos de la sección de agotamiento,

espaciado entre platos, altura de faldilla, silleta y fondo inferior de la columna.

La presión en el punto de succión presenta un valor un poco inferior a la presión atmosférica, $P_1 = 97.403{,}2\ Pa$, está considerada teniendo en cuenta la pérdida de presión que sufre el liquido que desciende por el absorbedor A-02, mientras que la presión de descarga, es aquella a la que se necesita que el fluido entre en columna, $P_2 = 101.325\ Pa$.

La velocidad en el punto de succión v_1 se corresponde con la de circulación del fluido a través de la línea 26, y la de descarga v_2 es análoga a la de circulación del fluido a través de la línea 27 (véase Anexo 18 del Presente Proyecto Fin de Carrera).

El valor de la pérdida de carga es $h_f = 2{,}22\ m$. Como se explicó anteriormente, es la pérdida de carga que producen los accesorios y la longitud de tubería. Este cálculo se recoge en el punto 3 del presente desarrollo.

Sustituyendo todos los valores conocidos en la **Ecuación A.19.1** se obtiene una altura útil de la bomba que presenta un valor de:

$$H = \frac{(101.325 - 97.403{,}2)Pa}{948{,}76\frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81\frac{m}{s^2}} + (22{,}45 - 2)m + \frac{(2{,}557^2 - 0{,}955^2)\frac{m^2}{s^2}}{2 \cdot 9{,}81\frac{m}{s^2}} + 2{,}22m = 23{,}38\ m$$

3. Determinación de la pérdida de carga (h_f)

La bomba de impulsión B-01 se encuentra situada en la conducción 26. Esta línea comprende la determinación de las pérdidas de carga desde la

tubería de descarga del absorbedor A-02, punto de impulsión, hasta la entrada en la columna CR-01, punto de descarga (línea 27).

Para determinar este parámetro se aplicará la **Ecuación A.19.2**:

$$\Delta P_{1-2} = \Delta P_{26-27} = (636{,}2655 + 20.069{,}574)Pa = 20.705{,}84Pa$$

Una vez que se tiene el valor de la pérdida de carga de la línea 26 y 27 (sólo considerando los accesorios y longitud de tuberías como se indicó anteriormente), se utiliza la **Ecuación A.19.5**, que despejando y sustituyendo los datos adecuadamente se tiene:

$$h_f = \frac{\Delta P_{1-2}}{g \cdot \rho} = \frac{20.705{,}84\ Pa}{9{,}81\frac{m}{s^2} \cdot 948{,}76\ \frac{kg}{m^3}} = 2{,}22m$$

4. Potencia hidráulica de la bomba (W)

Para calcular la potencia necesaria de la bomba (W), se utilizará la **Ecuación A.19.6,** en la que todos los datos son conocidos:

$$W = 23{,}38\ m \cdot 948{,}76\ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81\frac{m}{s^2} \cdot 0{,}0532\frac{m^3}{s} = 11.575{,}5\ W$$

Una vez que se ha calculado la potencia necesaria para que la bomba impulse el fluido hasta la altura indicada, se procederá al siguiente paso del procedimiento de diseño.

5. Determinación de la altura neta de succión positiva disponible

Para el cálculo de este concepto, ya explicado anteriormente en el procedimiento de diseño, se utilizará la **Ecuación A.19.7.**

$$NPSH_d = \frac{P_a - P_v}{\rho \cdot g} + \frac{v_a^2}{2 \cdot g} - h_{fa-e} + (z_a - z_e)$$

Los significados de todos éstos parámetros se indicaron anteriormente en el **Apartado 19.2.1.** A continuación, se procederá a exponer el valor para cada uno de ellos.

La presión en el punto de aspiración, P_a, presenta el mismo valor que la presión en el punto de succión $P_1 = P_a = 97.403{,}2\ Pa$. Se determina por tanto de la misma manera.

De igual modo, la velocidad v_a, es la velocidad que lleva el fluido que circula por la corriente de succión (línea 26), la cual presenta un valor de $v_a = 0{,}955 \frac{m}{s}$.

El término $(z_a - z_e)$, es la diferencia de alturas entre el punto de succión y el eje de la bomba. Como se indico anteriormente, el punto de succión presenta una altura de 2 m, la cual corresponde con la tubería de salida del absorbedor A-02 hasta la altura del nivel del suelo. Se considerará que la altura de la entrada de la bomba $z_e = 0\ m$. Por tanto, se tiene:

$$(z_a - z_e) = 2 - 0 = 2\ m$$

Para el parámetro h_{fa-e} (pérdida de carga teniendo en cuenta la longitud de tubería y accesorios de la línea 26) se utilizará la **Ecuación A.19.5:**

$$\Delta P_{Línea\ 26} = h_{fa-e} \cdot \rho \cdot g$$

Despejando adecuadamente y sustituyendo los datos necesarios se tiene la siguiente expresión.

$$h_{fa-e} = \frac{\Delta P_{Línea\ 26}}{\rho \cdot g} = \frac{636{,}2655\ Pa}{948{,}76\ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2}} = 0{,}0684\ m = 0{,}07\ m$$

El único parámetro de la **Ecuación A.19.7** que se desconoce es la presión de vapor del líquido que se quiere impulsar (P_v). Este dato, se obtiene del simulador Chemcad a la temperatura de salida de la corriente del segundo absorbedor (82ºC):

$$P_v = 77.986\ Pa$$

Una vez conocidos todos los datos, se sustituyen en la **Ecuación A.19.7** para obtener una carga neta de succión positiva disponible ($NPSH_d$) con un valor de:

$$NPSH_d = \frac{(97403{,}2\ -\ 77.986)Pa}{948{,}76\ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2}} + \frac{\left(0{,}955 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2}} - 0{,}07 + 2m = 5{,}11m$$

6. <u>Carga neta de succión positiva requerida</u>

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 modelo comercial que se elige con tal fin es el Bell & Gossett serie 1510. Esta bomba, está adaptada para trabajar con un motor de 1750 rpm.

La curva característica del fabricante (véase **Figura A.21.9** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera) indica que la altura de succión positiva requerida, NPSHr, para este modelo y un caudal de trabajo de 191,48 m^3/h es de 3,5 m.

7. 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.

$$NPSH_d = 5{,}11\ m > NPSH_r = 3{,}5\ m$$

19.3.2-Bomba B-02

La bomba B-02, está situada en la corriente 30, tras la salida del depósito acumulador (AC-01). Tiene como objetivo impulsar la corriente líquida de reflujo hacia la cabeza de la columna CR-01. Para el desarrollo de diseño de la bomba B-02 se necesitan los siguientes datos:

- $g = 9{,}81 \frac{m}{s^2}$
- $\rho = 767\ \frac{kg}{m^3}$
- $\Delta P_{Línea\ 30} = 265{,}25\ Pa\ (tubería\ y\ accesorios)$
- $\Delta P_{Línea\ 31} = 11.333{,}07\ Pa\ (tubería\ y\ accesorios)$
- $Q = 3{,}8 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s}$

Para realizar el diseño, se llevará a cabo el procedimiento explicado anteriormente en el **Apartado 19.2.1.**

Los pasos a seguir se desarrollan a continuación.

1. Selección de tipo de bombas

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 B-02 cuenta con una altura útil de 37,24 metros, (122,18 pies), y un caudal de 0,0038 m^3/s (50,15 gal/min).

El cálculo de la carga útil se recoge en el punto 2 del presente desarrollo. Con la ayuda de la **Figura A.19.1** del presente Anexo, se determina como se comento anteriormente que la bomba que se utilizará será bomba centrífuga.

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.

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.

2. Altura útil de la bomba (H)

La expresión que permite su cálculo se obtiene de la Ecuación de Bernouilli, **Ecuación A.19.1.**

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + (z_2 - z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + h_f$$

El punto de succión considerado es la tubería de aspiración a la salida del depósito de acumulación AC-01 (línea 30), mientras que el punto de descarga es la cabeza de la columna de rectificación CR-01.

La altura de aspiración tiene un valor de $z_1 = 1\,m$ que se corresponde con la tubería de salida del acumulador AC-01 hasta la altura del nivel del suelo, mientras que la tubería de reflujo a la cabeza de columna CR-01 es $z_2 = 38\,m$, que corresponde con la altura desde el suelo teniendo en cuenta el número de platos de la columna CR-01, altura de las faldillas, silleta y fondo inferior y superior de la columna.

La presión en el punto de succión presenta un valor un poco superior a la presión atmosférica, $P_1 = 111.437{,}62\,Pa$, está considerada teniendo en cuenta la ganancia de presión que tiene el liquido considerando la altura de éste en el depósito de acumulación AC-01, mientras que la presión de descarga, es aquella a la que se necesita que el fluido entre en columna, $P_2 = 101.325\,Pa$.

La velocidad en el punto de succión v_1 se corresponde con la de circulación del fluido a través de la línea 30, y la de descarga v_2 es análoga a la de circulación del fluido a través de la línea 31 (véase **Anexo 18** del Presente Proyecto Fin de Carrera).

El valor de la pérdida de carga es $h_f = 1{,}54\,m$. Como se explicó anteriormente, es la pérdida de carga que producen los accesorios y la longitud de tubería. Este cálculo se recoge en el punto 3 del presente desarrollo.

Sustituyendo todos los valores conocidos en la **Ecuación A.19.1** se obtiene una altura útil de la bomba que presenta un valor de:

$$H = \frac{(101325 - 111437{,}62)Pa}{767\,\frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81\,\frac{m}{s^2}} + (38-1)m + \frac{(1{,}087^2 - 0{,}534^2)\,\frac{m^2}{s^2}}{2 \cdot 9{,}81\,\frac{m}{s^2}} + 1{,}54m = 37{,}24\,m$$

3. Determinación de la pérdida de carga (h_f)

La bomba de impulsión B-02 se encuentra situada en la conducción 30. Esta línea comprende la determinación de las pérdidas de carga desde la tubería de descarga del acumulador AC-01, punto de impulsión, hasta la entrada en la cabeza de columna CR-01, punto de descarga (línea 31).

Para determinar este parámetro se aplicará la **Ecuación A.19.2**:

$$\Delta P_{1-2} = \Delta P_{31-32} = (265{,}25 + 11.333{,}07)Pa = 11.598{,}32Pa$$

Una vez que se tiene el valor de la pérdida de carga de la línea 30 y 31 (sólo considerando los accesorios y longitud de tuberías como se indicó anteriormente), se utiliza la **Ecuación A.19.5**, que despejando y sustituyendo los datos adecuadamente se tiene:

$$h_f = \frac{\Delta P_{1-2}}{g \cdot \rho} = \frac{11.598{,}32\ Pa}{9{,}81\,\frac{m}{s^2} \cdot 767\ \frac{kg}{m^3}} = 1{,}54\,m$$

4. Potencia hidráulica de la bomba (W)

Para calcular la potencia necesaria de la bomba (W), se utilizará la **Ecuación A.19.6,** en la que todos los datos son conocidos:

$$W = 37{,}24\,m \cdot 767\ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81\,\frac{m}{s^2} \cdot 3{,}8 \cdot 10^{-3}\,\frac{m^3}{s} = 1.071{,}42\ W$$

Una vez que se ha calculado la potencia necesaria para que la bomba impulse el fluido hasta la altura indicada, se procederá al siguiente paso del procedimiento de diseño.

5. Determinación de la altura neta de succión positiva disponible

Para el cálculo de este concepto, ya explicado anteriormente en el procedimiento de diseño, se utilizará la **Ecuación A.19.7:**

$$NPSH_d = \frac{P_a - P_v}{\rho \cdot g} + \frac{v_a^2}{2 \cdot g} - h_{fa-e} + (z_a - z_e)$$

Los significados de todos éstos parámetros se indicaron anteriormente en el **Apartado 19.2.1.** A continuación, se procederá a exponer el valor para cada uno de ellos.

La presión en el punto de aspiración, P_a, presenta el mismo valor que la presión en el punto de succión $P_1 = P_a = 111.437{,}62\ Pa$. Se determina por tanto de la misma manera.

De igual modo, la velocidad v_a, es la velocidad que lleva el fluido que circula por la corriente de succión (línea 30), la cual presenta un valor de $v_a = 0{,}534 \frac{m}{s}$.

El término $(z_a - z_e)$, es la diferencia de alturas entre el punto de succión y el eje de la bomba. Como se indico anteriormente, el punto de succión presenta una altura de 1 m, la cual corresponde con la tubería de salida del acumulador AC-01 hasta la altura del nivel del suelo. Se considerará que la altura de la entrada de la bomba $z_e = 0\ m$. Por tanto, se tiene:

$$(z_a - z_e) = 1 - 0 = 1\ m$$

Para el parámetro h_{fa-e} (pérdida de carga teniendo en cuenta la longitud de tubería y accesorios de la línea 30) se utilizará la **Ecuación A.19.5:**

$$\Delta P_{Línea\ 30} = h_{fa-e} \cdot \rho \cdot g$$

Despejando adecuadamente y sustituyendo los datos necesarios se tiene:

$$h_{fa-e} = \frac{\Delta P_{Línea\ 30}}{\rho \cdot g} = \frac{265{,}25\ Pa}{767\ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2}} = 0{,}035\ m$$

El único parámetro de la **Ecuación A.19.7** que se desconoce es la presión de vapor del líquido que se quiere impulsar (P_v). Este dato, se obtiene del simulador Chemcad a la temperatura de salida de la corriente del primer acumulador AC-01 (62,8ºC):

$$P_v = 85213\ Pa$$

Una vez conocidos todos los datos, se sustituyen en la **Ecuación A.19.7** para obtener una carga neta de succión positiva disponible ($NPSH_d$) con un valor de:

$$NPSH_d = \frac{(111.437{,}62\ - 85.213)Pa}{767\ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2}} + \frac{\left(0{,}534 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2}} - 0{,}035 + 1m$$
$$= 4{,}5\ m$$

6. <u>Carga neta de succión positiva requerida</u>

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 modelo comercial que se elige con tal fin es el Bell & Gossett serie 80. Esta bomba, está adaptada para trabajar con un motor de 3.500 rpm.

La curva característica del fabricante (véase **Figura A.21.10** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera) indica que la altura de succión positiva requerida, NPSHr, para este modelo y un caudal de trabajo de 13,76 m^3/h es de 3 m.

7. 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.

$$NPSH_d = 4{,}5\ m > NPSH_r = 3\ m$$

19.3.3-Bomba B-03

La bomba B-03, está situada en la corriente 32, tras la salida del depósito acumulador (AC-01). Tiene como objetivo impulsar la corriente líquida (destilado) que continuará con el proceso de purificación hacia el plato de alimentación de la columna CR-02. Para el desarrollo de diseño de la bomba B-03 se necesitan los siguientes datos:

- $g = 9{,}81 \frac{m}{s^2}$
- $\rho = 767\ \frac{kg}{m^3}$

- $\Delta P_{Línea\ 32} = 186{,}304\ Pa\ (tubería\ y\ accesorios)$
- $\Delta P_{Línea\ 33} = 10.739{,}496\ Pa\ (tubería\ y\ accesorios)$
- $Q = 4{,}54 \cdot 10^{-3}\ \frac{m^3}{s}$

Para realizar el diseño, se llevará a cabo el procedimiento explicado anteriormente en el **Apartado 19.2.1.** Los pasos a seguir se desarrollan a continuación:

1. Selección de tipo de bombas

De forma análoga a la seguida para las anteriores bombas de la línea de producción, el tipo de bomba a emplear se selecciona gráficamente por medio de la **Figura A.19.1** del Anexo actual.

La bomba de impulsión B-03 cuenta con una altura útil de 20,09 metros, (65,91 pies), y un caudal de 0,00454 m^3/s (59,92 gal/min).

El cálculo de la carga útil se recoge en el punto 2 del presente desarrollo. Con la ayuda de la **Figura A.19.1** del presente Anexo, se determina como se comento anteriormente que la bomba que se utilizará será bomba centrífuga.

2. Altura útil de la bomba (H)

La expresión que permite su cálculo se obtiene de la Ecuación de Bernouilli, **Ecuación A.19.1.**

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + (z_2 - z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + h_f$$

El punto de succión considerado es la tubería de aspiración a la salida del depósito de acumulación AC-01 (línea 32), mientras que el punto

de descarga es el plato de alimentación de la columna de rectificación CR-02.

La altura de aspiración tiene un valor de $z_1 = 1\,m$ que se corresponde con la tubería de salida del acumulador AC-01 hasta la altura del nivel del suelo, mientras que la tubería de descarga hasta el plato de alimentación de CR-02 tiene una altura de $z_2 = 20{,}9\,m$, que corresponde con la altura desde el suelo teniendo en cuenta el número de platos de la zona de agotamiento de la columna CR-02, altura de faldilla, silleta y fondo inferior de la columna.

La presión en el punto de succión presenta un valor un poco superior a la presión atmosférica, $P_1 = 111.437{,}62\,Pa$, está considerada teniendo en cuenta la ganancia de presión que tiene el liquido considerando la altura de éste en el depósito de acumulación AC-01, mientras que la presión de descarga, es aquella a la que se necesita que el fluido entre en columna, $P_2 = 101.325\,Pa$.

La velocidad en el punto de succión v_1 se corresponde con la de circulación del fluido a través de la línea 32, y la de descarga v_2 es análoga a la de circulación del fluido a través de la línea 33 (véase Anexo 18 del Presente Proyecto Fin de Carrera).

El valor de la pérdida de carga es $h_f = 1{,}45\,m$. Como se explicó anteriormente, es la pérdida de carga que producen los accesorios y la longitud de tubería. Este cálculo se recoge en el punto 3 del presente desarrollo.

Sustituyendo todos los valores conocidos en la **Ecuación A.19.1** se obtiene una altura útil de la bomba que presenta un valor de:

$$H = \frac{(101.325 - 111.437{,}62)Pa}{767\frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81\frac{m}{s^2}} + (20{,}9 - 1)m + \frac{(1{,}385^2 - 0{,}494^2)\frac{m^2}{s^2}}{2 \cdot 9{,}81\frac{m}{s^2}} + 1{,}45m = 20{,}09\,m$$

3. Determinación de la pérdida de carga (h_f)

La bomba de impulsión B-03 se encuentra situada en la conducción 32. Esta línea comprende la determinación de las pérdidas de carga desde la tubería de descarga del acumulador AC-01, punto de impulsión, hasta la entrada al plato de alimentación de la columna CR-02, punto de descarga (línea 33).

Para determinar este parámetro se aplicará la **Ecuación A.19.2**:

$$\Delta P_{1-2} = \Delta P_{32-33} = (186{,}304 + 10.739{,}496)Pa = 10.925{,}8\,Pa$$

Una vez que se tiene el valor de la pérdida de carga de la línea 32 y 33 (sólo considerando los accesorios y longitud de tuberías como se indicó anteriormente), se utiliza la **Ecuación A.19.5**, que despejando y sustituyendo los datos adecuadamente se tiene:

$$h_f = \frac{\Delta P_{1-2}}{g \cdot \rho} = \frac{10.925{,}8\,Pa}{9{,}81\frac{m}{s^2} \cdot 767\,\frac{kg}{m^3}} = 1{,}45\,m$$

4. Potencia hidráulica de la bomba (W)

Para calcular la potencia necesaria de la bomba (W), se utilizará la **Ecuación A.19.6,** en la que todos los datos son conocidos.

$$W = 20{,}09\, m \cdot 767\, \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2} \cdot 4{,}54 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s} = 687{,}13\, W$$

Una vez que se ha calculado la potencia necesaria para que la bomba impulse el fluido hasta la altura indicada, se procederá al siguiente paso del procedimiento de diseño.

5. Determinación de la altura neta de succión positiva disponible

Para el cálculo de este concepto, ya explicado anteriormente en el procedimiento de diseño, se utilizará la **Ecuación A.19.7:**

$$NPSH_d = \frac{P_a - P_v}{\rho \cdot g} + \frac{v_a^2}{2 \cdot g} - h_{fa-e} + (z_a - z_e)$$

Los significados de todos éstos parámetros se indicaron anteriormente en el **Apartado 19.2.1.** A continuación, se procederá a exponer el valor para cada uno de ellos.

La presión en el punto de aspiración, P_a, presenta el mismo valor que la presión en el punto de succión $P_1 = P_a = 111.437{,}62\ Pa$. Se determina por tanto de la misma manera.

De igual modo, la velocidad v_a, es la velocidad que lleva el fluido que circula por la corriente de succión (línea 32), la cual presenta un valor de $v_a = 0{,}494 \frac{m}{s}$.

El término $(z_a - z_e)$, es la diferencia de alturas entre el punto de succión y el eje de la bomba. Como se indico anteriormente, el punto de succión presenta una altura de 1 m, la cual corresponde con la tubería de salida del acumulador AC-01 hasta la altura del nivel del suelo. Se

considerará que la altura de la entrada de la bomba $z_e = 0\,m$. Por tanto, se tiene:

$$(z_a - z_e) = 1 - 0 = 1\,m$$

Para el parámetro h_{fa-e} (pérdida de carga teniendo en cuenta la longitud de tubería y accesorios de la línea 32) se utilizará la **Ecuación A.19.5:**

$$\Delta P_{Línea\ 32} = h_{fa-e} \cdot \rho \cdot g$$

Despejando adecuadamente y sustituyendo los datos necesarios se tiene:

$$h_{fa-e} = \frac{\Delta P_{Línea\ 32}}{\rho \cdot g} = \frac{186{,}304\,Pa}{767\,\frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81\,\frac{m}{s^2}} = 0{,}025\,m$$

El único parámetro de la **Ecuación A.19.7** que se desconoce es la presión de vapor del líquido que se quiere impulsar (P_v). Este dato, se obtiene del simulador Chemcad a la temperatura de salida de la corriente del primer acumulador AC-01 (62,8 ºC):

$$P_v = 85.213\,Pa$$

Una vez conocidos todos los datos, se sustituyen en la **Ecuación A.19.7** para obtener una carga neta de succión positiva disponible ($NPSH_d$) con un valor de:

$$NPSH_d = \frac{(111.437{,}62\ - 85.213)Pa}{767\,\frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81\,\frac{m}{s^2}} + \frac{\left(0{,}494\,\frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9{,}81\,\frac{m}{s^2}} - 0{,}025 + 1m$$
$$= 4{,}5\,m$$

6. 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 modelo comercial que se elige con tal fin es el Bell & Gossett serie 80. Esta bomba, está adaptada para trabajar con un motor de 3500 rpm.

La curva característica del fabricante (véase **Figura A.21.10** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera) indica que la altura de succión positiva requerida, NPSHr, para este modelo y un caudal de trabajo de 16,36 m^3/h es de 3 m.

7. 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.

$$NPSH_d = 4{,}5\ m > NPSH_r = 3\ m$$

19.3.4-Bomba B-04

La bomba B-04, está situada en la corriente 43, tras la salida del depósito acumulador (AC-02). Tiene como objetivo impulsar la corriente

líquida de reflujo hacia la cabeza de la columna CR-02. Para el desarrollo de diseño de la bomba B-04 se necesitan los siguientes datos:

- $g = 9{,}81 \frac{m}{s^2}$
- $\rho = 678{,}58 \ \frac{kg}{m^3}$
- $\Delta P_{Línea\ 43} = 149{,}688\ Pa\ (tubería\ y\ accesorios)$
- $\Delta P_{Línea\ 44} = 9.582{,}717\ Pa\ (tubería\ y\ accesorios)$
- $Q = 1{,}34 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s}$

Para realizar el diseño, se llevará a cabo el procedimiento explicado anteriormente en el **Apartado 19.2.1.** Los pasos a seguir se desarrollan a continuación:

1. Selección de tipo de bombas

Como se indica con las anteriores bombas, el 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 B-04 cuenta con una altura útil de 30,42 metros, (99,8 pies), y un caudal de 0,00134 m^3/s (17,66 gal/min).

El cálculo de la carga útil se recoge en el punto 2 del presente desarrollo. Con la ayuda de la **Figura A.19.1** del presente Anexo, se determina como se comento anteriormente que la bomba que se utilizará será bomba centrífuga.

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. 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.

2. Altura útil de la bomba (H)

La expresión que permite su cálculo se obtiene de la Ecuación de Bernouilli, **Ecuación A.19.1.**

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + (z_2 - z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + h_f$$

El punto de succión considerado es la tubería de aspiración a la salida del depósito de acumulación AC-02 (línea 43), mientras que el punto de descarga es la cabeza de la columna de rectificación CR-02.

La altura de aspiración tiene un valor de $z_1 = 0{,}53\, m$ que se corresponde con la tubería de salida del acumulador AC-02 hasta la altura del nivel del suelo, mientras que la tubería de reflujo a la cabeza de columna CR-02 es $z_2 = 30{,}25\, m$, que corresponde con la altura desde el suelo teniendo en cuenta el número de platos de la columna CR-02, altura de las faldillas, silleta y fondo inferior y superior de la columna.

La presión en el punto de succión presenta un valor un poco superior a la presión atmosférica, $P_1 = 106.650{,}49\, Pa$, está considerada teniendo en cuenta la ganancia de presión que tiene el liquido considerando la altura de éste en el depósito de acumulación AC-02, mientras que la presión de descarga, es aquella a la que se necesita que el fluido entre en columna, $P_2 = 101.325\, Pa$.

La velocidad en el punto de succión v_1 se corresponde con la de circulación del fluido a través de la línea 43, y la de descarga v_2 es análoga

a la de circulación del fluido a través de la línea 44 (véase Anexo 18 del Presente Proyecto Fin de Carrera).

El valor de la pérdida de carga es $h_f = 1{,}46\,m$. Como se explicó anteriormente, es la pérdida de carga que producen los accesorios y la longitud de tubería. Este cálculo se recoge en el punto 3 del presente desarrollo.

Sustituyendo todos los valores conocidos en la **Ecuación A.19.1** se obtiene una altura útil de la bomba que presenta un valor de:

$$H = \frac{(101.325 - 106.650{,}49)Pa}{678{,}58\frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81\frac{m}{s^2}} + (30{,}25 - 0{,}53)m + \frac{(0{,}933^2 - 0{,}38^2)\frac{m^2}{s^2}}{2 \cdot 9{,}81\frac{m}{s^2}} + 1{,}46m = 30{,}42\,m$$

3. <u>Determinación de la pérdida de carga (h_f)</u>

La bomba de impulsión B-04 se encuentra situada en la conducción 43. Esta línea comprende la determinación de las pérdidas de carga desde la tubería de descarga del acumulador AC-02, punto de impulsión, hasta la entrada en la cabeza de columna CR-02, punto de descarga (línea 44).

Para determinar este parámetro se aplicará la **Ecuación A.19.2**:

$$\Delta P_{1-2} = \Delta P_{43-44} = (149{,}688 + 9.582{,}717)Pa = 9.732{,}405Pa$$

Una vez que se tiene el valor de la pérdida de carga de la línea 43 y 44 (sólo considerando los accesorios y longitud de tuberías como se indicó

anteriormente), se utiliza la **Ecuación A.19.5**, que despejando y sustituyendo los datos adecuadamente se tiene:

$$h_f = \frac{\Delta P_{1-2}}{g \cdot \rho} = \frac{9.732{,}405\ Pa}{9{,}81 \frac{m}{s^2} \cdot 678{,}58\ \frac{kg}{m^3}} = 1{,}46\ m$$

4. Potencia hidráulica de la bomba (W)

Para calcular la potencia necesaria de la bomba (W), se utilizará la **Ecuación A.19.6,** en la que todos los datos son conocidos:

$$W = 30{,}42\ \ m \cdot 678{,}58\ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2} \cdot 1{,}34 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s} = 270{,}79\ W$$

Una vez que se ha calculado la potencia necesaria para que la bomba impulse el fluido hasta la altura indicada, se procederá al siguiente paso del procedimiento de diseño.

5. Determinación de la altura neta de succión positiva disponible

Para el cálculo de este concepto, ya explicado anteriormente en el procedimiento de diseño, se utilizará la **Ecuación A.19.7:**

$$NPSH_d = \frac{P_a - P_v}{\rho \cdot g} + \frac{v_a^2}{2 \cdot g} - h_{fa-e} + (z_a - z_e)$$

Los significados de todos éstos parámetros se indicaron anteriormente en el **Apartado 19.2.1.** A continuación, se procederá a exponer el valor para cada uno de ellos.

La presión en el punto de aspiración, P_a, presenta el mismo valor que la presión en el punto de succión $P_1 = P_a = 106.650{,}49\ \ Pa$. Se determina

por tanto de la misma manera, teniendo en cuenta la presión que ejerce la altura de líquido en el depósito acumulador AC-02.

De igual modo, la velocidad v_a, es la velocidad que lleva el fluido que circula por la corriente de succión (línea 43), la cual presenta un valor de $v_a = 0{,}38 \frac{m}{s}$.

El término $(z_a - z_e)$, es la diferencia de alturas entre el punto de succión y el eje de la bomba. Como se indico anteriormente, el punto de succión presenta una altura de 0,53 m, la cual corresponde con la tubería de salida del acumulador AC-02 hasta la altura del nivel del suelo. Se considerará que la altura de la entrada de la bomba $z_e = 0\, m$. Por tanto, se tiene:

$$(z_a - z_e) = 0{,}53 - 0 = 0{,}53\, m$$

Para el parámetro h_{fa-e} (pérdida de carga teniendo en cuenta la longitud de tubería y accesorios de la línea 43) se utilizará la **Ecuación A.19.5:**

$$\Delta P_{Línea\ 43} = h_{fa-e} \cdot \rho \cdot g$$

Despejando adecuadamente y sustituyendo los datos necesarios se tiene:

$$h_{fa-e} = \frac{\Delta P_{Línea\ 43}}{\rho \cdot g} = \frac{149{,}688\, Pa}{678{,}58\, \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2}} = 0{,}0225\, m$$

El único parámetro de la **Ecuación A.19.7** que se desconoce es la presión de vapor del líquido que se quiere impulsar (P_v). Este dato, se obtiene del simulador Chemcad a la temperatura de salida de la corriente del segundo acumulador AC-02 (26ºC):

$$P_v = 84.312{,}5\ Pa$$

Una vez conocidos todos los datos, se sustituyen en la **Ecuación A.19.7** para obtener una carga neta de succión positiva disponible ($NPSH_d$) con un valor de:

$$NPSH_d = \frac{(106.650{,}49\ - 84.312{,}5)Pa}{678{,}58\ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2}} + \frac{\left(0{,}38 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2}} - 0{,}0225 + 0{,}53\ m = 4{,}1\ m$$

6. 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 modelo comercial que se elige con tal fin es el Bell & Gossett serie 1531. Esta bomba, está adaptada para trabajar con un motor de 1.750 rpm.

La curva característica del fabricante (véase **Figura A.21.11** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera) indica que la altura de succión positiva requerida, NPSHr, para este modelo y un caudal de trabajo de 4,81 m^3/h es de 1,5 m.

7. 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.

$$NPSH_d = 4{,}1\ m > NPSH_r = 1{,}5\ m$$

19.3.5-Bomba B-05

La bomba B-05, está situada en la corriente 54, tras la salida del depósito acumulador (AC-03). Tiene como objetivo impulsar la corriente proveniente del calderín (RE-02) una vez mezclada con n-hexano en el acumulador AC-03, hasta el plato de alimentación de la última columna de purificación CR-03. Para el desarrollo de diseño de la bomba B-05 se necesitan los siguientes datos:

- $g = 9{,}81 \frac{m}{s^2}$
- $\rho = 749{,}42\ \frac{kg}{m^3}$
- $\Delta P_{Línea\ 54} = 149{,}688\ Pa\ (tubería\ y\ accesorios)$
- $\Delta P_{Línea\ 55} = 4.270{,}519\ Pa\ (tubería\ y\ accesorios)$
- $\Delta P_{Línea\ 56} = 12.617{,}915\ Pa\ (tubería\ y\ accesorios)$
- $Q = 5{,}11 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s}$

Para realizar el diseño, se llevará a cabo el procedimiento explicado anteriormente en el **Apartado 19.2.1.** Los pasos a seguir se desarrollan a continuación:

1. <u>Selección de tipo de bombas</u>

De forma análoga a la seguida para las anteriores bombas de la línea de producción, el tipo de bomba a emplear se selecciona gráficamente por medio de la **Figura A.19.1** del Anexo actual.

La bomba de impulsión B-05 cuenta con una altura útil de 22,26 metros, (73,03 pies), y un caudal de 0,00511 m^3/s (67,44 gal/min).

El cálculo de la carga útil se recoge en el punto 2 del presente desarrollo. Con la ayuda de la **Figura A.19.1** del presente Anexo, se determina como se comento anteriormente que la bomba que se utilizará será bomba centrífuga.

2. Altura útil de la bomba (H)

La expresión que permite su cálculo se obtiene de la Ecuación de Bernouilli, **Ecuación A.19.1.**

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + (z_2 - z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + h_f$$

El punto de succión considerado es la tubería de aspiración a la salida del depósito de acumulación AC-03 (línea 54), mientras que el punto de descarga es el plato de alimentación de la última columna rectificación CR-03.

La altura de aspiración tiene un valor de $z_1 = 0{,}76\, m$ que se corresponde con la tubería de salida del acumulador AC-03 hasta la altura del nivel del suelo, mientras que la tubería ascendente a la alimentación de la columna CR-03 es $z_2 = 21{,}75\, m$, que corresponde con la altura desde el suelo teniendo en cuenta el número de platos de la zona de agotamiento de la columna CR-03, altura de la faldilla inferior, silleta y fondo inferior.

La presión en el punto de succión presenta un valor un poco superior a la presión atmosférica, $P_1 = 109.706{,}064\, Pa$, está considerada teniendo en cuenta la ganancia de presión que tiene el liquido considerando la altura de éste en el depósito de acumulación AC-03, mientras que la presión de

descarga, es aquella a la que se necesita que el fluido entre en columna, $P_2 = 101.325\ Pa$.

La velocidad en el punto de succión v_1 se corresponde con la de circulación del fluido a través de la línea 54, y la de descarga v_2 es análoga a la de circulación del fluido a través de la línea 55 (véase Anexo 18 del Presente Proyecto Fin de Carrera).

El valor de la pérdida de carga es $h_f = 2{,}32\ m$. Como se explicó anteriormente, es la pérdida de carga que producen los accesorios y la longitud de tubería. Este cálculo se recoge en el punto 3 del presente desarrollo.

Sustituyendo todos los valores conocidos en la **Ecuación A.19.1** se obtiene una altura útil de la bomba que presenta un valor de:

$$H = \frac{(101.325 - 109.706{,}064\ )Pa}{749{,}42\frac{kg}{m^3}\cdot 9{,}81\frac{m}{s^2}} + (21{,}75 - 0{,}76)m + \frac{(1{,}453^2 - 0{,}556^2)\frac{m^2}{s^2}}{2\cdot 9{,}81\frac{m}{s^2}} + 2{,}32\ m = 22{,}26\ m$$

3. <u>Determinación de la pérdida de carga (h_f)</u>

La bomba de impulsión B-05 se encuentra situada en la conducción 54. Esta línea comprende la determinación de las pérdidas de carga desde la tubería de descarga del acumulador AC-03, punto de impulsión, hasta la alimentación en la columna CR-03, punto de descarga (línea 55).

Para determinar este parámetro se aplicará la **Ecuación A.19.2**:

$$\Delta P_{1-2} = \Delta P_{54-56} = (149{,}688 + 4.270{,}519 + 12.617{,}915)Pa$$
$$= 17.038{,}12\ Pa$$

Una vez que se tiene el valor de la pérdida de carga de la línea 54,55 y 56 (sólo considerando los accesorios y longitud de tuberías como se indicó anteriormente), se utiliza la **Ecuación A.19.5**, que despejando y sustituyendo los datos adecuadamente se tiene:

$$h_f = \frac{\Delta P_{1-2}}{g \cdot \rho} = \frac{17.038{,}12\ \ Pa}{9{,}81 \frac{m}{s^2} \cdot 749{,}42\ \frac{kg}{m^3}} = 2{,}32\ m$$

4. Potencia hidráulica de la bomba (W)

Para calcular la potencia necesaria de la bomba (W), se utilizará la **Ecuación A.19.6,** en la que todos los datos son conocidos:

$$W = 22{,}26\ \ m \cdot 749{,}42\ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2} \cdot 5{,}11 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s} = 836{,}47\ W$$

Una vez que se ha calculado la potencia necesaria para que la bomba impulse el fluido hasta la altura indicada, se procederá al siguiente paso del procedimiento de diseño.

5. Determinación de la altura neta de succión positiva disponible

Para el cálculo de este concepto, ya explicado anteriormente en el procedimiento de diseño, se utilizará la **Ecuación A.19.7:**

$$NPSH_d = \frac{P_a - P_v}{\rho \cdot g} + \frac{v_a^2}{2 \cdot g} - h_{fa-e} + (z_a - z_e)$$

Los significados de todos éstos parámetros se indicaron anteriormente en el **Apartado 19.2.1.** A continuación, se procederá a exponer el valor para cada uno de ellos.

La presión en el punto de aspiración, P_a, presenta el mismo valor que la presión en el punto de succión $P_1 = P_a = 109.706{,}064\ Pa$. Se determina por tanto de la misma manera, teniendo en cuenta la presión que ejerce la altura de líquido en el depósito acumulador AC-03.

De igual modo, la velocidad v_a, es la velocidad que lleva el fluido que circula por la corriente de succión (línea 54), la cual presenta un valor de $v_a = 0{,}556 \frac{m}{s}$.

El término $(z_a - z_e)$, es la diferencia de alturas entre el punto de succión y el eje de la bomba. Como se indico anteriormente, el punto de succión presenta una altura de 0,76 m, la cual corresponde con la tubería de salida del acumulador AC-03 hasta la altura del nivel del suelo. Se considerará que la altura de la entrada de la bomba $z_e = 0\ m$. Por tanto, se tiene:

$$(z_a - z_e) = 0{,}76 - 0 = 0{,}76\ m$$

Para el parámetro h_{fa-e} (pérdida de carga teniendo en cuenta la longitud de tubería y accesorios de la línea 54) se utilizará la **Ecuación A.19.5:**

$$\Delta P_{Línea\ 54} = h_{fa-e} \cdot \rho \cdot g$$

Despejando adecuadamente y sustituyendo los datos necesarios se tiene:

$$h_{fa-e} = \frac{\Delta P_{Línea\ 54}}{\rho \cdot g} = \frac{149{,}688\ Pa}{749{,}42\ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2}} = 0{,}0204\ m$$

El único parámetro de la **Ecuación A.19.7** que se desconoce es la presión de vapor del líquido que se quiere impulsar (P_v). Este dato, se obtiene del simulador Chemcad a la temperatura de salida de la corriente del tercer acumulador AC-03 (64,3ºC).

$$P_v = 76.600{,}7\ Pa$$

Una vez conocidos todos los datos, se sustituyen en la **Ecuación A.19.7** para obtener una carga neta de succión positiva disponible ($NPSH_d$) con un valor de:

$$NPSH_d = \frac{(109.706{,}064 - 76.600{,}7)Pa}{749{,}42\ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2}} + \frac{\left(0{,}556 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2}} - 0{,}0204m + 0{,}76\ m = 5{,}3\ m$$

6. 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 modelo comercial que se elige con tal fin es el Bell & Gossett serie 80. Esta bomba, está adaptada para trabajar con un motor de 1.750 rpm.

La curva característica del fabricante (véase **Figura A.21.12** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera) indica que la altura de succión positiva requerida, NPSHr, para este modelo y un caudal de trabajo de 18,40 m^3/h es de 3 m.

7. 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.

$$NPSH_d = 5{,}3\ m > NPSH_r = 3\ m$$

19.3.6-Bomba B-06

La bomba B-06, está situada en la corriente 59, tras la salida del depósito acumulador (AC-04). Tiene como objetivo impulsar la corriente líquida de reflujo hacia la cabeza de la columna CR-03. Para el desarrollo de diseño de la bomba B-06 se necesitan los siguientes datos:

- $g = 9{,}81 \frac{m}{s^2}$
- $\rho = 757{,}59\ \frac{kg}{m^3}$
- $\Delta P_{Línea\ 59} = 263{,}946\ Pa\ (tubería\ y\ accesorios)$
- $\Delta P_{Línea\ 60} = 14.602\ Pa\ (tubería\ y\ accesorios)$
- $Q = 4{,}85 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s}$

Para realizar el diseño, se llevará a cabo el procedimiento explicado anteriormente en el **Apartado 19.2.1.** Los pasos a seguir se desarrollan a continuación.

1. Selección de tipo de bombas

Como se indica con las anteriores bombas, el 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 B-06 cuenta con una altura útil de 37,28 metros, (122,31 pies), y un caudal de 0,00485 m^3/s (64,01 gal/min).

El cálculo de la carga útil se recoge en el punto 2 del presente desarrollo. Con la ayuda de la **Figura A.19.1** del presente Anexo, se determina como se comento anteriormente que la bomba que se utilizará será bomba centrífuga.

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. 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.

2. Altura útil de la bomba (H)

La expresión que permite su cálculo se obtiene de la Ecuación de Bernouilli, **Ecuación A.19.1.**

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + (z_2 - z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + h_f$$

El punto de succión considerado es la tubería de aspiración a la salida del depósito de acumulación AC-04 (línea 59), mientras que el punto de descarga es la cabeza de la columna de rectificación CR-03.

La altura de aspiración tiene un valor de $z_1 = 0{,}8\,m$ que se corresponde con la tubería de salida del acumulador AC-04 hasta la altura del nivel del suelo, mientras que la tubería de reflujo a la cabeza de columna CR-03 es $z_2 = 37{,}2\,m$, que corresponde con la altura desde el suelo teniendo en cuenta el número de platos de la columna CR-03, altura de las faldillas, silleta y fondo inferior y superior de la columna.

La presión en el punto de succión presenta un valor un poco superior a la presión atmosférica, $P_1 = 110.243{,}31\,Pa$, está considerada teniendo en cuenta la ganancia de presión que tiene el liquido considerando la altura de éste en el depósito de acumulación AC-04, mientras que la presión de descarga, es aquella a la que se necesita que el fluido entre en columna, $P_2 = 101.325\,Pa$.

La velocidad en el punto de succión v_1 se corresponde con la de circulación del fluido a través de la línea 59, y la de descarga v_2 es análoga a la de circulación del fluido a través de la línea 60 (véase Anexo 18 del Presente Proyecto Fin de Carrera).

El valor de la pérdida de carga es $h_f = 2\,m$. Como se explicó anteriormente, es la pérdida de carga que producen los accesorios y la longitud de tubería. Este cálculo se recoge en el punto 3 del presente desarrollo.

Sustituyendo todos los valores conocidos en la **Ecuación A.19.1** se obtiene una altura útil de la bomba que presenta un valor de:

$$H = \frac{(101.325 - 110.243{,}31\,)Pa}{757{,}59\,\frac{kg}{m^3}\cdot 9{,}81\,\frac{m}{s^2}} + (37{,}2 - 0{,}8)m + \frac{(1{,}378^2 - 0{,}527^2)\,\frac{m^2}{s^2}}{2\cdot 9{,}81\,\frac{m}{s^2}} + 2m = 37{,}28\,m$$

3. Determinación de la pérdida de carga (h_f)

La bomba de impulsión B-06 se encuentra situada en la conducción 59. Esta línea comprende la determinación de las pérdidas de carga desde la tubería de descarga del acumulador AC-04, punto de impulsión, hasta la entrada en la cabeza de columna CR-03, punto de descarga (línea 60).

Para determinar este parámetro se aplicará la **Ecuación A.19.2**:

$$\Delta P_{1-2} = \Delta P_{59-60} = (263{,}946 + 14.602)Pa = 14.865{,}95Pa$$

Una vez que se tiene el valor de la pérdida de carga de la línea 59 y 60 (sólo considerando los accesorios y longitud de tuberías como se indicó anteriormente), se utiliza la **Ecuación A.19.5**, que despejando y sustituyendo los datos adecuadamente se tiene:

$$h_f = \frac{\Delta P_{1-2}}{g \cdot \rho} = \frac{14.865{,}95Pa}{9{,}81\frac{m}{s^2} \cdot 757{,}59\ \frac{kg}{m^3}} = 2\ m$$

4. Potencia hidráulica de la bomba (W)

Para calcular la potencia necesaria de la bomba (W), se utilizará la **Ecuación A.19.6,** en la que todos los datos son conocidos:

$$W = 37{,}28\ m \cdot 757{,}59\ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81\frac{m}{s^2} \cdot 4{,}85 \cdot 10^{-3}\frac{m^3}{s} = 1.343{,}59\ W$$

Una vez que se ha calculado la potencia necesaria para que la bomba impulse el fluido hasta la altura indicada, se procederá al siguiente paso del procedimiento de diseño.

5. Determinación de la altura neta de succión positiva disponible

Para el cálculo de este concepto, ya explicado anteriormente en el procedimiento de diseño, se utilizará la **Ecuación A.19.7:**

$$NPSH_d = \frac{P_a - P_v}{\rho \cdot g} + \frac{v_a^2}{2 \cdot g} - h_{fa-e} + (z_a - z_e)$$

Los significados de todos éstos parámetros se indicaron anteriormente en el **Apartado 19.2.1.** A continuación, se procederá a exponer el valor para cada uno de ellos.

La presión en el punto de aspiración, P_a, presenta el mismo valor que la presión en el punto de succión $P_1 = P_a = 110.243{,}31 \ \ Pa$. Se determina por tanto de la misma manera, teniendo en cuenta la presión que ejerce la altura de líquido en el depósito acumulador AC-04.

De igual modo, la velocidad v_a, es la velocidad que lleva el fluido que circula por la corriente de succión (línea 59), la cual presenta un valor de $v_a = 0{,}527 \frac{m}{s}$.

El término $(z_a - z_e)$, es la diferencia de alturas entre el punto de succión y el eje de la bomba. Como se indico anteriormente, el punto de succión presenta una altura de 0,8 m, la cual corresponde con la tubería de salida del acumulador AC-04 hasta la altura del nivel del suelo. Se considerará que la altura de la entrada de la bomba $z_e = 0\ m$. Por tanto, se tiene:

$$(z_a - z_e) = 0{,}8 - 0 = 0{,}8\ m$$

Para el parámetro h_{fa-e} (pérdida de carga teniendo en cuenta la longitud de tubería y accesorios de la línea 59) se utilizará la **Ecuación A.19.5:**

$$\Delta P_{Línea\ 59} = h_{fa-e} \cdot \rho \cdot g$$

Despejando adecuadamente y sustituyendo los datos necesarios se tiene:

$$h_{fa-e} = \frac{\Delta P_{Línea\ 59}}{\rho \cdot g} = \frac{263{,}946\ Pa}{757{,}59\ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2}} = 0{,}0355\ m$$

El único parámetro de la **Ecuación A.19.7** que se desconoce es la presión de vapor del líquido que se quiere impulsar (P_v).

Este dato, se obtiene del simulador Chemcad a la temperatura de salida de la corriente del último acumulador AC-04 (40 ºC):

$$P_v = 17.556{,}04\ Pa$$

Una vez conocidos todos los datos, se sustituyen en la **Ecuación A.19.7** para obtener una carga neta de succión positiva disponible ($NPSH_d$) con un valor de:

$$NPSH_d = \frac{(110.243{,}31\ - 17.556{,}04)Pa}{757{,}59\ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2}} + \frac{\left(0{,}527 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2}} - 0{,}0355m + 0{,}8\ m = 13{,}3\ m$$

6. <u>Carga neta de succión positiva requerida</u>

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 modelo comercial que se elige con tal fin es el Bell & Gossett serie 80. Esta bomba, está adaptada para trabajar con un motor de 3500 rpm.

La curva característica del fabricante (véase **Figura A.21.10** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera) indica que la altura de succión positiva requerida, NPSHr, para este modelo y un caudal de trabajo de 17,46 m^3/h es de 3 m.

7. 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.

$$NPSH_d = 13{,}3\ m > NPSH_r = 3\ m$$

19.3.7-Bomba B-07

La bomba B-07, está situada en la corriente 65, tras la salida del intercambiador de calor (IC-05). Tiene como objetivo impulsar la corriente purificada de acrilonitrilo hasta el tanque de almacenamiento una vez enfriado en el intercambiador de calor (línea 66). Para el desarrollo de diseño de la bomba B-07 se necesitan los siguientes datos:

- $g = 9{,}81 \frac{m}{s^2}$
- $\rho = 738\ \frac{kg}{m^3}$

- $\Delta P_{Línea\ 65} = 234{,}972\ Pa\ (tubería\ y\ accesorios)$
- $\Delta P_{Línea\ 66} = 9.050{,}104\ Pa\ (tubería\ y\ accesorios)$
- $Q = 3{,}75 \cdot 10^{-3}\ \frac{m^3}{s}$

Para realizar el diseño, se llevará a cabo el procedimiento explicado anteriormente en el **Apartado 19.2.1.** Los pasos a seguir se desarrollan a continuación.

1. Selección de tipo de bombas

De forma análoga a la seguida para las anteriores bombas de la línea de producción, el tipo de bomba a emplear se selecciona gráficamente por medio de la **Figura A.19.1** del Anexo actual.

La bomba de impulsión B-07 cuenta con una altura útil de 3,09 metros, (10,14 pies), y un caudal de 0,00375 m^3/s (49,49 gal/min).

El cálculo de la carga útil se recoge en el punto 2 del presente desarrollo. Con la ayuda de la **Figura A.19.1** del presente Anexo, se determina como se comento anteriormente que la bomba que se utilizará será bomba centrífuga.

2. Altura útil de la bomba (H)

La expresión que permite su cálculo se obtiene de la Ecuación de Bernouilli, **Ecuación A.19.1.**

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + (z_2 - z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + h_f$$

El punto de succión considerado es la tubería de salida del intercambiador IC-05 (línea 65), mientras que el punto de descarga es el tanque de almacenamiento de acrilonitrilo (línea 66).

La altura de aspiración tiene un valor de $z_1 = 1\,m$ que se corresponde con la tubería de salida del intercambiador IC-05 hasta la altura del nivel del suelo, mientras que la tubería de almacenamiento del producto presenta una altura de $z_2 = 2\,m$, que corresponde con la altura desde el suelo teniendo en cuenta la altura de la faldilla, silleta y fondo inferior.

La presión en el punto de succión presenta un valor un poco inferior a la presión atmosférica, $P_1 = 95.800\,Pa$, está considerada teniendo en cuenta la pérdida de presión desde el calderín RE-03 hasta la salida del IC-05, mientras que la presión de descarga, es aquella a la que se necesita que el fluido entre en tanque de almacenamiento, $P_2 = 101.325\,Pa$.

La velocidad en el punto de succión v_1 se corresponde con la de circulación del fluido a través de la línea 65, y la de descarga v_2 es análoga a la de circulación del fluido a través de la línea 66 (véase Anexo 18 del Presente Proyecto Fin de Carrera).

El valor de la pérdida de carga es $h_f = 1{,}28\,m$. Como se explicó anteriormente, es la pérdida de carga que producen los accesorios y la longitud de tubería. Este cálculo se recoge en el punto 3 del presente desarrollo.

Sustituyendo todos los valores conocidos en la **Ecuación A.19.1** se obtiene una altura útil de la bomba que presenta un valor de:

$$H = \frac{(101.325 - 95.800\,)Pa}{738\frac{kg}{m^3}\cdot 9{,}81\frac{m}{s^2}} + (2-1)m + \frac{(1{,}065^2 - 0{,}523^2)\frac{m^2}{s^2}}{2\cdot 9{,}81\frac{m}{s^2}} + 1{,}28m = 3{,}09\ m$$

3. Determinación de la pérdida de carga (h_f)

La bomba de impulsión B-07 se encuentra situada en la conducción 65. Esta línea comprende la determinación de las pérdidas de carga desde la salida del intercambiador IC-05, punto de impulsión, hasta la entrada en el tanque de almacenamiento, punto de descarga (línea 66).

Para determinar este parámetro se aplicará la **Ecuación A.19.2.**

$$\Delta P_{1-2} = \Delta P_{65-66} = (234{,}972 + 9.050{,}104)Pa = 9.285{,}08Pa$$

Una vez que se tiene el valor de la pérdida de carga de la línea 65 y 66 (sólo considerando los accesorios y longitud de tuberías como se indicó anteriormente), se utiliza la **Ecuación A.19.5**, que despejando y sustituyendo los datos adecuadamente se tiene:

$$h_f = \frac{\Delta P_{1-2}}{g\cdot\rho} = \frac{9.285{,}08Pa}{9{,}81\frac{m}{s^2}\cdot 738\ \frac{kg}{m^3}} = 1{,}28\ m$$

4. Potencia hidráulica de la bomba (W)

Para calcular la potencia necesaria de la bomba (W), se utilizará la **Ecuación A.19.6,** en la que todos los datos son conocidos:

$$W = 3{,}09\ \ m\cdot 738\ \ \frac{kg}{m^3}\cdot 9{,}81\frac{m}{s^2}\cdot 3{,}75\cdot 10^{-3}\frac{m^3}{s} = 83{,}80\ W$$

Una vez que se ha calculado la potencia necesaria para que la bomba impulse el fluido hasta la altura indicada, se procederá al siguiente paso del procedimiento de diseño.

5. Determinación de la altura neta de succión positiva disponible

Para el cálculo de este concepto, ya explicado anteriormente en el procedimiento de diseño, se utilizará la **Ecuación A.19.7:**

$$NPSH_d = \frac{P_a - P_v}{\rho \cdot g} + \frac{v_a^2}{2 \cdot g} - h_{fa-e} + (z_a - z_e)$$

Los significados de todos éstos parámetros se indicaron anteriormente en el **Apartado 19.2.1.** A continuación, se procederá a exponer el valor para cada uno de ellos.

La presión en el punto de aspiración, P_a, presenta el mismo valor que la presión en el punto de succión $P_1 = P_a = 95.800 Pa$. Se determina por tanto de la misma manera.

De igual modo, la velocidad v_a, es la velocidad que lleva el fluido que circula por la corriente de succión (línea 65), la cual presenta un valor de $v_a = 0{,}523 \frac{m}{s}$.

El término $(z_a - z_e)$, es la diferencia de alturas entre el punto de succión y el eje de la bomba. Como se indico anteriormente, el punto de succión presenta una altura de 1m, la cual corresponde con la tubería de salida del intercambiador IC-05 hasta la altura del nivel del suelo. Se considerará que la altura de la entrada de la bomba $z_e = 0\, m$. Por tanto, se tiene:

$$(z_a - z_e) = 1 - 0 = 1\, m$$

Para el parámetro h_{fa-e} (pérdida de carga teniendo en cuenta la longitud de tubería y accesorios de la línea 65) se utilizará la **Ecuación A.19.5:**

$$\Delta P_{Línea\ 65} = h_{fa-e} \cdot \rho \cdot g$$

Despejando adecuadamente y sustituyendo los datos necesarios se tiene:

$$h_{fa-e} = \frac{\Delta P_{Línea\ 65}}{\rho \cdot g} = \frac{234{,}972\ Pa}{738\ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2}} = 0{,}0324\ m$$

El único parámetro de la **Ecuación A.19.7** que se desconoce es la presión de vapor del líquido que se quiere impulsar (P_v). Este dato, se obtiene del simulador Chemcad a la temperatura de salida del intercambiador IC-05 (30ºC):

$$P_v = 17.880\ Pa$$

Una vez conocidos todos los datos, se sustituyen en la **Ecuación A.19.7** para obtener una carga neta de succión positiva disponible ($NPSH_d$) con un valor de:

$$NPSH_d = \frac{(95.800 - 17.880)Pa}{738\ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2}} + \frac{\left(0{,}523 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2}} - 0{,}0324m + 1m$$
$$= 11{,}7\ m$$

6. <u>Carga neta de succión positiva requerida</u>

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 modelo comercial que se elige con tal fin es el Bell & Gossett serie 60. Esta bomba, está adaptada para trabajar con un motor de 1.750 rpm.

La curva característica del fabricante (véase **Figura A.21.13** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera) indica que la altura de succión positiva requerida, NPSHr, para este modelo y un caudal de trabajo de 13,49 m^3/h es de 2 m.

7. 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.

$$NPSH_d = 11{,}7\ m > NPSH_r = 2\ m$$

ANEXO 20:
DISEÑO DE LOS DEPÓSITOS DE ACUMULACIÓN

20.1.-Introducción

Las bombas del proceso, necesitan de un depósito acumulador que permita regular en todo momento el caudal de trabajo de las mismas. Estos depósitos, por tanto, ayudan a mantener un caudal constante, puesto que no es recomendable forzarlas a trabajar con un caudal de líquido inferior al establecido.

Otro de los objetivos de los depósitos de acumulación, es mantener una seguridad, es decir, que ante cualquier incidente ocurrido en las instalaciones anteriores a la bomba, se impida que ésta no disponga de caudal de líquido con el cuál trabajar y de este modo, evitar que 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.

Los depósitos acumuladores, son conocidos comúnmente con el nombre de botellón. Se diseñarán 4 depósitos en toda la línea de proceso, 3 acompañarán a las columnas de rectificación y estarán situadas después de los condensadores de éstas, para tener la total seguridad de que las bombas posteriores dispongan de caudal suficiente.

El último de los depósitos, se situará antes de la entrada a la última columna de rectificación. A este depósito de acumulación, le llegan 2 corrientes, una procedente de las colas de la segunda columna de rectificación, CR-02, y otra corriente de 25 kmol/h de n-hexano.

20.2.-Diseño del depósito de acumulación de la columna CR-01

Como se ha comentado anteriormente, este depósito se sitúa tras el condensador de la columna CR-01. De este depósito, salen 2 corrientes, una se recirculará a la columna CR-01, y la otra se dirigirá al siguiente equipo del proceso, ambas impulsadas por sus respectivas bombas.

20.2.1-Determinación del volumen del depósito acumulador

El acumulador no es más que un depósito cilíndrico al cual se retorna un 10% del caudal de salida del mismo.

Los datos de los caudales que salen del depósito de acumulación son:

- $Q = 16{,}36 \frac{m^3}{h}$ $(Al\ siguiente\ equipo)$
- $Q = 13{,}76 \frac{m^3}{h}$ $(A\ la\ columna)$

La suma de estos dos caudales, nos dará el caudal total de salida en el depósito de acumulación:

$$Q_{TOTAL} = 30{,}13\ \frac{m^3}{h} = 132{,}48\ gpm$$

Por lo tanto, el caudal de recirculación al depósito será:

$$Q_{rec} = 0{,}1 \cdot 30{,}13\ \frac{m^3}{h} = 3{,}013 \frac{m^3}{h} = 13{,}25\ gpm$$

Conocido el caudal que retorna al acumulador, es posible conocer el volumen del depósito mediante la siguiente expresión:

$$V_d = 2 \cdot F_4 (F_1 + F_2) \cdot (L + F_3 \cdot D) \qquad [A.20.1]$$

Donde:
- V_d Volumen del depósito acumulador, m^3.
- F_1 y F_2 Parámetros que dependen del tipo de control al que se somete el acumulador, min.
- F_3 Parámetro que depende de las características de operación.
- F_4 Parámetro dependiente del lugar donde se realiza el control.
- D Caudal que se recircula, gpm.
- L Volumen dirigido al siguiente equipo, 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.

El factor F_2, factor de operación, se considera para un control en condiciones normales de operación.

Tabla A.20.1
Valor de los factores F_1 y F_2 **(**Stanley, M. Walas)

Tiempo de reacción para acumuladores de reflujo (minutos)					
Operación	**Factor instrumento (F_1)**		**Factor de operación (F_2)**		
	Con alarma	**Sin alarma**	**bueno**	**normal**	**malo**
FC (Flow control)	0,5	1	2	3	4
LC (Level control)	1	1,5	2	3	4
TC (Temperatura control)	1,5	2	2	3	4

Los valores para estos parámetros toman el valor de:

- $F_1 = 1\ min$
- $F_2 = 3\ min$

El factor F_3, considerado para un control en condiciones normales de operación, se recoge en la siguiente tabla.

Tabla A.20.2
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_3, se considera para un control normal y toma el valor de:

- $F_3 = 3\ min$

El último valor que se requiere para la utilización de la **Ecuación A.20.1** es el factor F_4, que se toma considerando que el equipo está provisto de un registrador de nivel en panel, por tanto, como se indica en la siguiente tabla tiene un valor de $F_4 = 1{,}5\ min$

Tabla A.20.3
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.20.1** se tiene:

$$V_d = 2 \cdot 1{,}5(1+3)min \cdot (132{,}48 + 3 \cdot 13{,}25)\frac{gal}{min}$$

$$V_d = 2066{,}75\ gpm = 7{,}83\ m^3$$

20.2.2-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:

$$V_d = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot L \qquad [A.20.2]$$

En la expresión anterior, solo se tiene en cuenta el volumen de la cubierta (cilindro), es decir, sin considerar el volumen de los fondos inferior y superior.

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.20.4
Relaciones de diseño **(**Perry, 2001)

P (psi) **P (bar)**	0-250 0-15	250-500 15-30	> 500 > 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 tiene:

$$V_d = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot 3 \cdot D \qquad [A.20.3]$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_d}{3 \cdot \pi}} \qquad [A.20.4]$$

Sustituyendo los datos en la **Ecuación A.20.4** se obtiene:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 7{,}83\ m^3}{3 \cdot \pi}} = 1{,}490\ m = 58{,}66 in$$

$$L = 3 \cdot D = 3 \cdot 1{,}490 = 4{,}48\, m = 14{,}7\, ft$$

20.2.3-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 los 4 depósitos acumuladores que se diseñaran en el presente Proyecto Fin de Carrera se realizarán los cálculos para obtener las

principales dimensiones del cuerpo central y fondos, así como las faldillas que forman parte de estos últimos.

20.2.3.1-*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:

$$t_{mín} = 2{,}5 + C \qquad [A.\,20.5]$$

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.21.15** del Anexo 21). Por tanto:

$$C = 0{,}005\,\frac{in}{año} \cdot 10\ año = 0{,}05\ in = 1{,}27\ mm$$

Por lo tanto, el espesor mínimo según el Código ASME VIII-Div.1 será:

$$t_{(mm)mín} = 2{,}5 + 1{,}27 = 3{,}77\ mm$$

Para el caso que nos ocupa, el material utilizado será acero inoxidable para los 4 depósitos acumuladores, debido a la presencia del compuesto HCN (Ácido cianhídrico). Por lo tanto, para el caso de que el material empleado sea acero inoxidable el espesor mínimo será:

$$t_{(mm)mín} = 3mm = 0{,}118\ in \qquad [A.\,20.6]$$

El mayor de estos dos espesores será considerado el espesor mínimo para los acumuladores de reflujo que se diseñarán a continuación. Por tanto:

$$t_{mín\ (mm)} = 3{,}77mm = 0{,}148in$$

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 anteriormente.

Tabla A.20.5
Tensiones a las que está sometido el equipo **(**Megyesy E.F., 2001)

	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		**TENSIONES LONGITUDINALES**	
CARGA	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**
Peso				X
Viento			X	X
Seísmo			X	X
Presión interior	X		X	
Presión exterior				

Debido a que ejercen una mayor influencia, sólo se tendrán en cuenta las tensiones ejercidas por la presión interna y el viento, el resto serán despreciadas. Posteriormente se selecciona un espesor de entre los espesores comerciales, tomando entonces un margen de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo.

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:

$$t_{circ} = \frac{(P \cdot R)}{(S \cdot E - 0{,}6 \cdot P)} \qquad [A.20.7]$$

Donde:

P	Presión de diseño, psi.
t_{circ}	Espesor de la cubierta debido a tensiones circunferenciales, in.
R	Radio interno de cubierta, in.
S	Tensión máxima admisible del material, psi.
E	Eficiencia de la soldadura.

- Presión de diseño:

La presión de diseño, será la mayor de 2 valores:

- 30 psi
- 10% mayor a la presión de operación

Para el caso que se trata, el valor de la presión de diseño será 30 psi, ya que la otra opción (16,17 psi es el 10% de 1 atm).

- Temperatura de diseño:

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:

$$T_D(℃) = T_{máx\ operaci\ ón} + 20 \qquad [A.20.8]$$

Para el primer depósito de acumulación, la temperatura de operación es 62,8 ºC. Por lo tanto:

$$T_D(℃) = 62{,}8 + 20 = 82{,}8\ ℃ = 181{,}04\ °F$$

- Eficiencia de soldadura (E):

Según la tabla UW-12 (véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21) 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(AISI 316L) a una temperatura ligeramente superior a la de trabajo e igual a 200ºF tiene un valor de 16.700 psi (véase **Tabla A.21.6** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera).

Conocidas todas las variables de la **Ecuación A.20.7** se tiene:

$$t_{circ} = \frac{(30\ psi \cdot 29{,}38\ in)}{(16.700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30\ psi)} = 0{,}0622\ in$$

Tensiones longitudinales

Para determinar el espesor debido a las tensiones longitudinales se recurre a la siguiente expresión:

$$t_{long} = \frac{(P \cdot R)}{(2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P)} \qquad [A.20.9]$$

En esta relación las unidades de las variables son idénticas a las empleadas en la expresión anterior, por lo que se tiene:

$$t_{long} = \frac{(30\ psi \cdot 29{,}38\ in)}{(2 \cdot 16700\ psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi)} = 0{,}0310\ in$$

Al mayor de los espesores calculados debido a la presión interna (tensión circunferencial y longitudinal), se le añade el parámetro de corrosión (C) para obtener un valor de:

$$t_{circ} = 0{,}0622\ in + 0{,}05\ in = 0{,}1122\ in$$

Tensiones debidas a la carga de 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.

En las condiciones más desfavorables el viento puede alcanzar una velocidad de hasta 180 km/h. Debido a que el diseño de la línea de proceso se aborda en las condiciones más desfavorables, 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:

$$P_w = q_s \cdot C_q \cdot C_e \qquad [A.20.10]$$

Donde:
- P_w Presión del viento, $\frac{lb}{ft^2}$
- q_s Presión de estancamiento del viento a 30 ft, $\frac{lb}{ft^2}$
- C_q Coeficiente de presión llamado factor de forma.
- C_e 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 $v_{viento} = 180\frac{km}{h} = 112{,}44\frac{millas}{h}$, se tiene un valor de $q_s = 32{,}44\frac{lb}{ft^2}$ (véase **Tabla A.21.12** del Anexo 21).

Para una configuración de recipiente cilíndrico al cual se encuentra conectado algún otro equipo $C_q = 0{,}9$ (véase **Tabla A.21.13** del Anexo 21).

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 A.21.14** del Anexo 21 del presente Proyecto).

Según la **Tabla A.21.14** del Anexo 21, para una exposición severa tipo C y $H_{total} = 21{,}4226\ ft$ el parámetro presenta un valor de $C_e = 1{,}3$.

Sustituyendo los valores de estos parámetros en la **Ecuación A.20.10,** se determina la presión del viento con un valor de:

$$P_w = 32{,}44\frac{lb}{ft^2} \cdot 0{,}9 \cdot 1{,}3 = 37{,}95\frac{lb}{ft^2}$$

Determinada la presión de diseño del viento, es necesario calcular el momento debido al viento en la posición analizada de acuerdo con la relación:

$$M_T = M - h_T \cdot (V - 0{,}5 \cdot P_w D_0 h_T) \qquad [A.20.11]$$

Donde: M_T Momento debido a la altura h_T, ft · lb.

M Momento máximo en la base, ft · lb.

h_T Distancia desde el suelo hasta la terminación de la silleta, ft.

V Fuerza cortante total, lb.

P_W Presión de diseño del viento, $\frac{lb}{ft^2}$

D_0 Diámetro exterior del recipiente, ft.

Para el cálculo de los parámetros M y V se utilizarán las siguientes expresiones:

$$M = P_w \cdot D_0 \cdot H \cdot h_1 \qquad [A.20.12]$$

$$V = P_w \cdot D_0 \cdot H \qquad [A.20.13]$$

$$h_1 = \frac{H}{2} \qquad [A.20.14]$$

Donde: H Altura total del recipiente, ft.

h_1 Brazo de palanca, ft.

La altura total del recipiente, se calcula considerando varios parámetros:

- Altura del cuerpo central
- Altura de la silleta
- Altura de los fondos inferior y superior
- Altura de las faldillas inferior y superior

La altura de la silleta toma un valor de 4,921 *ft.* La altura de la faldilla y fondo superior se recogen en el **Apartado 20.2.3.2,** mientras que la altura de la faldilla y fondo inferior se calculan en el **Apartado 20.2.3.3** del presente Anexo.

Para el cálculo de la tensión debida a la carga de viento, se tomará un diámetro exterior (D_0) que se calculará a través de la siguiente expresión:

$$D_0 = D_i + 2 \cdot t \qquad [A.20.15]$$

El espesor que se utilizará para la **Ecuación A.20.15** será el mínimo exigido por el Código ASME como se mostró al principio de este Apartado, $t = 3{,}77mm = 0{,}148in$. Hasta el momento es el mayor de los espesores calculados (a partir de las tensiones circunferenciales y longitudinales derivadas de la presión interna). Sustituyendo en la **Ecuación A.20.15** se obtiene un D_0 que toma un valor de:

$$D_0 = 1{,}490m + 2 \cdot 3{,}77 \cdot 10^{-3}m = 1{,}498m$$

$$D_0 = 1{,}498m = 4{,}920ft = 59{,}04in$$

Se considerará también que la altura h_T de la **Ecuación A.20.11** tiene un valor equivalente a la altura de la silleta $h_T = h_{silleta} = 4{,}921\ ft$.

Sustituyendo todos los valores en las **Ecuaciones A.20.14, A.20.12, A.20.13** y **A.20.11** se obtienen los siguientes valores:

$$h_1 = \frac{21{,}4226\ ft}{2} = 10{,}7113\ ft$$

$$M = 37{,}95\frac{lb}{ft^2} \cdot 4{,}920ft \cdot 21{,}4226\ ft \cdot 10{,}7113\ ft = 42849{,}75\ lb \cdot ft$$

$$V = 37{,}95\frac{lb}{ft^2} \cdot 4{,}920ft \cdot 21{,}4226\ ft = 4000{,}42\ lb$$

$$M_T = 42849{,}75\ lb \cdot ft - 4{,}921\ ft \cdot \left(4000{,}42\ lb - 0{,}5 \cdot 37{,}95\ \frac{lb}{ft^2} \cdot 4{,}920\ ft \cdot 4{,}921\ ft\right) = 25424{,}71\ lb \cdot ft$$

Determinados todos estos parámetros es posible calcular el espesor debido a la carga por viento gracias a la expresión:

$$t_v = \frac{12 \cdot M_T}{R^2 \cdot \pi \cdot S \cdot E} \qquad [A.20.16]$$

Donde:
- t_v Espesor debido a la carga de viento, in.
- M_T Momento máximo en la base, lb · ft.
- R Radio medio del recipiente, in.
- S Tensión máxima admisible del material, psi.
- E Eficiencia de soldadura.

Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.20.16,** se tiene un espesor debido a la carga de viento:

$$t_v = \frac{12 \cdot 25424{,}71\ lb \cdot ft}{\left(\frac{59{,}04\ in}{2}\right)^2 \cdot \pi \cdot 16700\ psi \cdot 0{,}85} = 0{,}00785\ in$$

Si se le añade el parámetro de corrosión (C), se obtiene un espesor debido a la carga de viento de:

$$t_v = 0{,}00785\ in + 0{,}05\ in = 0{,}05785\ in$$

Como se puede comprobar, ni el espesor debido a la presión interna ni a la carga de viento, son mayores que el espesor supuesto por norma. De

esta forma, el espesor final para el cuerpo cilíndrico del primer acumulador es el exigido por norma:

$$t_{cubie\,rta} = 0{,}148\ in$$

20.2.3.2-*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:

$$L = D_i \qquad [A.20.17]$$

$$r = 0{,}06 \cdot L \qquad [A.20.18]$$

$$h = 0{,}169 \cdot D_i \qquad [A.20.19]$$

Donde:
- *Di* Diámetro interior de la cubierta, m.
- *L* Radio interior de la curvatura de la cubierta, m.
- *r* Radio interior del abombado, m.
- *h* Altura de la cúpula, m.

Sustituyendo en la **Ecuaciones A.20.17**, **A.20.18** y **A.20.19,** se obtienen los siguientes valores para estos parámetros:

$$L = 1{,}490\ m = 58{,}66\ in$$

$$r = 0{,}06 \cdot 1{,}490\ m = 0{,}0894\ m = 3{,}52\ in$$

$$h = 0{,}169 \cdot 1{,}490\ m = 0{,}2518\ m = 0{,}82594\ ft$$

Determinadas estas dimensiones características de la cúpula es posible conocer el área y el volumen de la misma recurriendo a las siguientes expresiones:

$$S = 0{,}931 \cdot D_0^2 \qquad [A.20.20]$$

$$V = 0{,}08089 \cdot D_i^3 \qquad [A.20.21]$$

Donde: S Área de la cúpula, m^2.
V Volumen de la cúpula, m^3.
D_i Diámetro interior del cuerpo central, m.
D_0 Diámetro exterior del cuerpo central, m.

Para el D_0 se conoce, como se explicó en el **Apartado 20.2.3.1** que los espesores mínimos calculados con las tensiones no serán superiores a 3,77 mm (mínimo del código ASME). Por tanto, el diámetro exterior de la cubierta toma el valor de: $D_0 = 1{,}498\, m$ (**Ecuación A.20.15**).

Sustituyendo en las **Ecuaciones A.20.20** y **A.20.21** se tiene:

$$S = 0{,}931 \cdot 1{,}498^2 = 2{,}088\, m^2$$
$$V = 0{,}08089 \cdot 1{,}490^3 = 0{,}2676\ m^3$$

Determinadas estas variables el espesor correspondiente a una cabeza toriesférica se halla por medio de la relación:

$$t_{cabeza} = \frac{(M \cdot P \cdot L)}{(2 \cdot S \cdot E - 0{,}2 \cdot P)} \qquad [A.20.22]$$

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left(3 + \sqrt{\frac{L}{r}}\right) \qquad [A.20.23]$$

Donde:
- t_{cabeza} Espesor de la cabeza, in.
- P Presión de diseño, psi.
- L Radio interior de la curvatura, in.
- S Tensión máxima admisible del material, psi.
- E Eficiencia de soldadura.
- r Radio interior del abombado, in.

Conocido el valor de todas las variables que intervienen en las **Ecuaciones A.20.22** y **A.20.23** se tiene:

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left(3 + \sqrt{\frac{58{,}66\ in}{3{,}52\ in}} \right) = 1{,}77$$

$$t_{cabeza} = \frac{(1{,}77 \cdot 30\ psi \cdot 58{,}66\ in)}{(2 \cdot 16700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}2 \cdot 30\ psi)} = 0{,}1098\ in$$

Teniendo en cuenta el margen de corrosión, finalmente el espesor del fondo superior queda:

$$t_{cabeza} = 0{,}1098\ in + 0{,}05\ in = 0{,}1598\ in$$

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 presión interna del recipiente.

Tensiones circunferenciales

Se determinan por medio de la ya conocida expresión:

$$t_{circ} = \frac{(P \cdot R)}{(S \cdot E - 0{,}6 \cdot P)} \qquad [A.20.24]$$

Los valores que intervienen en la ecuación son los mismos que los empleados en el cálculo de la cubierta por lo que:

$$t_{circ} = \frac{(30\ psi \cdot 29{,}38\ in)}{(16700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30\ psi)} = 0{,}0622\ in$$

Tensiones longitudinales

Se recurre a la siguiente expresión:

$$t_{long} = \frac{(P \cdot R)}{(2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P)} \qquad [A.20.25]$$

Sustituyendo de la misma forma los valores que en el caso del cuerpo central, se obtiene:

$$t_{long} = \frac{(30\ psi \cdot 29{,}38\ in)}{(2 \cdot 16700\ psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi)} = 0{,}0310\ in$$

Si se le suma al mayor de los espesores calculados a través de las tensiones, el margen de corrosión, se tiene:

$$t_{circ} = 0{,}0622\ in + 0{,}05\ in = 0{,}1122\ in$$

$$t_{faldilla} = 0{,}1122\ in = 2{,}85\ mm$$

Una vez que se conoce el espesor de la faldilla, se pasará a calcular la altura de ésta. La altura de la faldilla será la mayor de estos tres valores:

$$h = 0{,}3 \cdot \sqrt{D_e\, e_f} \qquad [A.20.26]$$

$$h \geq 3 \cdot e_f \qquad [A.20.27]$$

$$h \geq 25\ mm \qquad [A.20.28]$$

$$D_e = D_i + 2 \cdot t_{mín} \qquad [A.20.29]$$

Donde: h Altura de la faldilla, mm.
D_e Diámetro exterior de la faldilla, mm.
e_f Espesor de la faldilla, mm.
D_i Diámetro interior de la cúpula, mm.

Sustituyendo en la **Ecuaciones A.20.26, A.20.27, A.20.28** y **A.20.29** se obtiene:

$$D_e = 1490\ mm + 2 \cdot 2{,}85 = 1495{,}7\ mm$$

$$h = 0{,}3 \cdot \sqrt{1495{,}7 \cdot 2{,}85\ mm} = 19{,}58\ mm$$

$$h \geq 3 \cdot 2{,}85\ mm = 8{,}547\ mm$$

$$h \geq 25\ mm$$

De la sustitución en las anteriores ecuaciones se obtiene que la altura de faldilla es:

$$h_{faldilla} = 25mm = 0{,}98\ in = 0{,}082\ ft$$

20.2.3.3-*Determinación de las dimensiones del fondo inferior*

La selección del fondo inferior será la misma que para la superior anteriormente dimensionada, se trata de un fondo toriesférico, debido a las mismas razones que se expusieron en el apartado anterior.

También las dimensiones características se calculan de la misma manera, y además, su espesor, tendrá el mismo valor que para el fondo superior. Por lo tanto:

$$L = 1{,}490\ m = 58{,}66\ in$$

$$r = 0{,}0894\ m = 3{,}52\ in$$

$$h = 0{,}2518\ m = 0{,}82594\ ft$$

$$Volumen = 0{,}2676\ m^3$$

$$Área = 2{,}088\ m^2$$

También el espesor en el fondo inferior va a ser el mismo que en el superior, por lo que:

$$t_{cabeza} = 0{,}1598\ in$$

Para la faldilla, las dimensiones se realizarán de la misma manera que en el apartado anterior (***Dimensiones del fondo superior***). Los valores que resultan son los que se muestran a continuación:

$$t_{faldilla} = 0{,}1122\ in = 2{,}85\ mm$$

$$h_{faldilla} = 25mm = 0{,}98\ in = 0{,}082\ ft$$

20.2.3.4-*Dimensiones definitivas*

Al llevar a cabo el diseño de los tres componentes del primer acumulador, 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 acumulador con el mismo espesor de pared, que correspondería con el mayor de los tres obtenidos.

- Construir el acumulador 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 acumulador 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 acumulador con el espesor mayor que se corresponde con el de los fondos, es decir, 0,1598 in.

Una vez conocido este espesor para el primer acumulador, se seleccionará el espesor comercial inmediatamente superior, el cual toma un valor de:

$$t_{Acumulador} = \frac{3}{16} in = 0{,}1875\ in$$

Las dimensiones de la cúpula y del fondo ya se han determinado considerando este espesor, por lo que no es necesario recalcular las dimensiones características de los mismos.

A continuación, se tabulan las dimensiones definitivas de cada una de las partes que componen el acumulador:

Tabla A.20.6
Dimensiones finales del depósito acumulador AC-01

Dimensión	**Valor**
Espesor de la cubierta	0,00476 m
$D_{interno}$ cubierta	1,490 m
$D_{externo}$ cubierta	1,4995 m
Altura de la cubierta	4,48 m
Espesor de la cúpula	0,00476 m
Altura de la cúpula	0,2518 m
Radio interior de curvatura	1,490 m
Radio interior del abombado	0,0894 m
$D_{externo}$ cúpula	1,4995 m
Espesor del fondo	0,00476 m
Altura del fondo	0,2518 m
$D_{externo}$ fondo	1,4995 m
Radio interior curvatura	1,490 m
Radio interior del abombado	0,0894 m

20.3.-Diseño del depósito de acumulación de la columna CR-02

Al igual que en el primer acumulador, este depósito se sitúa tras el condensador de la columna CR-02. De este depósito, salen 2 corrientes, una se recirculará a la columna CR-02 (reflujo), y la otra dirigirá el ácido cianhídrico purificado al tanque de almacenamiento. Ambas corrientes, impulsadas por sus respectivas bombas.

20.3.1-Determinación del volumen del depósito acumulador

El acumulador no es más que un depósito cilíndrico al cual se retorna un 10% del caudal de salida del mismo.

Los datos de los caudales que salen del depósito de acumulación son:

- $Q = 1{,}35 \frac{m^3}{h}$ $(Al\ tanque\ de\ almacenamiento\ HCN)$
- $Q = 4{,}81 \frac{m^3}{h}$ $(A\ la\ columna)$

La suma de estos dos caudales, nos dará el caudal total de salida en el depósito de acumulación:

$$Q_{TOTAL} = 6{,}16\ \frac{m^3}{h} = 27{,}09\ gpm$$

Por lo tanto, el caudal de recirculación al depósito será:

$$Q_{rec} = 0{,}1 \cdot 6{,}16\ \frac{m^3}{h} = 0{,}616 \frac{m^3}{h} = 2{,}71\ gpm$$

Conocido el caudal que retorna al acumulador, es posible conocer el volumen del depósito mediante la siguiente expresión ya conocida:

$$V_d = 2 \cdot F_4 (F_1 + F_2) \cdot (L + F_3 \cdot D) \qquad [A.20.30]$$

Donde:

V_d	Volumen del depósito acumulador, m^3.
F_1 y F_2	Parámetros que dependen del tipo de control al que se somete el acumulador, min.
F_3	Parámetro que depende de las características de operación.
F_4	Parámetro dependiente del lugar donde se realiza el control.
D	Caudal que se recircula, gpm.
L	Volumen dirigido al siguiente equipo, gpm.

Los valores de los parámetros F_1, F_2, F_3, F_4 se encuentran tabulados de la misma manera que en el depósito de acumulación anterior. Los

valores para éstos se encuentran recogidos en las **Tablas A.20.1, A.20.2 y A.20.3.** Los parámetros presentan el mismo valor debido a las razones expuestas anteriormente:

- $F_1 = 1\ min$
- $F_2 = 3\ min$
- $F_3 = 3\ min$
- $F_4 = 1{,}5\ min$

Conocidas las variables que intervienen en la **Ecuación A.20.30** se tiene:

$$V_d = 2 \cdot 1{,}5(1+3)min \cdot (27{,}09 + 3 \cdot 2{,}71)\frac{gal}{min}$$

$$V_d = 422{,}62\ gpm = 1{,}60\ m^3$$

20.3.2-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:

$$V_d = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot L \qquad [A.\,20.31]$$

En la expresión anterior, solo se tiene en cuenta el volumen de la cubierta (cilindro), es decir, sin considerar el volumen de los fondos inferior y superior.

Como ya se comentó en el apartado anterior, 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.20.7
Relaciones de diseño **(**Perry, 2001)

P (psi) **P (bar)**	0-250 0-15	250-500 15-30	> 500 > 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 tiene:

$$V_d = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot 3 \cdot D \qquad [A.20.32]$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_d}{3 \cdot \pi}} \qquad [A.20.33]$$

Sustituyendo los datos en la **Ecuación A.20.33** se obtiene:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1{,}60\ m^3}{3 \cdot \pi}} = 0{,}8793\ m = 34{,}62\ in$$

$$L = 3 \cdot D = 3 \cdot 0{,}8793 = 2{,}64\ m = 8{,}652\ ft$$

20.3.3-Diseño mecánico

El diseño mecánico del depósito acumulador se abordará teniendo en cuenta como se explicó anteriormente, que el conjunto en sí consta de tres partes fundamentales.

- Fondo superior
- Cuerpo central o cubierta
- Fondo inferior

Debido a las mismas razones que se expusieron en el **Apartado A.20.2.3,** se realizarán los cálculos para obtener las principales dimensiones del cuerpo central y fondos, así como las faldillas que forman parte de estos últimos.

20.3.3.1-*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:

$$t_{mín} = 2{,}5 + C \qquad [A.20.34]$$

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.21.15** del Anexo 21). Por tanto:

$$C = 0{,}005\,\frac{in}{año} \cdot 10\ año = 0{,}05\ in = 1{,}27\ mm$$

Por lo tanto, el espesor mínimo según el Código ASME VIII-Div.1 será:

$$t_{(mm)mín} = 2{,}5 + 1{,}27 = 3{,}77\ mm$$

Para el caso que nos ocupa, el material utilizado será acero inoxidable, debido a la presencia del compuesto HCN (Ácido cianhídrico). Concretamente en este depósito, prácticamente la totalidad del volumen es HCN, ya que a partir de este acumulador, el ácido se manda a

almacenamiento para su posterior venta. Por lo tanto, para el caso de que el material empleado sea acero inoxidable el espesor mínimo será:

$$t_{(mm)mín} = 3mm = 0{,}118\ in \qquad [A.20.35]$$

El mayor de estos dos espesores será considerado el espesor mínimo para el acumulador de reflujo que se diseñará a continuación. Por tanto:

$$t_{mín\ (mm)} = 3{,}77mm = 0{,}148in$$

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 anteriormente.

Tabla A.20.8

Tensiones a las que está sometido el equipo **(**Megyesy E.F., 2001)

	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		**TENSIONES LONGITUDINALES**	
CARGA	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**
Peso				X
Viento			X	X
Seísmo			X	X
Presión interior	X		X	
Presión exterior				

Debido a que ejercen una mayor influencia, sólo se tendrán en cuenta las tensiones ejercidas por la presión interna y el viento, el resto serán despreciadas. Posteriormente se selecciona un espesor de entre los espesores comerciales, tomando entonces un margen de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo.

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 ya se conoce para hallar este parámetro presenta la forma:

$$t_{circ} = \frac{(P \cdot R)}{(S \cdot E - 0{,}6 \cdot P)} \qquad [A.20.36]$$

Donde:
- P Presión de diseño, psi.
- t_{circ} Espesor de la cubierta debido a tensiones circunferenciales, in.
- R Radio interno de cubierta, in.
- S Tensión máxima admisible del material, psi.
- E Eficiencia de la soldadura.

- Presión de diseño:

La presión de diseño, será la mayor de 2 valores:

- 30 psi
- 10% mayor a la presión de operación

Para el caso que se trata, el valor de la presión de diseño será 30 psi, ya que la otra opción (16,17 psi es el 10% de 1 atm).

- Temperatura de diseño:

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 lo siguiente:

$$T_D(℃) = T_{máx\ operaci\ ón} + 20℃ \qquad [A.20.37]$$

Para este depósito de acumulación, la temperatura de operación es 26 ºC. Por lo tanto:

$$T_D(℃) = 26℃ + 20℃ = 46\ ℃ = 114{,}8\ °F$$

- Eficiencia de soldadura (E):

Según la tabla UW-12 (véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21) 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 ºF tiene un valor de 16700 psi (véase **Tabla A.21.6** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera).

Conocidas todas las variables de la **Ecuación A.20.36** se tiene:

$$t_{circ} = \frac{(30\ psi \cdot 17{,}31\ in)}{(16700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30\ psi)} = 0{,}0366\ in$$

Tensiones longitudinales

Para determinar el espesor debido a las tensiones longitudinales se recurre a la expresión que se muestra a continuación.

$$t_{long} = \frac{(P \cdot R)}{(2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P)} \qquad [A.20.38]$$

En esta relación las unidades de las variables son idénticas a las empleadas en la expresión anterior, por lo que se tiene:

$$t_{long} = \frac{(30\ psi \cdot 17{,}31\ in)}{(2 \cdot 16700\ psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi)} = 0{,}0183\ in$$

Al mayor de los espesores calculados debido a la presión interna (tensión circunferencial y longitudinal), se le añade el parámetro de corrosión (C) para obtener un valor de:

$$t_{circ} = 0{,}0366\ in + 0{,}05\ in = 0{,}0866\ in$$

Tensiones debidas a la carga de viento

Como se explicó anteriormente para el primer depósito acumulador, para la carga de viento hay que tener en cuenta los datos meteorológicos, que en las condiciones más desfavorables para la provincia de Cádiz, la velocidad del viento podría alcanzar unos 180 km/h.

En primer lugar, debe determinarse la presión de diseño del viento:

$$P_w = q_s \cdot C_q \cdot C_e \qquad [A.20.39]$$

Donde:
- P_w Presión del viento, $\frac{lb}{ft^2}$
- q_s Presión de estancamiento del viento a 30 ft, $\frac{lb}{ft^2}$
- C_q Coeficiente de presión llamado factor de forma.
- C_e 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 $v_{viento} = 180\frac{km}{h} = 112{,}44\frac{millas}{h}$, se tiene un valor de $q_s = 32{,}44\frac{lb}{ft^2}$ (véase **Tabla A.21.12** del Anexo 21).

Para una configuración de recipiente cilíndrico al cual se encuentra conectado algún otro equipo $C_q = 0{,}9$ (véase **Tabla A.21.13** 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 A.21.14** del Anexo 21 del presente Proyecto).

Según la **Tabla A.21.14** del Anexo 21, para una exposición severa tipo C y $H_{total} = 14{,}712\ ft$ el parámetro presenta un valor de $C_e = 1{,}2$.

Sustituyendo los valores de estos parámetros en la **Ecuación A.20.39,** se determina la presión del viento con un valor de:

$$P_w = 32{,}44\frac{lb}{ft^2} \cdot 0{,}9 \cdot 1{,}2 = 35{,}04\frac{lb}{ft^2}$$

Determinada la presión de diseño del viento, es necesario calcular el momento debido al viento en la posición analizada de acuerdo con la relación ya conocida:

$$M_T = M - h_T \cdot (V - 0{,}5 \cdot P_w D_0 h_T) \qquad [A.20.40]$$

Donde: M_T Momento debido a la altura h_T, ft · lb.

M Momento máximo en la base, ft · lb.

h_T Distancia desde el suelo hasta la terminación de la silleta, ft.

V Fuerza cortante total, lb.

P_W Presión de diseño del viento, $\frac{lb}{ft^2}$

D_0 Diámetro exterior del recipiente, ft.

Para el cálculo de los parámetros M y V se utilizarán las siguientes expresiones:

$$M = P_w \cdot D_0 \cdot H \cdot h_1 \qquad [A.20.41]$$

$$V = P_w \cdot D_0 \cdot H \qquad [A.20.42]$$

$$h_1 = \frac{H}{2} \qquad [A.20.43]$$

Donde: H Altura total del recipiente, ft

h_1 Brazo de palanca, ft

La altura total del recipiente, se calcula considerando varios parámetros:

- Altura del cuerpo central
- Altura de la silleta
- Altura de los fondos inferior y superior
- Altura de las faldillas inferior y superior

La altura de la silleta toma un valor de 4,921 *ft.* La altura de la faldilla y fondo superior se recogen en el **Apartado 20.3.3.2,** mientras que la altura de la faldilla y fondo inferior se calculan en el **Apartado 20.3.3.3** del presente Anexo.

Para el cálculo de la tensión debida a la carga de viento, se tomará un diámetro exterior (D_0) que se calculará a través de la siguiente expresión.

$$D_0 = D_i + 2 \cdot t \qquad [A.20.44]$$

El espesor que se utilizará para la **Ecuación A.20.44** será el mínimo exigido por el Código ASME como se mostró al principio de este Apartado, $t = 3{,}77mm = 0{,}148in$. Hasta el momento es el mayor de los espesores calculados (a partir de las tensiones circunferenciales y longitudinales derivadas de la presión interna). Sustituyendo en la **Ecuación A.20.44** se obtiene un D_0 que toma un valor de:

$$D_0 = 0{,}8793\, m + 2 \cdot 3{,}77 \cdot 10^{-3} m = 0{,}8868\, m$$

$$D_0 = 0{,}8868\, m = 2{,}909\, ft = 34{,}91\, in$$

Se considerará también que la altura h_T de la **Ecuación A.20.40** tiene un valor equivalente a la altura de la silleta $h_T = h_{silleta} = 4{,}921\, ft$.

Sustituyendo todos los valores en las **Ecuaciones A.20.43, A.20.41, A.20.42** y **A.20.40** se obtienen los siguientes valores:

$$h_1 = \frac{14{,}712\, ft}{2} = 7{,}356\, ft$$

$$M = 35{,}04 \frac{lb}{ft^2} \cdot 2{,}909 ft \cdot 14{,}712\, ft \cdot 7{,}356\, ft = 11028{,}71\, lb \cdot ft$$

$$V = 35{,}04 \frac{lb}{ft^2} \cdot 2{,}909 ft \cdot 14{,}712\, ft = 1499{,}28\, lb$$

$$M_T = 11028{,}71\, lb \cdot ft - 4{,}921\, ft \cdot \left(1499{,}28\, lb - 0{,}5 \cdot 35{,}04\, \frac{lb}{ft^2} \cdot 2{,}909\, ft \cdot 4{,}921\, ft\right) = 4884{,}67\, lb \cdot ft$$

Determinados todos estos parámetros es posible calcular el espesor debido a la carga por viento gracias a la expresión:

$$t_v = \frac{12 \cdot M_T}{R^2 \cdot \pi \cdot S \cdot E} \qquad [A.20.45]$$

Donde:
- t_v Espesor debido a la carga de viento, in.
- M_T Momento máximo en la base, lb · ft.
- R Radio medio del recipiente, in.
- S Tensión máxima admisible del material, psi.
- E Eficiencia de soldadura.

Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.20.45,** se tiene un espesor debido a la carga de viento:

$$t_v = \frac{12 \cdot 4884{,}67 \ \ lb \cdot ft}{\left(\frac{34{,}91 \ in}{2}\right)^2 \cdot \pi \cdot 16700 \ psi \cdot 0{,}85} = 0{,}00431 \ in$$

Si se le añade el parámetro de corrosión (C), se obtiene un espesor debido a la carga de viento de:

$$t_v = 0{,}00431 \ in + 0{,}05 \ in = 0{,}05431 \ in$$

Como se puede comprobar, ni el espesor debido a la presión interna ni a la carga de viento, son mayores que el espesor supuesto por norma. Al igual que en el caso del primer acumulador, el espesor final para el cuerpo cilíndrico es el exigido por norma:

$$t_{cubierta} \ = 0{,}148 \ in$$

20.3.3.2-*Determinación de las dimensiones del fondo superior*

Debido a las razones que se expusieron con anterioridad, se emplea un fondo toriesférico. Para este tipo de cúpula se requiere determinar tres dimensiones características:

$$L = D_i \qquad [A.20.46]$$

$$r = 0{,}06 \cdot L \qquad [A.20.47]$$

$$h = 0{,}169 \cdot D_i \qquad [A.20.48]$$

Donde: *Di* Diámetro interior de la cubierta, m.
L Radio interior de la curvatura de la cubierta, m.
r Radio interior del abombado, m.
h Altura de la cúpula, m.

Sustituyendo en la **Ecuaciones A.20.46**, **A.20.47** y **A.20.48,** se obtienen los siguientes valores para estos parámetros:

$$L = 0{,}8793\ m = 34{,}62\ in$$

$$r = 0{,}06 \cdot 0{,}8793\ m = 0{,}0527\ m = 2{,}077\ in$$

$$h = 0{,}169 \cdot 0{,}8793\ m = 0{,}1486\ m = 0{,}48741\ ft$$

Determinadas estas dimensiones características de la cúpula es posible conocer el área y el volumen de la misma recurriendo a las siguientes expresiones:

$$S = 0{,}931 \cdot D_0^2 \qquad [A.20.49]$$
$$V = 0{,}08089 \cdot D_i^3 \qquad [A.20.50]$$

Donde: S Área de la cúpula, m^2.
V Volumen de la cúpula, m^3.
D_i Diámetro interior del cuerpo central, m.
D_0 Diámetro exterior del cuerpo central, m.

Para el D_0 se supone, como se explicó en el **Apartado 20.3.3.1** que los espesores mínimos calculados con las tensiones no serán superiores a 3,77 mm (mínimo del código ASME). Por tanto, el diámetro exterior de la cubierta toma el valor de: $D_0 = 0{,}8868\, m$ (**Ecuación A.20.44**).

Sustituyendo en las **Ecuaciones A.20.49** y **A.20.50** se tiene:

$$S = 0{,}931 \cdot 0{,}8868^2 = 0{,}7322\, m^2$$
$$V = 0{,}08089 \cdot 0{,}8793^3 = 0{,}05499\ m^3$$

Determinadas estas variables el espesor correspondiente a una cabeza toriesférica se halla por medio de la ya conocida relación:

$$t_{cabeza} = \frac{(M \cdot P \cdot L)}{(2 \cdot S \cdot E - 0{,}2 \cdot P)} \qquad [A.20.51]$$

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left(3 + \sqrt{\frac{L}{r}}\right) \qquad [A.20.52]$$

Donde: t_{cabeza} Espesor de la cabeza, in.
P Presión de diseño, psi.
L Radio interior de la curvatura, in.
S Tensión máxima admisible del material, psi.
E Eficiencia de soldadura.
r Radio interior del abombado, in.

Conocido el valor de todas las variables que intervienen en las **Ecuaciones A.20.51** y **A.20.52** se tiene:

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left(3 + \sqrt{\frac{34{,}62\ in}{2{,}077\ in}} \right) = 1{,}77$$

$$t_{cabeza} = \frac{(1{,}77 \cdot 30\ psi \cdot 34{,}62\ in)}{(2 \cdot 16700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}2 \cdot 30\ psi)} = 0{,}0648\ in$$

Teniendo en cuenta el margen de corrosión, finalmente el espesor del fondo superior queda:

$$t_{cabeza} = 0{,}0648\ in + 0{,}05\ in = 0{,}1148\ in$$

Una vez determinado el espesor de la cúpula superior, se determina el espesor de la faldilla de la misma manera que en el acumulador de la primera columna.

El espesor de la faldilla se determinará teniendo en cuenta sólo las tensiones circunferenciales y longitudinales producidas por la presión interna del recipiente.

Tensiones circunferenciales

Se determinan por medio de la ya conocida expresión:

$$t_{circ} = \frac{(P \cdot R)}{(S \cdot E - 0{,}6 \cdot P)} \qquad [A.20.53]$$

Los valores que intervienen en la ecuación son los mismos que los empleados en el cálculo de la cubierta por lo que:

$$t_{circ} = \frac{(30\ psi \cdot 17{,}31\ in)}{(16700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30\ psi)} = 0{,}0366\ in$$

Tensiones longitudinales

Se recurre a la siguiente expresión:

$$t_{long} = \frac{(P \cdot R)}{(2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P)} \qquad [A.20.54]$$

Sustituyendo de la misma forma los valores que en el caso del cuerpo central, se obtiene:

$$t_{long} = \frac{(30\ psi \cdot 17{,}31\ in)}{(2 \cdot 16700\ psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi)} = 0{,}0183\ in$$

Si se le suma al mayor de los espesores calculados a través de las tensiones, el margen de corrosión, se tiene:

$$t_{circ} = 0{,}0366\ in + 0{,}05\ in = 0{,}0866\ in$$

$$t_{faldilla} = 0{,}0866\ in = 2{,}20\ mm$$

Una vez que se conoce el espesor de la faldilla, se pasará a calcular la altura de ésta. La altura de la faldilla será la mayor de estos tres valores:

$$h = 0{,}3 \cdot \sqrt{D_e\, e_f} \qquad [A.20.55]$$

$$h \geq 3 \cdot e_f \qquad [A.20.56]$$

$$h \geq 25\ mm \qquad [A.20.57]$$

$$D_e = D_i + 2 \cdot t_{mín} \qquad [A.20.58]$$

Donde: h Altura de la faldilla, mm.
D_e Diámetro exterior de la faldilla, mm.
e_f Espesor de la faldilla, mm.
D_i Diámetro interior de la cúpula, mm.

Sustituyendo en la **Ecuaciones A.20.55, A.20.56, A.20.57** y **A.20.58** se obtiene:

$$D_e = 879{,}3\ mm + 2 \cdot 2{,}20 = 883{,}70\ mm$$

$$h = 0{,}3 \cdot \sqrt{883{,}70 \cdot 2{,}20\ mm} = 13{,}23\ mm$$

$$h \geq 3 \cdot 2{,}20\ mm = 6{,}598\ mm$$

$$h \geq 25\ mm$$

De la sustitución en las anteriores ecuaciones se obtiene que la altura de faldilla es:

$$h_{faldilla} = 25mm = 0{,}98\ in = 0{,}082\ ft$$

20.3.3.3-*Determinación de las dimensiones del fondo inferior*

La selección del fondo inferior será la misma que para la superior anteriormente dimensionada, se trata de un fondo toriesférico, debido a las mismas razones que se expusieron en el apartado anterior. También las dimensiones características se calculan de la misma manera, y además, su espesor, tendrá el mismo valor que para el fondo superior. Por lo tanto:

$$L = 0{,}8793\ m = 34{,}62\ in$$

$$r = 0{,}0527\ m = 2{,}077\ in$$

$$h = 0{,}1486\, m = 0{,}48741\, ft$$

$$Volumen = 0{,}05499\ m^3$$

$$Área = 0{,}7322\, m^2$$

También el espesor en el fondo inferior va a ser el mismo que en el superior, por lo que:

$$t_{cabeza}\ = 0{,}1148\, in$$

Para la faldilla, las dimensiones se realizarán de la misma manera que en el apartado anterior (***Dimensiones del fondo superior***). Los valores que resultan son los que se muestran a continuación:

$$t_{faldilla}\ = 0{,}0866\, in = 2{,}20\, mm$$

$$h_{faldilla}\ = 25mm = 0{,}98\, in = 0{,}082\, ft$$

20.3.3.4-*Dimensiones definitivas*

Como se optó en el **Apartado 20.2.3.4** para las dimensiones del primer depósito de acumulación, el diseño más económico será aquel que presente el mayor espesor. En este caso, de la misma manera, el segundo depósito se construirá con el mayor de los espesores, que corresponde al mínimo exigido por la norma, 0,148 in.

Una vez conocido este espesor para el segundo acumulador, se seleccionará el espesor comercial inmediatamente superior, el cual toma un valor de:

$$t_{Acumulador}\ = \frac{3}{16} in = 0{,}1875\, in$$

A continuación, se tabulan las dimensiones definitivas de cada una de las partes que componen el segundo depósito de acumulación:

Tabla A.20.9
Dimensiones finales del depósito acumulador AC-02

Dimensión	**Valor**
Espesor de la cubierta	0,00476 m
$D_{interno}$ cubierta	0,8793 m
$D_{externo}$ cubierta	0,8888 m
Altura de la cubierta	2,64 m
Espesor de la cúpula	0,00476 m
Altura de la cúpula	0,1486 m
Radio interior de curvatura	0,8793 m
Radio interior del abombado	0,0527 m
$D_{externo}$ cúpula	0,8888 m
Espesor del fondo	0,00476 m
Altura del fondo	0,1486 m
$D_{externo}$ fondo	0,8888 m
Radio interior curvatura	0,8793 m
Radio interior del abombado	0,0527 m

20.4.-Diseño del depósito de acumulación para la mezcla con hexano

El tercer depósito de acumulación está situado antes de la columna de rectificación CR-03. A éste depósito llegan dos corrientes, la primera procedente del reboiler de la segunda columna (acrilonitrilo y agua fundamentalmente), y la segunda corriente de n-hexano (fundamental para la purificación final del acrilonitrilo). Tras el depósito, se encuentra la bomba que impulsará la mezcla hasta la columna CR-03.

20.4.1-Determinación del volumen del depósito acumulador

El acumulador como se ha descrito anteriormente, no es más que un depósito cilíndrico al cual se retorna un 10% del caudal de salida del mismo.

El caudal de la mezcla que sale del depósito de acumulación es:

- $Q = 18{,}37 \frac{m^3}{h} = 80{,}76\ gpm\ (A\ la\ columna\ CR-03)$

Por lo tanto, el caudal de recirculación al depósito será:

$$Q_{rec} = 0{,}1 \cdot 18{,}37\ \frac{m^3}{h} = 1{,}837 \frac{m^3}{h} = 8{,}08\ gpm$$

Conocido el caudal que retorna al acumulador, es posible conocer el volumen del depósito:

$$V_d = 2 \cdot F_4 (F_1 + F_2) \cdot (L + F_3 \cdot D) \qquad [A.20.59]$$

Donde:

V_d	Volumen del depósito acumulador, m^3.
F_1 y F_2	Parámetros que dependen del tipo de control al que se somete el acumulador, min.
F_3	Parámetro que depende de las características de operación.
F_4	Parámetro dependiente del lugar donde se realiza el control.
D	Caudal que se recircula, gpm.
L	Volumen dirigido al siguiente equipo, gpm.

Los valores de los parámetros F_1, F_2, F_3, F_4 se encuentran tabulados de la misma manera que en los depósitos de acumulación anterior. Los valores para éstos se encuentran recogidos en las **Tablas A.20.1, A.20.2 y A.20.3.** Los parámetros presentan el mismo valor debido a las razones expuestas anteriormente:

- $F_1 = 1\ min$
- $F_2 = 3\ min$

- $F_3 = 3\ min$
- $F_4 = 1{,}5\ min$

Conocidas las variables que intervienen en la **Ecuación A.20.59** se tiene:

$$V_d = 2 \cdot 1{,}5(1+3)min \cdot (80{,}76 + 3 \cdot 8{,}08)\frac{gal}{min}$$

$$V_d = 1259{,}92\ gpm = 4{,}78\ m^3$$

20.4.2-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:

$$V_d = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot L \qquad [A.20.60]$$

Como ya se sabe, esta expresión solo contribuye al volumen del cuerpo central.

Como ya se comentó, en los depósitos cilíndricos la relación L/D está en función de la presión de trabajo.

Tabla A.20.10
Relaciones de diseño **(**Perry, 2001)

P (psi) **P (bar)**	0-250 0-15	250-500 15-30	> 500 > 30
L/D	3	4	5

Para una presión atmosférica, la relación óptima $\frac{L}{D} = 3$. Teniendo en cuenta esta relación se tiene:

$$V_d = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot 3 \cdot D \qquad [A.20.61]$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_d}{3 \cdot \pi}} \qquad [A.20.62]$$

Sustituyendo los datos en la **Ecuación A.20.62** se obtiene:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 4{,}78\ m^3}{3 \cdot \pi}} = 1{,}265\ m = 49{,}82\ in$$

$$L = 3 \cdot D = 3 \cdot 1{,}265\ m = 3{,}80\ m = 12{,}452\ ft$$

20.4.3-Diseño mecánico

El diseño mecánico del depósito acumulador se abordará para tres partes:

- Fondo superior
- Cuerpo central o cubierta
- Fondo inferior

20.4.3.1-*Determinación del espesor de la cubierta*

Como ya se comentó, el Código ASME VIII-Div.1 exige un espesor mínimo a la cubierta que debe ser igual a:

$$t_{mín} = 2{,}5 + C \qquad [A.20.63]$$

Donde el parámetro C como se ha explicado anteriormente tiene un valor de:

$$C = 0{,}005\,\frac{in}{año} \cdot 10\ años = 0{,}05\ in = 1{,}27\ mm$$

Por lo tanto, el espesor mínimo según el Código ASME VIII-Div.1 será:

$$t_{(mm)mín} = 2{,}5 + 1{,}27 = 3{,}77\ mm$$

Este acumulador, también se construirá con acero inoxidable para evitar problemas de corrosión aguas abajo. La purificación en la columna CR-02 nunca es del 100%, por tanto, una pequeña cantidad de HCN sigue estando presente en la corriente. Por lo tanto, para el caso de que el material empleado sea acero inoxidable el espesor mínimo será:

$$t_{(mm)mín} = 3mm = 0{,}118\ in \qquad [A.20.64]$$

El mayor de estos dos espesores será considerado el espesor mínimo para el depósito. Por tanto:

$$t_{mín\ (mm)} = 3{,}77mm = 0{,}148in$$

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 anteriormente.

Tabla A.20.11
Tensiones a las que está sometido el equipo **(**Megyesy E.F., 2001)

	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		**TENSIONES LONGITUDINALES**	
CARGA	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**
Peso				X
Viento			X	X
Seísmo			X	X
Presión interior	X		X	
Presión exterior				

Debido a que ejercen una mayor influencia, sólo se tendrán en cuenta las tensiones ejercidas por la presión interna y el viento, el resto serán despreciadas. Posteriormente se selecciona un espesor de entre los espesores comerciales, tomando entonces un margen de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo.

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 ya se conoce para hallar este parámetro presenta la forma:

$$t_{circ} = \frac{(P \cdot R)}{(S \cdot E - 0{,}6 \cdot P)} \qquad [A.20.65]$$

Donde:
- P Presión de diseño, psi.
- t_{circ} Espesor de la cubierta debido a tensiones circunferenciales, in.
- R Radio interno de cubierta, in.
- S Tensión máxima admisible del material, psi.
- E Eficiencia de la soldadura.

- Presión de diseño:

La presión de diseño, será la mayor de 2 valores:

- 30 psi
- 10% mayor a la presión de operación

Para el caso que se trata, el valor de la presión de diseño será 30 psi, ya que la otra opción (16,17 psi es el 10% de 1 atm).

- Temperatura de diseño:

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:

$$T_D\,(℃) = T_{máx\ operaci\ ón} + 20℃ \qquad [A.20.37]$$

Para este depósito de acumulación, la temperatura de operación es 64,3 ºC. Por lo tanto:

$$T_D\,(℃) = 64{,}3℃ + 20℃ = 84{,}3\ ℃ = 183{,}74\ °F$$

- Eficiencia de soldadura (E):

Según la tabla UW-12 (véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21) 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 200ºF tiene un valor de 16.700 psi (véase **Tabla A.21.6** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera).

Conocidas todas las variables de la **Ecuación A.20.65** se tiene:

$$t_{circ} = \frac{(30\ psi \cdot 24{,}91\ in)}{(16.700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30\ psi)} = 0{,}0527\ in$$

Tensiones longitudinales

Para determinar el espesor debido a las tensiones longitudinales se recurre a la expresión que ya se conoce:

$$t_{long} = \frac{(P \cdot R)}{(2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P)} \qquad [A.20.66]$$

En esta relación las unidades de las variables son idénticas a las empleadas en la expresión anterior, por lo que se tiene:

$$t_{long} = \frac{(30\ psi \cdot 24{,}91\ in)}{(2 \cdot 16.700\ psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi)} = 0{,}0263\ in$$

Añadiendo el parámetro de corrosión al mayor de los espesores calculados:

$$t_{circ} = 0{,}0527\ in + 0{,}05\ in = 0{,}1027\ in$$

Tensiones debidas a la carga de viento

Como ya se ha comentado en los anteriores depósitos, la velocidad del viento más desfavorable en la zona es 180 km/h.

En primer lugar, debe determinarse la presión de diseño del viento:

$$P_w = q_s \cdot C_q \cdot C_e \qquad [A.20.67]$$

Donde:
- P_w Presión del viento, $\frac{lb}{ft^2}$
- q_s Presión de estancamiento del viento a 30 ft, $\frac{lb}{ft^2}$
- C_q Coeficiente de presión llamado factor de forma.
- C_e 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 como se comentó con anterioridad. Los valores de estos parámetros se muestran a continuación:

- $q_s = 32{,}44 \frac{lb}{ft^2}$
- $C_q = 0{,}9$
- $C_e = 1{,}2$

Para el parámetro C_e, como ya se ha comentado en los anteriores depósitos, es necesario la altura total $H_{total} = 18{,}94\ ft$

Sustituyendo los valores de estos parámetros en la **Ecuación A.20.67,** se determina la presión del viento con un valor de:

$$P_w = 32{,}44 \frac{lb}{ft^2} \cdot 0{,}9 \cdot 1{,}2 = 35{,}04 \frac{lb}{ft^2}$$

Determinada la presión de diseño del viento, es necesario calcular el momento debido al viento en la posición analizada de acuerdo con la relación ya conocida:

$$M_T = M - h_T \cdot (V - 0{,}5 \cdot P_w D_0 h_T) \qquad [A.20.68]$$

Donde:
- M_T Momento debido a la altura h_T, ft · lb.
- M Momento máximo en la base, ft · lb.
- h_T Distancia desde el suelo hasta la terminación de la silleta, ft.
- V Fuerza cortante total, lb.
- P_W Presión de diseño del viento, $\frac{lb}{ft^2}$
- D_0 Diámetro exterior del recipiente, ft.

Para el cálculo de los parámetros M y V se utilizarán las siguientes expresiones:

$$M = P_w \cdot D_0 \cdot H \cdot h_1 \qquad [A.20.69]$$

$$V = P_w \cdot D_0 \cdot H \qquad [A.20.70]$$

$$h_1 = \frac{H}{2} \qquad [A.20.71]$$

Donde:
- H Altura total del recipiente, ft.
- h_1 Brazo de palanca, ft.

La altura total del recipiente, se calcula considerando varios parámetros:

- Altura del cuerpo central
- Altura de la silleta
- Altura de los fondos inferior y superior
- Altura de las faldillas inferior y superior

La altura de la silleta toma un valor de 4,921 *ft.* La altura de la faldilla y fondo superior se recogen en el **Apartado 20.4.3.2,** mientras que la altura de la faldilla y fondo inferior se calculan en el **Apartado 20.4.3.3** del presente Anexo.

Para el cálculo de la tensión debida a la carga de viento, se tomará un diámetro exterior (D_0) que se calculará a través de la siguiente expresión:

$$D_0 = D_i + 2 \cdot t \qquad [A.20.72]$$

Como en los acumuladores anteriores, el espesor que se utilizará para la **Ecuación A.20.72** será el mínimo exigido por el Código ASME. Sustituyendo se tiene:

$$D_0 = 1{,}265\, m + 2 \cdot 3{,}77 \cdot 10^{-3} m = 1{,}273\, m$$

$$D_0 = 1{,}273\, m = 4{,}176\, ft = 50{,}11\, in$$

Se considerará también que la altura h_T de la **Ecuación A.20.68** tiene un valor equivalente a la altura de la silleta $h_T = h_{silleta} = 4{,}921\, ft$.

Sustituyendo todos los valores en las **Ecuaciones A.20.71, A.20.69, A.20.70** y **A.20.68** se obtienen los siguientes valores:

$$h_1 = \frac{18{,}94\, ft}{2} = 9{,}47\, ft$$

$$M = 35{,}04 \frac{lb}{ft^2} \cdot 4{,}176\, ft \cdot 18{,}94\, ft \cdot 9{,}47\, ft = 26238{,}87\, lb \cdot ft$$

$$V = 35{,}04 \frac{lb}{ft^2} \cdot 4{,}176\, ft \cdot 18{,}94\, ft = 2770{,}74\, lb$$

$$M_T = 26238{,}87\ lb \cdot ft - 4{,}921\ ft \cdot \left(2770{,}74\ lb - 0{,}5 \cdot 35{,}04\ \frac{lb}{ft^2} \cdot 4{,}176\ ft \cdot 4{,}921\ ft\right) = 14375{,}38\ lb \cdot ft$$

Determinados todos estos parámetros es posible calcular el espesor debido a la carga por viento gracias a la expresión:

$$t_v = \frac{12 \cdot M_T}{R^2 \cdot \pi \cdot S \cdot E} \qquad [A.20.73]$$

Donde:
- t_v Espesor debido a la carga de viento, in.
- M_T Momento máximo en la base, lb · ft.
- R Radio medio del recipiente, in.
- S Tensión máxima admisible del material, psi.
- E Eficiencia de soldadura.

Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.20.73,** se tiene un espesor debido a la carga de viento:

$$t_v = \frac{12 \cdot 14375{,}38\ \ lb \cdot ft}{\left(\frac{50{,}11\ in}{2}\right)^2 \cdot \pi \cdot 16700\ psi \cdot 0{,}85} = 0{,}00616\ in$$

Si se le añade el parámetro de corrosión (C), se obtiene un espesor debido a la carga de viento de:

$$t_v = 0{,}00616\ in + 0{,}05\ in = 0{,}056163\ in$$

Como se puede comprobar, ni el espesor debido a la presión interna ni a la carga de viento, son mayores que el espesor supuesto por norma. Por lo tanto:

$$t_{cubierta}\ = 0{,}148\ in$$

20.4.3.2-*Determinación de las dimensiones del fondo superior*

Debido a las razones que se expusieron con anterioridad, se emplea un fondo toriesférico.

Para este tipo de cúpula se requiere determinar tres dimensiones características:

$$L = D_i \qquad [A.20.74]$$

$$r = 0{,}06 \cdot L \qquad [A.20.75]$$

$$h = 0{,}169 \cdot D_i \qquad [A.20.76]$$

Donde: *Di* Diámetro interior de la cubierta, m.
L Radio interior de la curvatura de la cubierta, m.
r Radio interior del abombado, m.
h Altura de la cúpula, m.

Sustituyendo en la **Ecuaciones A.20.74**, **A.20.75** y **A.20.76,** se obtienen los siguientes valores para estos parámetros:

$$L = 1{,}265\ m = 49{,}82\ in$$

$$r = 0{,}06 \cdot 1{,}265\ \ m = 0{,}0759\ m = 2{,}989\ in$$

$$h = 0{,}169 \cdot 1{,}265\ m = 0{,}2139\ m = 0{,}7015\ ft$$

Determinadas estas dimensiones características de la cúpula es posible conocer el área y el volumen de la misma recurriendo a las siguientes expresiones:

$$S = 0{,}931 \cdot D_0^2 \qquad [A.20.77]$$
$$V = 0{,}08089 \cdot D_i^3 \qquad [A.20.78]$$

Donde: S Área de la cúpula, m^2.
V Volumen de la cúpula, m^3.
D_i Diámetro interior del cuerpo central, m.
D_0 Diámetro exterior del cuerpo central, m.

Para el D_0 se supone, por las mismas razones expuestas anteriormente, que los espesores calculados no serán superiores al mínimo exigido por ASME, por lo tanto: $D_0 = 1{,}273\ m$(**Ecuación A. 20. 72**)**.**

Sustituyendo en las **Ecuaciones A.20.77** y **A.20.78** se tiene:

$$S = 0{,}931 \cdot 1{,}273^{\,2} = 1{,}5088\ m^2$$
$$V = 0{,}08089 \cdot 1{,}265^3 = 0{,}1639\ \ m^3$$

Determinadas estas variables el espesor correspondiente a una cabeza toriesférica se halla por medio de la ya conocida relación:

$$t_{cabeza} = \frac{(M \cdot P \cdot L)}{(2 \cdot S \cdot E - 0{,}2 \cdot P)} \qquad [A.20.79]$$

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left(3 + \sqrt{\frac{L}{r}}\right) \qquad [A.20.80]$$

Donde: t_{cabeza} Espesor de la cabeza, in.
P Presión de diseño, psi .
L Radio interior de la curvatura, in.
S Tensión máxima admisible del material, psi.
E Eficiencia de soldadura .
r Radio interior del abombado, in.

Conocido el valor de todas las variables que intervienen en las **Ecuaciones A.20.79** y **A.20.80** se tiene:

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left(3 + \sqrt{\frac{49{,}82\ in}{2{,}989\ in}} \right) = 1{,}77$$

$$t_{cabeza} = \frac{(1{,}77 \cdot 30\ psi \cdot 49{,}82\ in)}{(2 \cdot 16700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}2 \cdot 30\ psi)} = 0{,}0932\ in$$

Teniendo en cuenta el margen de corrosión, finalmente el espesor del fondo superior queda:

$$t_{cabeza} = 0{,}0932\ in + 0{,}05\ in = 0{,}1432\ in$$

Una vez determinado el espesor de la cúpula superior, se determina el espesor de la faldilla de la misma manera que en los acumuladores anteriores.

El espesor de la faldilla se determinará teniendo en cuenta sólo las tensiones circunferenciales y longitudinales producidas por la presión interna del recipiente.

Tensiones circunferenciales

Se determinan por medio de la ya conocida expresión:

$$t_{circ} = \frac{(P \cdot R)}{(S \cdot E - 0{,}6 \cdot P)} \qquad [A.20.81]$$

Los valores que intervienen en la ecuación son los mismos que los empleados en el cálculo de la cubierta por lo que:

$$t_{circ} = \frac{(30\ psi \cdot 24{,}91\ in)}{(16700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30\ psi)} = 0{,}0527\ in$$

Tensiones longitudinales

Se recurre a la siguiente expresión:

$$t_{long} = \frac{(P \cdot R)}{(2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P)} \qquad [A.20.82]$$

Sustituyendo de la misma forma los valores que en el caso del cuerpo central, se obtiene:

$$t_{long} = \frac{(30\ psi \cdot 24{,}91\ \ in)}{(2 \cdot 16700\ psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi)} = 0{,}0263\ in$$

Si se le suma al mayor de los espesores calculados a través de las tensiones, el margen de corrosión, se tiene:

$$t_{circ} = 0{,}0527\ in + 0{,}05\ in = 0{,}1027\ in$$

$$t_{faldilla} = 0{,}1027\ in = 2{,}608\ mm$$

Una vez que se conoce el espesor de la faldilla, se pasará a calcular la altura de ésta. La altura de la faldilla será la mayor de estos tres valores:

$$h = 0{,}3 \cdot \sqrt{D_e\, e_f} \qquad [A.20.83]$$

$$h \geq 3 \cdot e_f \qquad [A.20.84]$$

$$h \geq 25\ mm \qquad [A.20.85]$$

$$D_e = D_i + 2 \cdot t_{mín} \qquad [A.20.86]$$

Donde: h Altura de la faldilla, mm.

D_e Diámetro exterior de la faldilla, mm.

e_f Espesor de la faldilla, mm.
D_i Diámetro interior de la cúpula, mm.

Sustituyendo en la **Ecuaciones A.20.83, A.20.84, A.20.85** y **A.20.86** se obtiene:

$$D_e = 1265{,}5\ mm + 2 \cdot 2{,}608 = 1270{,}717\ mm$$

$$h = 0{,}3 \cdot \sqrt{1270{,}717\ \cdot 2{,}608\ mm} = 17{,}27\ mm$$

$$h \geq 3 \cdot 2{,}608\ mm = 7{,}826\ mm$$
$$h \geq 25\ mm$$

De la sustitución en las anteriores ecuaciones se obtiene que la altura de faldilla es:

$$h_{faldilla} = 25mm = 0{,}98\ in = 0{,}082\ ft$$

20.4.3.3-*Determinación de las dimensiones del fondo inferior*

La selección del fondo inferior será la misma que para la superior anteriormente dimensionada, se trata de un fondo toriesférico, debido a las mismas razones que se expusieron en el apartado anterior.

También las dimensiones características se calculan de la misma manera, y además, su espesor, tendrá el mismo valor que para el fondo superior. Por lo tanto:

$$L = 1{,}265\ m = 49{,}82\ in$$

$$r = 0{,}0759\ m = 2{,}989\ in$$

$$h = 0{,}2139\ m = 0{,}7015\ ft$$

$$Volumen = 0{,}1639\ m^3$$

$$Área = 1{,}5088\ m^2$$

También el espesor en el fondo inferior va a ser el mismo que en el superior, por lo que:

$$t_{cabeza} = 0{,}1432\ in$$

Para la faldilla, las dimensiones se realizarán de la misma manera que en el apartado anterior (***Dimensiones del fondo superior***).

Los valores que resultan son los que se muestran a continuación:

$$t_{faldilla} = 0{,}1027\ in = 2{,}608\ mm$$

$$h_{faldilla} = 25mm = 0{,}98\ in = 0{,}082\ ft$$

20.4.3.4-*Dimensiones definitivas*

Como se ha dicho anteriormente, el diseño más económico será aquel que presente el mayor espesor.

En este caso, de la misma manera, el tercer depósito se construirá con el mayor de los espesores, que corresponde al mínimo exigido por la norma, 0,148 in.

Una vez conocido este espesor, se seleccionará el espesor comercial inmediatamente superior, el cual toma un valor de:

$$t_{Acumulador} = \frac{3}{16} in = 0{,}1875\ in$$

A continuación, se tabulan las dimensiones definitivas de cada una de las partes que componen el tercer depósito de acumulación.

Tabla A.20.12
Dimensiones finales del depósito acumulador AC-03

Dimensión	Valor
Espesor de la cubierta	0,00476 m
$D_{interno}$ cubierta	1,2655 m
$D_{externo}$ cubierta	1,275 m
Altura de la cubierta	3,80 m
Espesor de la cúpula	0,00476 m
Altura de la cúpula	0,2139 m
Radio interior de curvatura	1,2655 m
Radio interior del abombado	0,0759 m
$D_{externo}$ cúpula	1,275 m
Espesor del fondo	0,00476 m
Altura del fondo	0,2139 m
$D_{externo}$ fondo	1,275 m
Radio interior curvatura	1,2655 m
Radio interior del abombado	0,0759 m

20.5.-Diseño del depósito de acumulación de la columna CR-03

El último depósito de acumulación está situado tras el condensador de la columna de rectificación CR-03. De éste depósito salen dos corrientes, la primera que contiene casi la totalidad del n-hexano para su recuperación, y la segunda que se recircula a la columna CR-03 (reflujo). Tras el depósito, se encuentran las bombas que impulsarán cada corriente.

20.5.1-Determinación del volumen del depósito acumulador

El acumulador como se ha descrito anteriormente, no es más que un depósito cilíndrico al cual se retorna un 10% del caudal de salida del mismo. Los caudales de cada una de las corrientes que salen del depósito de acumulación son:

- $Q = 17{,}46\ \frac{m^3}{h} = 76{,}77\ gpm\ (Reflujo\ a\ CR-03)$
- $Q = 5{,}06\ \frac{m^3}{h} = 22{,}27\ gpm\ (Recuperación\ Hexano)$

Por lo tanto, el caudal total y de recirculación al depósito será:

$$Q_{total} = 22{,}52 \frac{m^3}{h} = 99{,}03\ gpm$$

$$Q_{rec} = 0{,}1 \cdot 22{,}52 \frac{m^3}{h} = 2{,}252 \frac{m^3}{h} = 9{,}90\ gpm$$

Conocido el caudal que retorna al acumulador, es posible conocer el volumen del depósito a través de la expresión conocida:

$$V_d = 2 \cdot F_4 (F_1 + F_2) \cdot (L + F_3 \cdot D) \qquad [A.20.87]$$

Donde:

V_d	Volumen del depósito acumulador, m^3.
F_1 y F_2	Parámetros que dependen del tipo de control al que se somete el acumulador, min.
F_3	Parámetro que depende de las características de operación.
F_4	Parámetro dependiente del lugar donde se realiza el control.
D	Caudal que se recircula, gpm.
L	Volumen dirigido al siguiente equipo, gpm.

Los valores de los parámetros F_1, F_2, F_3, F_4 se encuentran tabulados de la misma manera que en los depósitos de acumulación anterior. Los valores para éstos se encuentran recogidos en las **Tablas A.20.1, A.20.2 y A.20.3.** Los parámetros presentan el mismo valor debido a las razones expuestas anteriormente:

- $F_1 = 1\ min$
- $F_2 = 3\ min$
- $F_3 = 3\ min$
- $F_4 = 1{,}5\ min$

Conocidas las variables que intervienen en la **Ecuación A.20.87** se tiene:

$$V_d = 2 \cdot 1{,}5(1+3)min \cdot (99{,}03 + 3 \cdot 9{,}90)\frac{gal}{min}$$

$$V_d = 1544{,}90\ gpm = 5{,}86\ m^3$$

20.5.2-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:

$$V_d = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot L \qquad [A.20.88]$$

Como ya se sabe, esta expresión solo contribuye al volumen del cuerpo central.

Como ya se comentó, en los depósitos cilíndricos la relación L/D está en función de la presión de trabajo.

Tabla A.20.13
Relaciones de diseño **(**Perry, 2001)

P (psi) **P (bar)**	0-250 0-15	250-500 15-30	> 500 > 30
L/D	3	4	5

Para una presión atmosférica, la relación óptima $\frac{L}{D} = 3$. Teniendo en cuenta esta relación se tiene lo siguiente.

$$V_d = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot 3 \cdot D \qquad [A.20.89]$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_d}{3 \cdot \pi}} \qquad [A.20.90]$$

Sustituyendo los datos en la **Ecuación A.20.90** se obtiene:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 5{,}86\ m^3}{3 \cdot \pi}} = 1{,}3545\ m = 53{,}327\ in$$

$$L = 3 \cdot D = 3 \cdot 1{,}3545\ m = 4{,}06\ m = 13{,}328\ ft$$

20.5.3-Diseño mecánico

El diseño mecánico del depósito acumulador se abordará para tres partes:

- Fondo superior
- Cuerpo central o cubierta
- Fondo inferior

20.5.3.1-Determinación del espesor de la cubierta

Como ya se comentó, el Código ASME VIII-Div.1 exige un espesor mínimo a la cubierta que debe ser igual a:

$$t_{mín} = 2{,}5 + C \qquad [A.20.91]$$

Donde el parámetro C como se ha explicado anteriormente tiene un valor de:

$$C = 0{,}005 \frac{in}{año} \cdot 10\ año = 0{,}05\ in = 1{,}27\ mm$$

Por lo tanto, el espesor mínimo según el Código ASME VIII-Div.1 será:

$$t_{(mm)mín} = 2{,}5 + 1{,}27 = 3{,}77\ mm$$

Este acumulador, también se construirá con acero inoxidable para evitar problemas de corrosión. La purificación en la columna CR-02 nunca es del 100%, por tanto, una pequeña cantidad de HCN sigue estando presente en la corriente. Por lo tanto, para el caso de que el material empleado sea acero inoxidable el espesor mínimo será:

$$t_{(mm)mín} = 3mm = 0{,}118\ in \qquad [A.20.92]$$

El mayor de estos dos espesores será considerado el espesor mínimo para el depósito. Por tanto:

$$t_{mín\ (mm)} = 3{,}77mm = 0{,}148in$$

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 anteriormente.

Tabla A.20.14

Tensiones a las que está sometido el equipo **(**Megyesy E.F., 2001)

	TENSIONES CIRCUNFERENCIALES		**TENSIONES LONGITUDINALES**	
CARGA	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**	**TRACCIÓN**	**COMPRESIÓN**
Peso				X
Viento			X	X
Seísmo			X	X
Presión interior	X		X	
Presión exterior				

Debido a que ejercen una mayor influencia, sólo se tendrán en cuenta las tensiones ejercidas por la presión interna y el viento, el resto serán despreciadas. Posteriormente se selecciona un espesor de entre los espesores comerciales, tomando entonces un margen de seguridad que cubre perfectamente estas tensiones despreciadas en el cálculo.

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 ya se conoce para hallar este parámetro presenta la forma:

$$t_{circ} = \frac{(P \cdot R)}{(S \cdot E - 0{,}6 \cdot P)} \qquad [A.20.93]$$

Donde:
- P Presión de diseño, psi.
- t_{circ} Espesor de la cubierta debido a tensiones circunferenciales, in.
- R Radio interno de cubierta, in.
- S Tensión máxima admisible del material, psi.
- E Eficiencia de la soldadura.

- Presión de diseño:

La presión de diseño, será la mayor de 2 valores:

- 30 psi
- 10% mayor a la presión de operación

Para el caso que se trata, el valor de la presión de diseño será 30 psi, ya que la otra opción (16,17 psi es el 10% de 1 atm).

- Temperatura de diseño:

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:

$$T_D(℃) = T_{máx\ operaci\ ón} + 20 \qquad [A.20.94]$$

Para este depósito de acumulación, la temperatura de operación es 40 ºC. Por lo tanto:

$$T_D(℃) = 40 + 20 = 60℃ = 140\ °F$$

- Eficiencia de soldadura (E):

Según la tabla UW-12 (véase **Tabla A.21.8** del Anexo 21) 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 ºF tiene un valor de 16700 psi (véase **Tabla A.21.6** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera).

Conocidas todas las variables de la **Ecuación A.20.93** se tiene:

$$t_{circ} = \frac{(30\ psi \cdot 26{,}66\ in)}{(16700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30\ psi)} = 0{,}0564\ in$$

Tensiones longitudinales

Para determinar el espesor debido a las tensiones longitudinales se recurre a la expresión que ya se conoce:

$$t_{long} = \frac{(P \cdot R)}{(2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P)} \qquad [A.20.95]$$

En esta relación las unidades de las variables son idénticas a las empleadas en la expresión anterior, por lo que se tiene:

$$t_{long} = \frac{(30\ psi \cdot 26{,}66\ in)}{(2 \cdot 16.700\ psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi)} = 0{,}0282\ in$$

Añadiendo el parámetro de corrosión al mayor de los espesores calculados:

$$t_{circ} = 0{,}0564\ in + 0{,}05\ in = 0{,}1064\ in$$

Tensiones debidas a la carga de viento

Como ya se ha comentado en los anteriores depósitos, la velocidad del viento más desfavorable en la zona es 180 km/h.

En primer lugar, debe determinarse la presión de diseño del viento:

$$P_w = q_s \cdot C_q \cdot C_e \qquad [A.20.96]$$

Donde:
- P_w Presión del viento, $\frac{lb}{ft^2}$
- q_s Presión de estancamiento del viento a 30 ft, $\frac{lb}{ft^2}$
- C_q Coeficiente de presión llamado factor de forma.
- C_e 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 como se comentó con anterioridad. Los valores de estos parámetros se muestran a continuación:

- $q_s = 32{,}44 \frac{lb}{ft^2}$
- $C_q = 0{,}9$
- $C_e = 1{,}2$

Para el parámetro C_e, como ya se ha comentado en los anteriores depósitos, es necesario la altura total $H_{total} = 19{,}915\ ft$

Sustituyendo los valores de estos parámetros en la **Ecuación A.20.96,** se determina la presión del viento con un valor de:

$$P_w = 32{,}44 \frac{lb}{ft^2} \cdot 0{,}9 \cdot 1{,}2 = 35{,}04 \frac{lb}{ft^2}$$

Determinada la presión de diseño del viento, es necesario calcular el momento debido al viento en la posición analizada de acuerdo con la relación ya conocida:

$$M_T = M - h_T \cdot (V - 0{,}5 \cdot P_w D_0 h_T) \qquad [A.20.97]$$

Donde:
- M_T Momento debido a la altura h_T, ft · lb.
- M Momento máximo en la base, ft · lb.
- h_T Distancia desde el suelo hasta la terminación de la silleta, ft.
- V Fuerza cortante total, lb.
- P_W Presión de diseño del viento, $\frac{lb}{ft^2}$
- D_0 Diámetro exterior del recipiente, ft.

Para el cálculo de los parámetros *M* y *V* se utilizarán las siguientes expresiones:

$$M = P_w \cdot D_0 \cdot H \cdot h_1 \qquad [A.20.98]$$

$$V = P_w \cdot D_0 \cdot H \qquad [A.20.99]$$

$$h_1 = \frac{H}{2} \qquad [A.20.100]$$

Donde: H Altura total del recipiente, ft.
h_1 Brazo de palanca, ft.

La altura total del recipiente, se calcula considerando varios parámetros:

- Altura del cuerpo central
- Altura de la silleta
- Altura de los fondos inferior y superior
- Altura de las faldillas inferior y superior

La altura de la silleta toma un valor de 4,921 *ft.* La altura de la faldilla y fondo superior se recogen en el **Apartado 20.5.3.2,** mientras que la altura de la faldilla y fondo inferior se calculan en el **Apartado 20.5.3.3** del presente Anexo.

Para el cálculo de la tensión debida a la carga de viento, se tomará un diámetro exterior (D_0) que se calculará a través de la siguiente expresión:

$$D_0 = D_i + 2 \cdot t \qquad [A.20.101]$$

Como en los acumuladores anteriores, el espesor que se utilizará para la **Ecuación A.20.101** será el mínimo exigido por el Código ASME. Sustituyendo se tiene:

$$D_0 = 1{,}3545\,m + 2 \cdot 3{,}77 \cdot 10^{-3} m = 1{,}3620\,m$$

$$D_0 = 1{,}3620\,m = 4{,}467\,ft = 53{,}61\,in$$

Se considerará también que la altura h_T de la **Ecuación A.20.97** tiene un valor equivalente a la altura de la silleta $h_T = h_{silleta} = 4{,}921\,ft$.

Sustituyendo todos los valores en las **Ecuaciones A.20.100, A.20.98, A.20.99** y **A.20.97** se obtienen los siguientes valores:

$$h_1 = \frac{19{,}915\,ft}{2} = 9{,}9575\,ft$$

$$M = 35{,}04 \frac{lb}{ft^2} \cdot 4{,}467\,ft \cdot 19{,}915\,ft \cdot 9{,}9575\,ft = 31038{,}18\,lb \cdot ft$$

$$V = 35{,}04 \frac{lb}{ft^2} \cdot 4{,}467\,ft \cdot 19{,}915\,ft = 3117{,}07\,lb$$

$$\begin{aligned} M_T = {} & 31038{,}18\,lb \cdot ft - 4{,}921\,ft \\ & \cdot \left(3117{,}07\,lb - 0{,}5 \cdot 35{,}04\,\frac{lb}{ft^2} \cdot 4{,}467\,ft \cdot 4{,}921\,ft\right) \\ & = 17594{,}24\,lb \cdot ft \end{aligned}$$

Determinados todos estos parámetros es posible calcular el espesor debido a la carga por viento gracias a la expresión:

$$t_v = \frac{12 \cdot M_T}{R^2 \cdot \pi \cdot S \cdot E} \qquad [A.20.102]$$

Donde: t_v Espesor debido a la carga de viento, in.
M_T Momento máximo en la base, lb · ft.

R	Radio medio del recipiente, in.
S	Tensión máxima admisible del material, psi.
E	Eficiencia de soldadura.

Sustituyendo todos los valores en la **Ecuación A.20.102,** se tiene un espesor debido a la carga de viento:

$$t_v = \frac{12 \cdot 17594{,}24 \;\; lb \cdot ft}{\left(\frac{53{,}61\ in}{2}\right)^2 \cdot \pi \cdot 16700\ psi \cdot 0{,}85} = 0{,}00659\ in$$

Si se le añade el parámetro de corrosión (C), se obtiene un espesor debido a la carga de viento de:

$$t_v = 0{,}00659\ in + 0{,}05\ in = 0{,}05659\ in$$

Como se puede comprobar, ni el espesor debido a la presión interna ni a la carga de viento, son mayores que el espesor supuesto por norma. Por lo tanto:

$$t_{cubierta} \;\; = 0{,}148\ in$$

20.5.3.2-Determinación de las dimensiones del fondo superior

Debido a las razones que se expusieron con anterioridad, se emplea un fondo toriesférico.

Para este tipo de cúpula se requiere determinar tres dimensiones características:

$$L = D_i \qquad [A.20.103]$$

$$r = 0{,}06 \cdot L \qquad [A.20.104]$$

$$h = 0{,}169 \cdot D_i \qquad [A.20.105]$$

Donde: *Di* Diámetro interior de la cubierta, m.
L Radio interior de la curvatura de la cubierta, m.
r Radio interior del abombado, m.
h Altura de la cúpula, m.

Sustituyendo en la **Ecuaciones A.20.103**, **A.20.104** y **A.20.105,** se obtienen los siguientes valores para estos parámetros:

$$L = 1{,}3545\ m = 53{,}327\ in$$

$$r = 0{,}06 \cdot 1{,}3545\ \ m = 0{,}0813\ m = 3{,}20\ in$$

$$h = 0{,}169 \cdot 1{,}3545\ m = 0{,}2289\ m = 0{,}7508\ ft$$

Determinadas estas dimensiones características de la cúpula es posible conocer el área y el volumen de la misma recurriendo a las siguientes expresiones:

$$S = 0{,}931 \cdot D_0^2 \qquad [A.20.106]$$
$$V = 0{,}08089 \cdot D_i^3 \qquad [A.20.107]$$

Donde: *S* Área de la cúpula, m^2.
V Volumen de la cúpula, m^3.
D_i Diámetro interior del cuerpo central, m.
D_0 Diámetro exterior del cuerpo central, m.

Para el D_0 se supone, por las mismas razones expuestas anteriormente, que los espesores calculados no serán superiores al mínimo exigido por ASME, por lo tanto: $D_0 = 1{,}3620\ \ m$ (**Ecuación A.20.101**). Sustituyendo en las **Ecuaciones A.20.106** y **A.20.107** se tiene:

$$S = 0{,}931 \cdot 1{,}3620^{\,2} = 1{,}727\ m^2$$
$$V = 0{,}08089 \cdot 1{,}3545^3 = 0{,}201\ \ m^3$$

Determinadas estas variables el espesor correspondiente a una cabeza toriesférica se halla por medio de la ya conocida relación:

$$t_{cabeza} = \frac{(M \cdot P \cdot L)}{(2 \cdot S \cdot E - 0{,}2 \cdot P)} \qquad [A.20.108]$$

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left(3 + \sqrt{\frac{L}{r}}\right) \qquad [A.20.109]$$

Donde:
- t_{cabeza} Espesor de la cabeza, in.
- P Presión de diseño, psi .
- L Radio interior de la curvatura, in.
- S Tensión máxima admisible del material, psi.
- E Eficiencia de soldadura .
- r Radio interior del abombado, in.

Conocido el valor de todas las variables que intervienen en las **Ecuaciones A.20.108** y **A.20.109** se tiene:

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left(3 + \sqrt{\frac{53{,}327\ in}{3{,}20\ in}}\right) = 1{,}77$$
$$t_{cabeza} = \frac{(1{,}77 \cdot 30\ psi \cdot 53{,}327\ in)}{(2 \cdot 16700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}2 \cdot 30\ psi)} = 0{,}0998\ in$$

Teniendo en cuenta el margen de corrosión, finalmente el espesor del fondo superior queda:

$$t_{cabeza} = 0{,}0998\ in + 0{,}05\ in = 0{,}1498\ in$$

Una vez determinado el espesor de la cúpula superior, se determina el espesor de la faldilla de la misma manera que en los acumuladores anteriores.

El espesor de la faldilla se determinará teniendo en cuenta sólo las tensiones circunferenciales y longitudinales producidas por la presión interna del recipiente.

Tensiones circunferenciales

Se determinan por medio de la ya conocida expresión:

$$t_{circ} = \frac{(P \cdot R)}{(S \cdot E - 0{,}6 \cdot P)} \qquad [A.20.110]$$

Los valores que intervienen en la ecuación son los mismos que los empleados en el cálculo de la cubierta por lo que:

$$t_{circ} = \frac{(30\ psi \cdot 26{,}66\ in)}{(16700\ psi \cdot 0{,}85 - 0{,}6 \cdot 30\ psi)} = 0{,}0564\ in$$

Tensiones longitudinales

Se recurre a la siguiente expresión:

$$t_{long} = \frac{(P \cdot R)}{(2 \cdot S \cdot E + 0{,}4 \cdot P)} \qquad [A.20.111]$$

Sustituyendo de la misma forma los valores que en el caso del cuerpo central, se obtiene:

$$t_{long} = \frac{(30\ psi \cdot 26{,}66\ in)}{(2 \cdot 16700\ psi \cdot 0{,}85 + 0{,}4 \cdot 30\ psi)} = 0{,}0282\ in$$

Si se le suma al mayor de los espesores calculados a través de las tensiones, el margen de corrosión, se tiene:

$$t_{circ} = 0{,}0564\ in + 0{,}05\ in = 0{,}1064\ in$$

$$t_{faldilla} = 0{,}1064\ in = 2{,}703\ mm$$

Una vez que se conoce el espesor de la faldilla, se pasará a calcular la altura de ésta. La altura de la faldilla será la mayor de estos tres valores:

$$h = 0{,}3 \cdot \sqrt{D_e e_f} \qquad [A.20.112]$$

$$h \geq 3 \cdot e_f \qquad [A.20.113]$$

$$h \geq 25\ mm \qquad [A.20.114]$$

$$D_e = D_i + 2 \cdot t_{mín} \qquad [A.20.115]$$

Donde:
- h Altura de la faldilla, mm.
- D_e Diámetro exterior de la faldilla, mm.
- e_f Espesor de la faldilla, mm.
- D_i Diámetro interior de la cúpula, mm.

Sustituyendo en la **Ecuaciones A.20.112, A.20.113, A.20.114** y **A.20.115** se obtiene:

$$D_e = 1354{,}5\ mm + 2 \cdot 2{,}703 = 1359{,}905\ mm$$

$$h = 0{,}3 \cdot \sqrt{1359{,}905\ \cdot 2{,}703\ mm} = 18{,}19\ mm$$

$$h \geq 3 \cdot 2{,}703\ mm = 8{,}108\ mm$$

$$h \geq 25\ mm$$

De la sustitución en las anteriores ecuaciones se obtiene que la altura de faldilla es:

$$h_{faldilla} = 25mm = 0{,}98\ in = 0{,}082\ ft$$

20.5.3.3-Determinación de las dimensiones del fondo inferior

La selección del fondo inferior será la misma que para la superior anteriormente dimensionada, se trata de un fondo toriesférico, debido a las mismas razones que se expusieron en el apartado anterior. También las dimensiones características se calculan de la misma manera, y además, su espesor, tendrá el mismo valor que para el fondo superior. Por lo tanto:

$$L = 1{,}3545\ m = 53{,}327\ \ in$$

$$r = 0{,}0813\ m = 3{,}20\ in$$

$$h = 0{,}2289\ m = 0{,}7508\ ft$$

$$Volumen = 0{,}201\ \ m^3$$

$$Área = 1{,}727\ m^2$$

También el espesor en el fondo inferior va a ser el mismo que en el superior, por lo que:

$$t_{cabeza} = 0{,}1498\ \ in$$

Para la faldilla, las dimensiones se realizarán de la misma manera que en el apartado anterior (***Dimensiones del fondo superior***). Los valores que resultan son los que se muestran a continuación:

$$t_{faldilla} = 0{,}1064\ in = 2{,}703\ mm$$

$$h_{faldilla} = 25mm = 0{,}98\ in = 0{,}082\ ft$$

20.5.3.4-Dimensiones definitivas

Como se ha dicho anteriormente, el diseño más económico será aquel que presente el mayor espesor. En este caso, de la misma manera, el último depósito se construirá con el mayor de los espesores, que corresponde al espesor de los fondos superior e inferior, 0,1498 in.

Una vez conocido este espesor, se seleccionará el espesor comercial inmediatamente superior, el cual toma un valor de:

$$t_{Acumulador} = \frac{3}{16} in = 0{,}1875\ in$$

A continuación, se tabulan las dimensiones definitivas de cada una de las partes que componen el último depósito de acumulación.

Tabla A.20.15
Dimensiones finales del depósito acumulador AC-04

Dimensión	**Valor**
Espesor de la cubierta	0,00476 m
$D_{interno}$ cubierta	1,3545 m
$D_{externo}$ cubierta	1,364 m
Altura de la cubierta	4,06 m
Espesor de la cúpula	0,00476 m
Altura de la cúpula	0,2289 m
Radio interior de curvatura	1,3545 m
Radio interior del abombado	0,0813 m
$D_{externo}$ cúpula	1,364 m
Espesor del fondo	0,00476 m
Altura del fondo	0,2289 m
$D_{externo}$ fondo	1,364 m
Radio interior curvatura	1,3545 m
Radio interior del abombado	0,0813 m

ANEXO 21: TABLAS, FIGURAS Y FICHAS DE SEGURIDAD

Tabla A.21.1
Diámetros de carcasa y número de tubos

Shell ID In.	Diam. of Outer Tube Limit - In.	Number of Tube Passes				
		1	2	4	6	8
8.07	6.821	38	32	26	24	18
10.02	8.770	62	56	47	42	36
12.00	10.750	109	98	36	82	80
13.25	12.000	127	114	96	90	86
15.25	14.000	170	160	140	136	128
17.25	16.000	239	224	194	188	178
19.25	18.000	301	282	252	244	234
21.00	19.250	361	342	314	306	290
23.25	21.500	442	420	386	378	364
25.00	23.375	531	506	458	446	434
27.00	25.375	637	602	550	536	524
29.00	27.375	721	692	640	629	594
31.00	29.375	847	822	766	722	720
33.00	31.375	974	938	872	852	826
35.00	33.375	1102	1068	1004	988	958
37.00	35.250	1220	1200	1144	1104	1078
39.00	37.250	1377	1330	1258	1248	1212
42.00	40.250	1611	1580	1498	1464	1456
44.00	42.250	1782	1738	1650	1624	1592
48.00	46.000	1965	1908	1834	1801	1766
52.00	50.000	2347	2273	2178	2152	2110
56.00	54.000	2704	2660	2556	2526	2489
60.00	58.000	3399	3343	3232	3195	3162

Tabla A.21.2
Factor de corrección para la Tabla A.21.1

Tube-Layout Multipliers for Split-Ring Floating Head

TUBE OD IN.	TUBE PITCH	LAYOUT	MULTIPLIER
5/8	13/16	Tri., Rot. Tri.	1.33
5/8	13/16	Sq., Rot. Sq.	1.15
3/4	15/16	Tri., Rot. Tri.	1.00
3/4	15/16	Sq., Rot. Sq.	0.86
3/4	1	Tri., Rot. Tri.	0.88
3/4	1	Sq., Rot. Sq.	0.76
1	1-1/4	Tri., Rot. Tri.	0.56
1	1-1/4	Sq., Rot. Sq.	0.49

Tabla A.21.3
Conductividad térmica de materiales (Normas TEMA)

MATERIAL \ TEMP. DEG C	W/M DEG. C														
	21.1	37.8	93.3	148.9	204.4	260.0	15.6	371.1	26.7	482.2	537.8	593.3	648.9	704.4	760.0	815.6
CARBON STEEL	51.9	51.7	50.5	49.2	47.8	46.0	14.3	42.6	10.7	38.9	37.0	35.0	32.9	30.5	28.0	27.0
C-1/2 MOLY STEEL	42.9	43.3	43.6	43.4	42.9	42.1	11.0	39.6	38.4	37.0	35.3	33.7	31.8	28.9	26.5	26.0
1 CR-1/2 MO & 1-1/4 CR-1/2 MO	36.9	37.2	37.9	38.1	37.9	37.6	16.9	36.0	15.0	34.1	33.1	32.0	30.6	28.6	26.0	25.6
1-1/4 CR-1 MO	36.2	36.3	36.9	37.2	37.2	37.0	56.5	35.a	15.0	34.1	33.1	32.0	31.2	29.8	27.0	26.5
2 CR-1/2 NO	29.2	29.9	31.3	32.4	33.1	33.2	332	323	12.4	31.8	31.2	30.5	29.6	28.7	27.7	27.3
5 CR-1/2 MO	24.4	24.9	26.5	27.7	28.6	29.2	29.6	29.8	29.9	29.8	29.6	29.1	28.7	28.0	27.0	26a
9 CR-1 MO	22.2	22.7	24.2	25.4	26.3	27.0	27.5	27.7	27.9	27.9	27.9	27.7	27.3	27.0	26.3	26.0
3-1/2 NICKEL	39.6	40.2	41.2	41.7	41.4	40.5	59.6	38.6	37.4	36.2	34.6	33.2	31.5	29.2	26.8	26.5
12 CR & 1.3 CR	26.3	26.5	26.8	27.0	27.3	27.3	27.5	27.5	27.5	27.5	27.3	27.0	26.5	26.1	25.0	26.1
15 CR	24.6	24.6	24.9	25.1	25.3	25.4	25.4	25.6	25.6	25.6	25.6	25.6	25.6	25.6	25.6	23.6
17 CR	21.8	22.0	22.2	22.5	22.7	22.8	23.0	232	23.4	23.5	23.7	23.9	24.1	24.4	24.7	25.1
17-19 CR (TP 439)			24.2													
TP 304 STN STL	14.9	15.1	16.1	17.0	18.0	18.9	19.6	20.4	21.1	22.0	22.8	23.5	24.2	25.1	25.8	265
TP 316 a 317 STN STL	13.3	13.7	14.5	15.6	16.4	17.3	18.2	19.0	19.9	20.6	215	22.3	23.0	23.9	24.6	25.3
TP 321 & 347 STN STL	14.0	14.5	15.2	16.3	17.1	18.0	18.9	19.7	20.6	21.3	222	23.0	23.7	24.4	25.3	26.0
TP 310 STN STL	12.6	13.0	13.8	14.9	15.7	16.6	175	18.4	192	m.1	20.9	21.8	22.7	23.5	24.4	25.1
2205 (S31803)	13.8	14.7	15.6	16.4	17.3	18.2	19.0	19.9	x1.8							
3RE60 (S31500)	14.5	14.7	15.6	16.3	17.0	17.7	18.3	19.0	19.6							
NICKEL 200			67.2	64.4	61.3	59.0	562	55.0	56.2	57.3	58.5					
NI-CU (N04400)	21.8	22.3	24.1	26.0	27.9	29.4	31.0	32.7	34.3	36.2	38.1					
NI-CR-FE (N06600)	14.9	15.1	15.7	16.6	175	16.4	19.2	20.1	209	21.8	22.8	23.9	24.7	25.6	26.8	27.7
NI-FE-CR (N08800)	11.6	11.8	12.6	13.8	14.9	15.7	16.6	17.5	18.4	192	20.1	20.9	22.0	22.8	23.8	25.1
NI-FE-CR-MO-CU (N08825)			12.3	13.2	14.0	14.9	15.7	16.6	17.3	18.0	18.9	19.7	20.4	215	22.3	23.5
NI-MO ALLOY B		10.6	11.1	11.6	12.1	12.8	13.3	142	15.1	16.1	17.3	18.5				
NI-MO-CR ALLOY C-276 (N10276)		102	11.1	12.1	13.0	14.0	15.1	15.9	17.0	18.0	19.0	199	20.9			
ALUMINUM ALLOY 3003	177.1	77.9	180.3	182.1	183.6											
ALUMINUM ALLOY 6061	166.3	67.7	71.3	174.1	176.4											
TITANIUM (GRADES 1,2,3 & 7)	22.0	21.6	20.8	m2	19.9	19.6	19.4	19.4	19.4	19.6	19.7	20.1				
ADMIRALTY			121.1	123.8	136.7	145.4	54.0									
NAVAL BRASS			122.9	128.1	133.3	138.5	43.6									
COPPER			389.4	36s.4	387.7	367.7	65.9									
90-10 CU-NI			51.9	53.7	53.8	64.0	72.7	81.3	84.8	88.3	91.7					
70-M CU-NI (C71500)			312	323	36.3	39.8	433	46.7	51.9	57.1	64.0					
7 MO (S32900)		152	16.1	17.0	17.8	18.7	19.6									
7 MO PLUS (S32950)		14.9	163	17.7	192	20.4	22.0									
MUNTZ			122.9													
ZIRCONIUM			20.8													
CR-WI ALLOY XN-27			19.6													
CR-NI-FE-MO-CU-CB (ALLOY 20CB)			13.2													
NI-CR-MO-CB (ALLOY 625)	9.9	10.0	1o.7	11.8	12.5	13.3	14.2	14.9	15.7	16.6	17.5	18.2	1'9.0	19.9	20.8	21.8
AL m-4-2	15.2					19.0										
SEA-CURE	16.3	16.6	17.8	1a9	20.1	211i	22.3	23.7								
AL-6XN (N08367)			13.7													

Tabla A.21.4
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, plg²	Superficie por pie lin. pies²		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	0.889
	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.21.5
Tensiones máximas admisibles para metales (Código ASME)

TABLE A-1 (CONT'D)
BASIC ALLOWABLE STRESSES IN TENSION FOR METALS[1]
Numbers in Parentheses Refer to Notes for Appendix A Tables; Specifications Are ASTM Unless Otherwise Indicated

Material	Spec. No.	P-No. or S-No. (5)	Grade	Notes	Min. Temp., °F (6)	Specified Min. Strength, ksi		Min. Temp. to 100	200	300	400	500	600
						Tensile	Yield						
Stainless Steel (3) (4) Pipes and Tubes (2)													
18Cr-10Ni-Ti pipe smls > 3/8 in. thick	A 312	8	TP321	(30)(36)	−425	70	25	16.7	*16.7*	*16.7*	16.7	16.1	15.2
18Cr-10Ni-Ti pipe > 3/8 in. thick	A 376	8	TP321	(30)(36)	−425	70	25	16.7	*16.7*	*16.7*	16.7	16.1	15.2
18Cr-8Ni tube	A 269	8	TP304L	(14)(36)	−425	70	25	16.7	*16.7*	*16.7*	15.8	14.8	14.0
18Cr-8Ni pipe	A 312	8	TP304L	...	−425	70	25	16.7	*16.7*	*16.7*	15.8	14.8	14.0
Type 304L A 240	A 358	8	304L	(36)	−425	70	25	16.7	*16.7*	*16.7*	15.8	14.8	14.0
16Cr-12Ni-2Mo tube	A 269	8	TP316L	(14)(36)	−425	70	25	16.7	*16.7*	*16.7*	15.5	14.4	13.5
16Cr-12Ni-2Mo pipe	A 312	8	TP316L	...	−425	70	25	16.7	*16.7*	*16.7*	15.5	14.4	13.5
Type 316L A 240	A 358	8	316L	(36)	−425	70	25	16.7	*16.7*	*16.7*	15.5	14.4	13.5

TABLE A-1 (CONT'D)
BASIC ALLOWABLE STRESSES IN TENSION FOR METALS[1]
Numbers in Parentheses Refer to Notes for Appendix A Tables; Specifications Are ASTM Unless Otherwise Indicated

Basic Allowable Stress *S*, ksi (1), at Metal Temperature, °F (7)																		Grade	Spec. No.
650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500		
																		Stainless Steel (3) (4) Pipes and Tubes (2)	
14.9	14.6	14.3	14.1	14.0	13.8	13.6	13.5	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.8	0.5	0.3	TP321	A 312
14.9	14.6	14.3	14.1	14.0	13.8	13.6	13.5	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.8	0.5	0.3	TP321	A 376
13.7	13.5	13.3	13.0	12.8	*11.9*	*9.9*	7.8	6.3	5.1	4.0	3.2	2.6	2.1	1.7	1.1	1.0	0.9	TP304L	A 269
13.7	13.5	13.3	13.0	12.8	*11.9*	*9.9*	7.8	6.3	5.1	4.0	3.2	2.6	2.1	1.7	1.1	1.0	0.9	TP304L	A 312
13.7	13.5	13.3	13.0	12.8	*11.9*	*9.9*	7.8	6.3	5.1	4.0	3.2	2.6	2.1	1.7	1.1	1.0	0.9	304L	A 358
13.2	12.9	12.6	12.4	12.1	11.8	11.5	11.2	10.8	*10.2*	*8.8*	6.4	4.7	3.5	2.5	1.8	1.3	1.0	TP316L	A 269
13.2	12.9	12.6	12.4	12.1	11.8	11.5	11.2	10.8	*10.2*	*8.8*	6.4	4.7	3.5	2.5	1.8	1.3	1.0	TP316L	A 312
13.2	12.9	12.6	12.4	12.1	11.8	11.5	11.2	10.8	*10.2*	*8.8*	6.4	4.7	3.5	2.5	1.8	1.3	1.0	316L	A 358

Tabla A.21.6
Tensiones máximas admisibles para metales (Código ASME)

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–9Mn–2Ni–N	Plate	SA-240	204	S20400	...	...	8	3
2	16Cr–9Mn–2Ni–N	Plate	SA-240	204	S20400	...	...	8	3
3	16Cr–12Ni–2Mo	Forgings	SA-182	F316L	S31603	...	> 5	8	1
4	16Cr–12Ni–2Mo	Forgings	SA-182	F316L	S31603	...	> 5	8	1
5	16Cr–12Ni–2Mo	Forgings	SA-336	F316L	S31603	...	...	8	1
6	16Cr–12Ni–2Mo	Forgings	SA-336	F316L	S31603	...	...	8	1
7	16Cr–12Ni–2Mo	Forgings	SA-182	F316L	S31603	...	≤ 5	8	1
8	16Cr–12Ni–2Mo	Forgings	SA-182	F316L	S31603	...	≤ 5	8	1
9	16Cr–12Ni–2Mo	Smls. tube	SA-213	TP316L	S31603	...	...	8	1
10	16Cr–12Ni–2Mo	Smls. tube	SA-213	TP316L	S31603	...	...	8	1
11	16Cr–12Ni–2Mo	Plate	SA-240	316L	S31603	...	...	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	27.1	...	23.6	...	20.6	18.9	18.1	17.9	17.9	17.9	17.8	17.7	17.4	16.9
2	27.1	...	23.6	...	20.3	17.9	16.5	15.8	15.6	15.5	15.3	15.1	14.8	14.3
3	16.7	...	16.7	...	16.7	15.7	14.8	14.0	13.7	13.5	13.2	12.9	12.7	...
4	16.7	...	14.2	...	12.7	11.7	10.9	10.4	10.2	10.0	9.8	9.6	9.4	...
5	16.7	...	16.7	...	16.7	15.7	14.8	14.0	13.7	13.5	13.2	12.9	12.7	...
6	16.7	...	14.2	...	12.7	11.7	10.9	10.4	10.2	10.0	9.8	9.6	9.4	...
7	16.7	...	16.7	...	16.7	15.7	14.8	14.0	13.7	13.5	13.2	12.9	12.7	...
8	16.7	...	14.2	...	12.7	11.7	10.9	10.4	10.2	10.0	9.8	9.6	9.4	...
9	16.7	...	16.7	...	16.7	15.7	14.8	14.0	13.7	13.5	13.2	12.9	12.7	...
10	16.7	...	14.2	...	12.7	11.7	10.9	10.4	10.2	10.0	9.8	9.6	9.4	...
11	16.7	...	16.7	...	16.7	15.7	14.8	14.0	13.7	13.5	13.2	12.9	12.7	...

Tabla A.21.7
Tensiones máximas admisibles para metales (Código ASME)

TABLE A-1 (CONT'D)
BASIC ALLOWABLE STRESSES IN TENSION FOR METALS[1]
Numbers in Parentheses Refer to Notes for Appendix A Tables; Specifications Are ASTM Unless Otherwise Indicated

Material	Spec. No.	P-No. or S-No. (5)	Grade	Notes	Min. Temp., °F (6)	Specified Min. Strength, ksi		Min. Temp. to 100	200	300
						Tensile	Yield			
Carbon Steel Pipes and Tubes (2)										
A 285 Gr. A	A 134	1	...	(8b)(57)	B	45	24	15.0	14.6	14.2
A 285 Gr. A	A 672	1	A45	(57)(59)(67)	B	45	24	15.0	14.6	14.2
Butt weld	API 5L	S-1	A25	(8a)	−20	45	25	15.0	15.0	14.5
Smls & ERW	API 5L	S-1	A25	(57)(59)	B	45	25	15.0	15.0	14.5
...	A 179	1	...	(57)(59)	−20	47	26	15.7	15.0	14.2
Type F	A 53	1	Gr. A	(8a)(77)	20	48	30	16.0	16.0	16.0
...	A 139	S-1	A	(8b)(77)	A	48	30	16.0	16.0	16.0
...	A 587	1	...	(57)(59)	−20	48	30	16.0	16.0	16.0

TABLE A-1 (CONT'D)
BASIC ALLOWABLE STRESSES IN TENSION FOR METALS[1]
Numbers in Parentheses Refer to Notes for Appendix A Tables; Specifications Are ASTM Unless Otherwise Indicated

Basic Allowable Stress *S*, ksi (1), at Metal Temperature, °F (7)														
400	500	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	Grade	Spec. No.
													Carbon Steel Pipe and Tubes (2)	
13.7	13.0	11.8	11.6	11.5	10.3	9.0	7.8	6.5	...	...	...	...	...	A 134
13.7	13.0	11.8	11.6	11.5	10.3	9.0	7.8	6.5	4.5	2.5	1.6	1.0	A45	A 672
13.8	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	A25	API 5L
13.8	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	A25	API 5L
13.5	12.8	12.1	11.8	11.5	10.6	9.2	7.9	6.5	4.5	2.5	1.6	1.0	...	A 179
16.0	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	Gr. A	A 53
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	A	A 139
16.0	16.0	14.8	14.5	14.4	10.7	9.3	7.9	...	...	...	...	...	...	A 587

Tabla A.21.8
Tipos de juntas soldadas **(**Megyesy, E.F., 2001)

TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS

TIPOS NORMA UW-12		EFICIENCIA DE LA JUNTA, E Cuando la junta es: a. Radiografiada totalmente	b. Examinada por zonas	c. No Examinada
1	Juntas a tope hechas por doble cordón de soldadura o por otro medio con el que se obtenga la misma calidad de metal de soldadura depositada sobre las superficies interior y exterior de la pieza. Si se emplea placa de respaldo, debe quitarse ésta después de terminar la soldadura.	1.00	0.85	0.70
2 En juntas circunferenciales únicamente	Junta a tope de un solo cordón 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 cordón sin tira de respaldo	—	—	0.60
4	Junta a traslape de doble filete completo	—	—	0.55
5	Junta a traslape de un solo filete completo con soldaduras de tapón	—	—	0.50
6	Junta a traslape de un solo filete completo sin soldaduras de tapón	—	—	0.45

Tabla A.21.9
Valores del coeficiente Y **(**Código ASME B31.3)

	Temperature, °C (°F)					
Materials	≤ 482 (900 & Lower)	510 (950)	538 (1000)	566 (1050)	593 (1100)	≥ 621 (1150 & Up)
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.21.10
Espesores comerciales para carcasas

in	1/16	3/32	3/16	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2
mm	1,6	2,4	4,8	6,4	7,9	9,5	11,1	12,7
in	9/16	5/8	11/16	3/4	13/16	7/8	15/16	1
mm	14,3	15,9	17,5	19,1	20,6	22,2	23,8	25,4
in	1 1/16	1 1/8	1 3/16	1 1/4	1 5/16	1 3/8	1 7/16	1 1/2
mm	27,0	28,6	30,2	31,8	33,3	34,9	36,5	38,1

Figura A.21.1
Diagrama de Moody

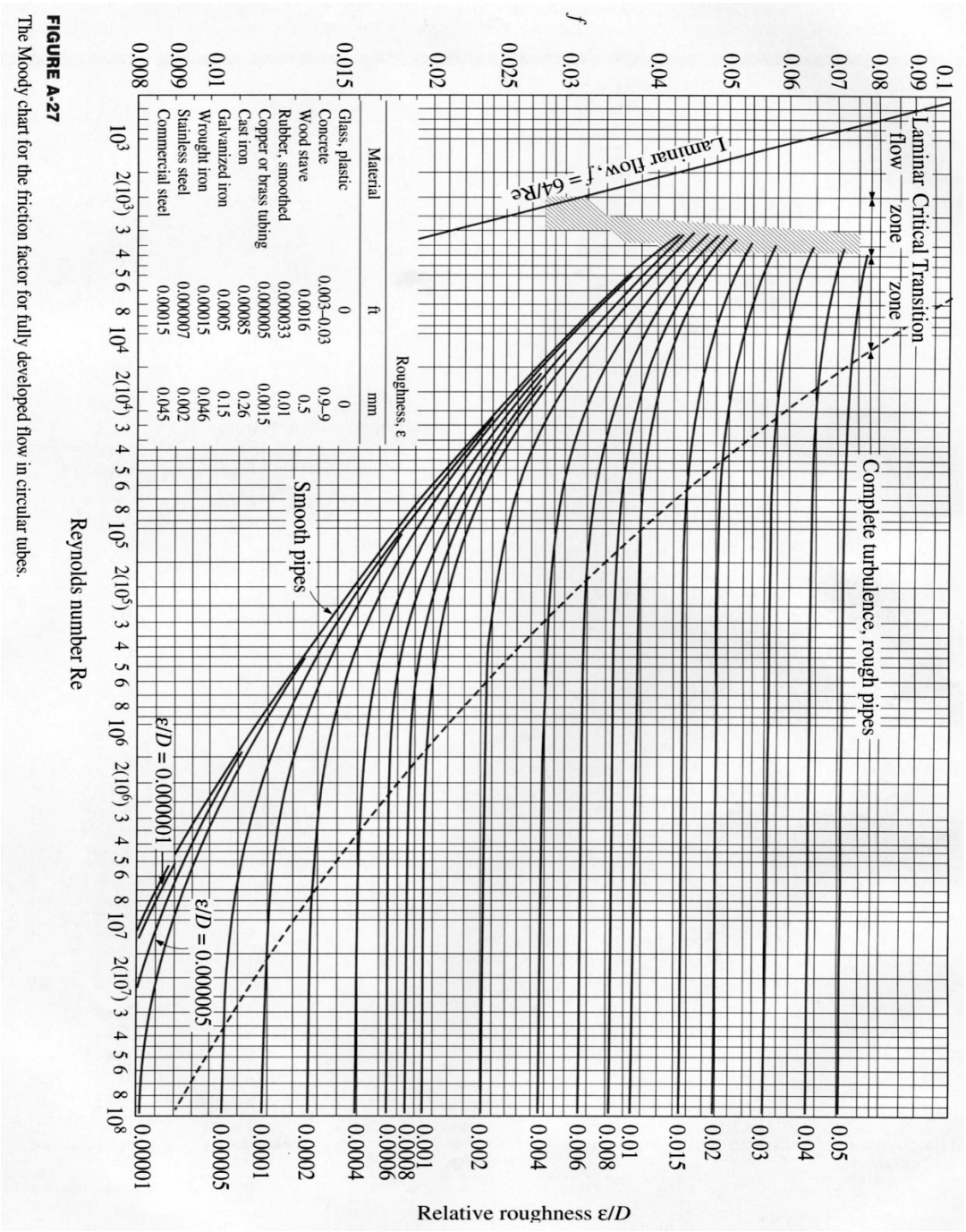


FIGURE A-27
The Moody chart for the friction factor for fully developed flow in circular tubes.

Tabla A.21.11
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

Figura A.21.2
Emisividad del gas

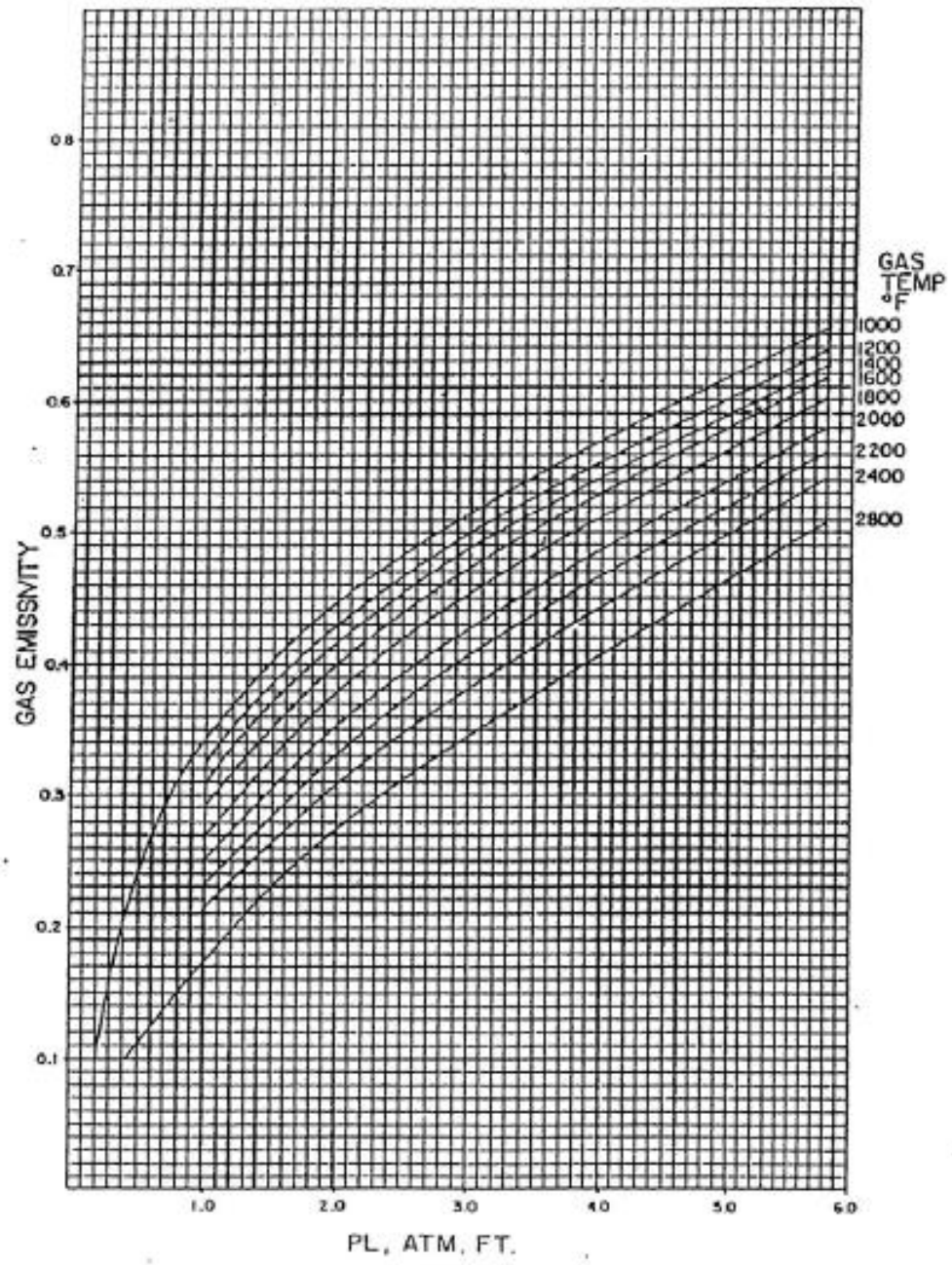


Figura A.21.3
Factor de intercambio

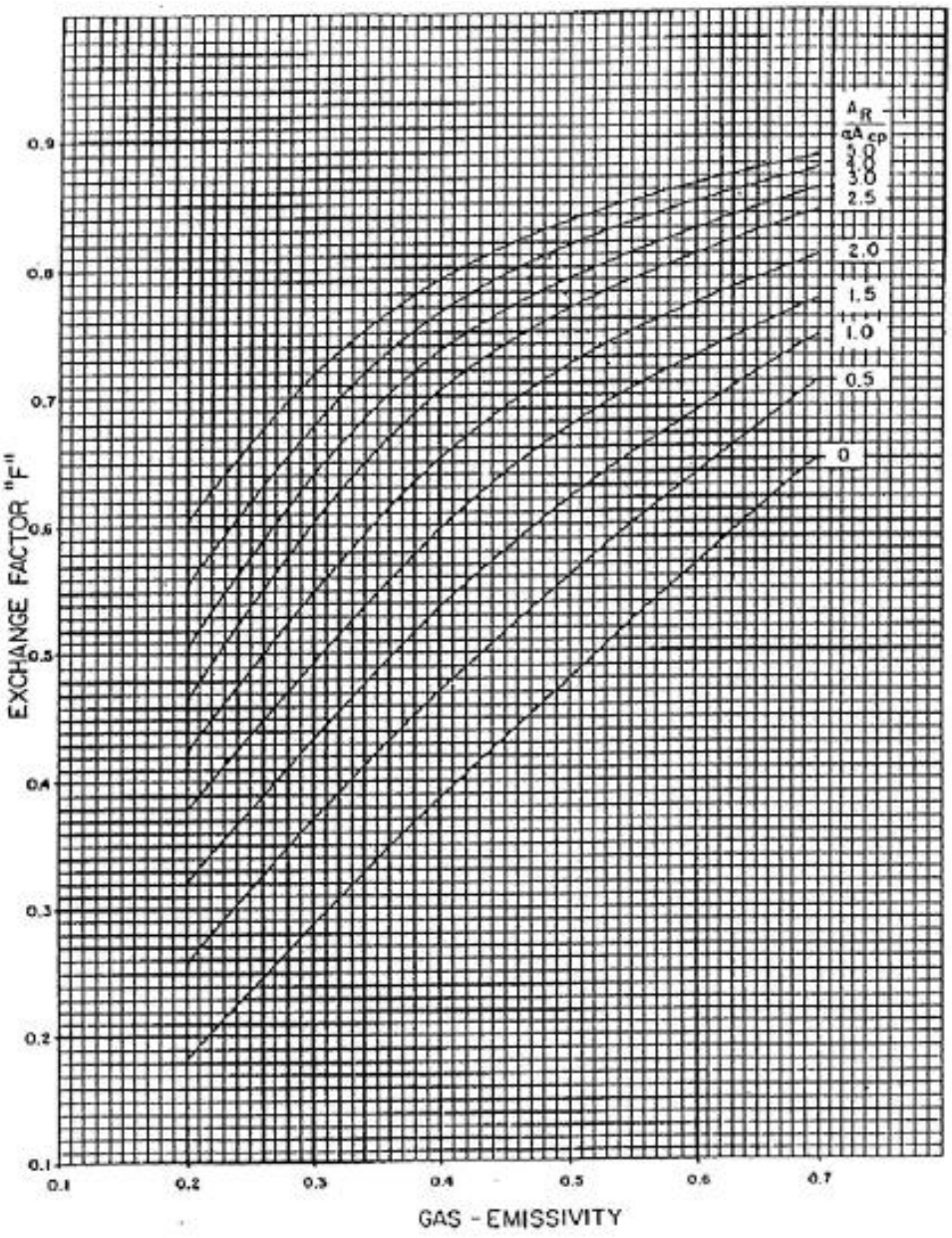


Figura A.21.4
Calor total absorbido en la sección de radiación

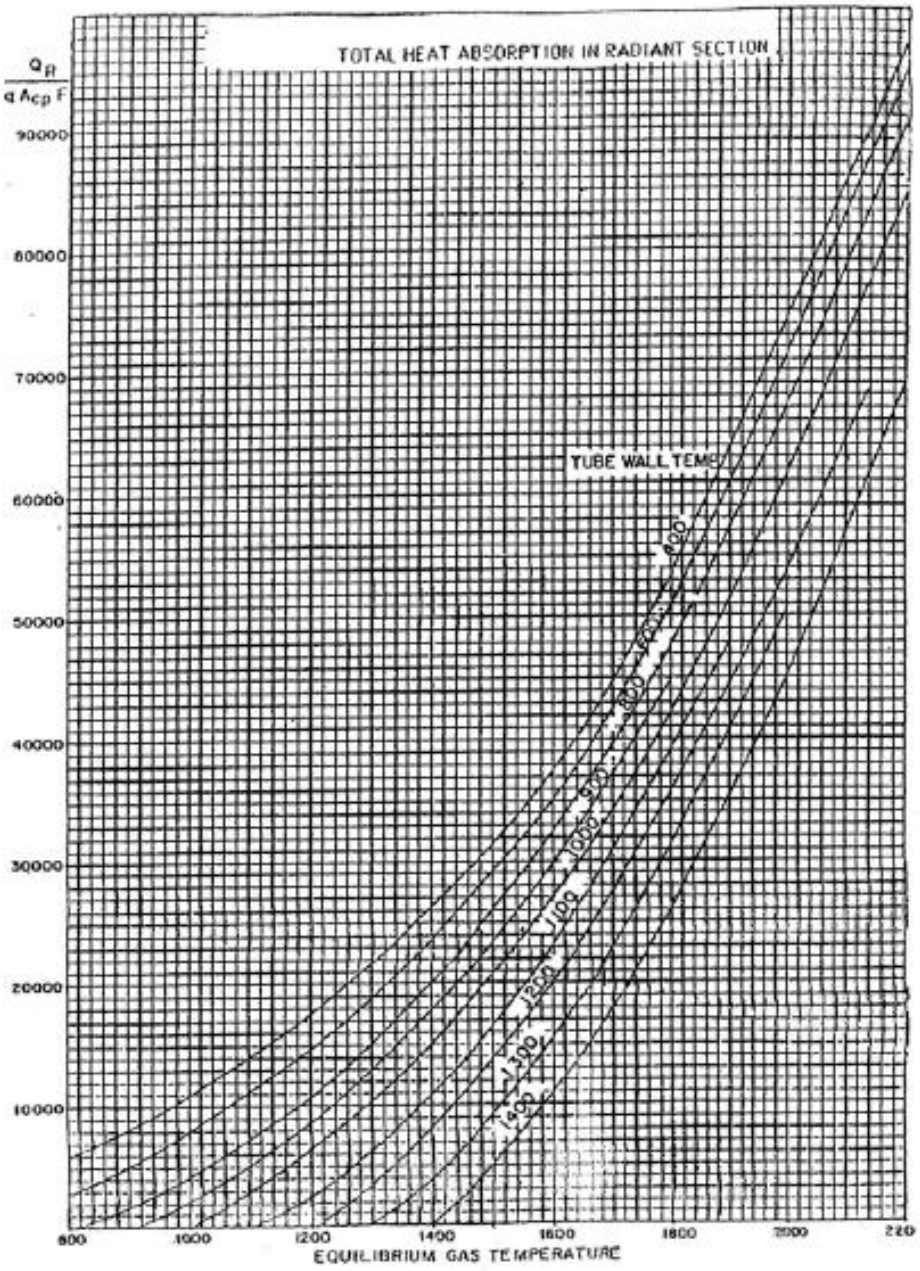


Figura A.21.5
Estimación del coeficiente de película

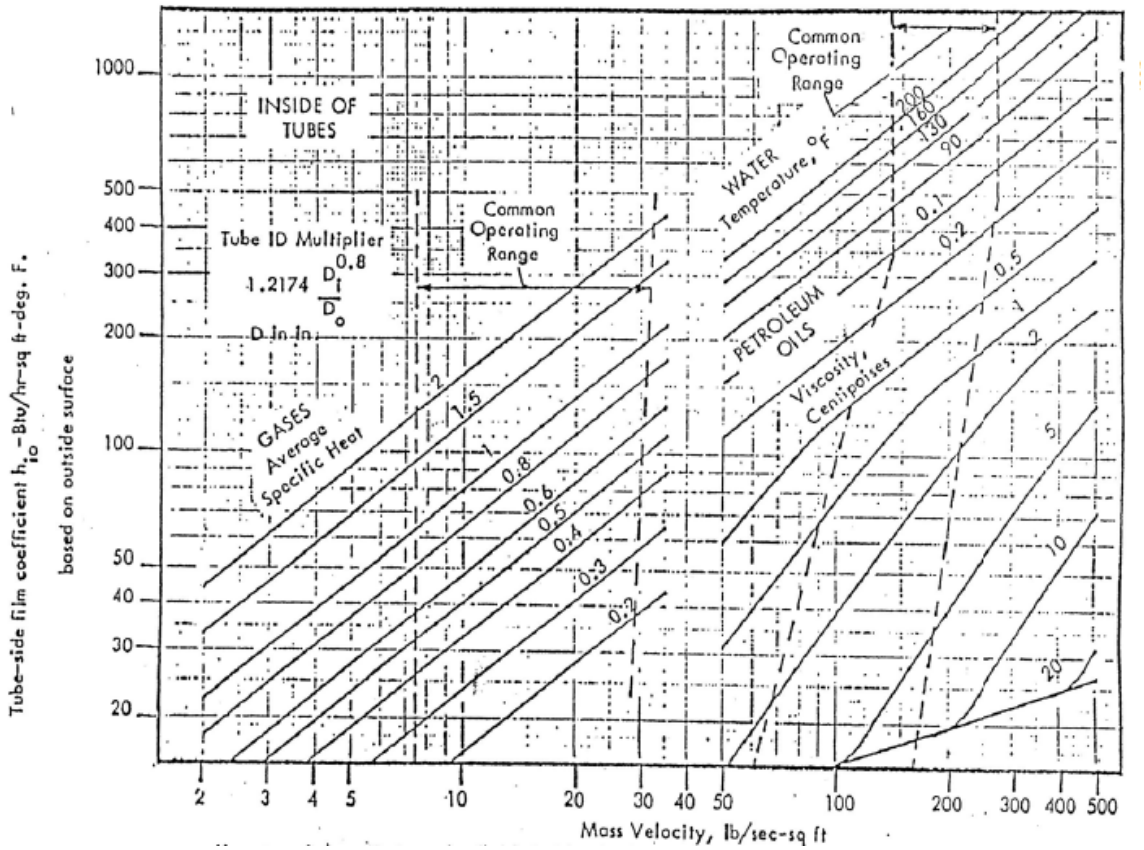


Figura A.21.6
Eficiencia de las aletas

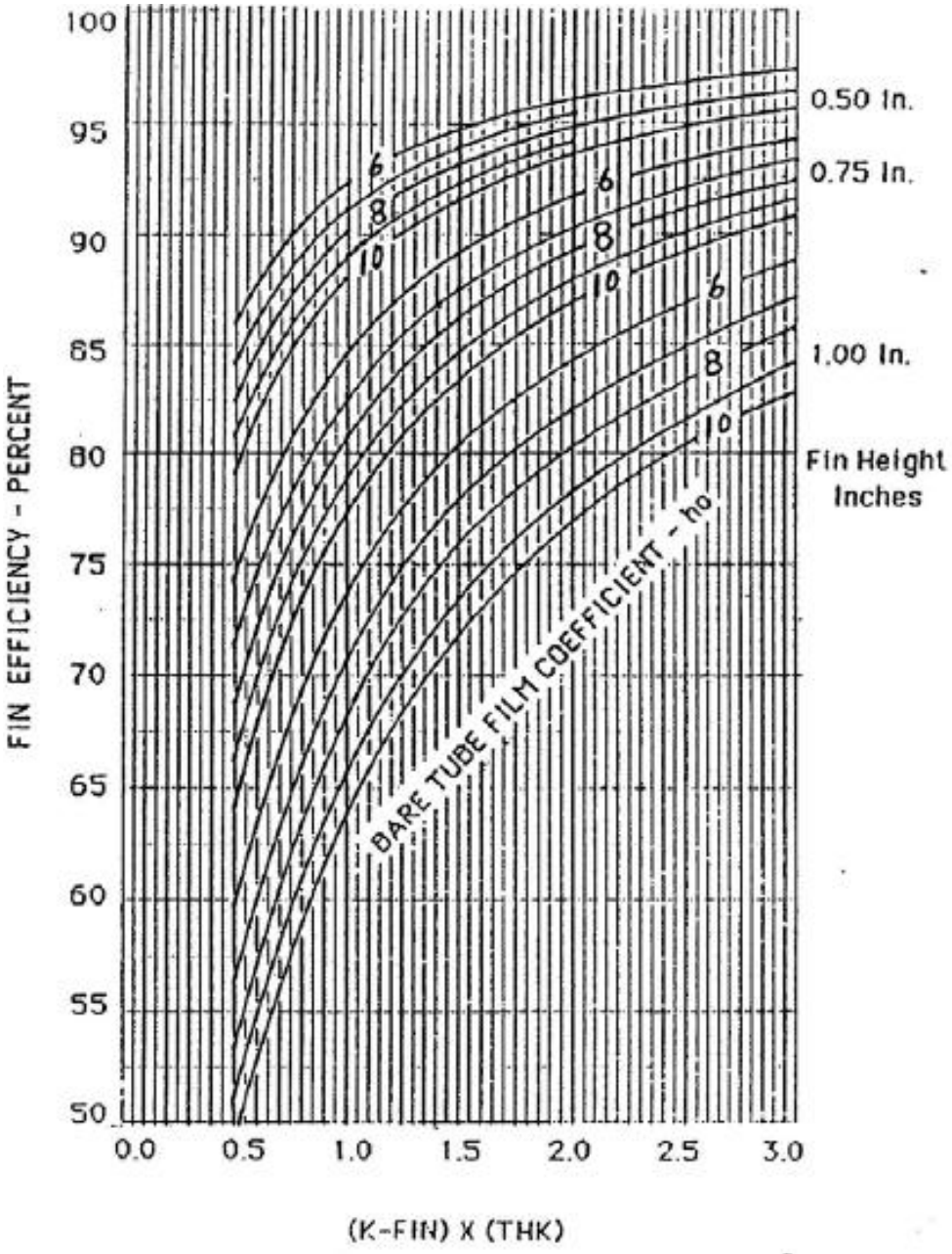


Figura A.21.7
Determinación del factor θ

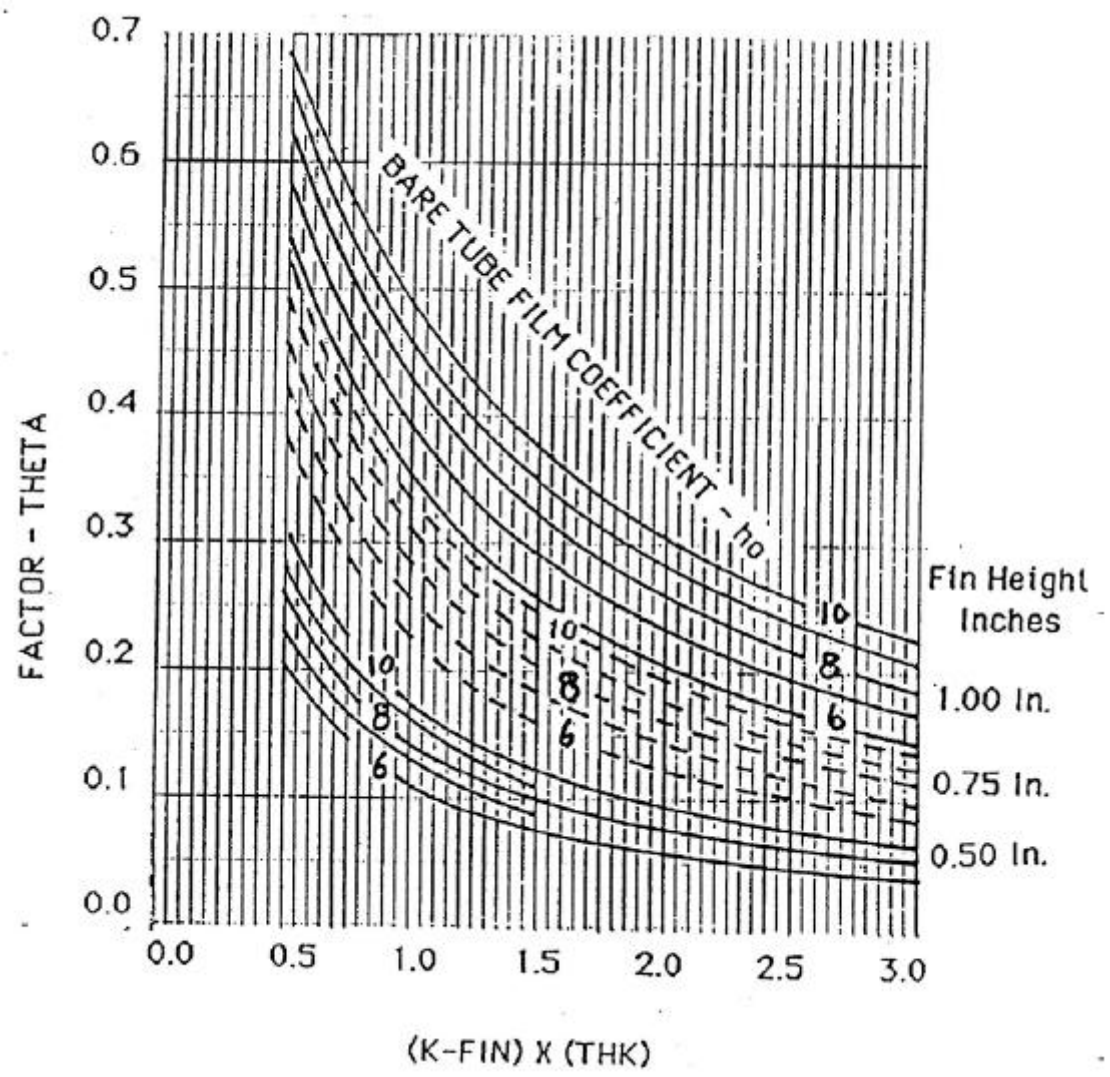


Figura A.21.8
Pérdidas de carga de la zona de convección

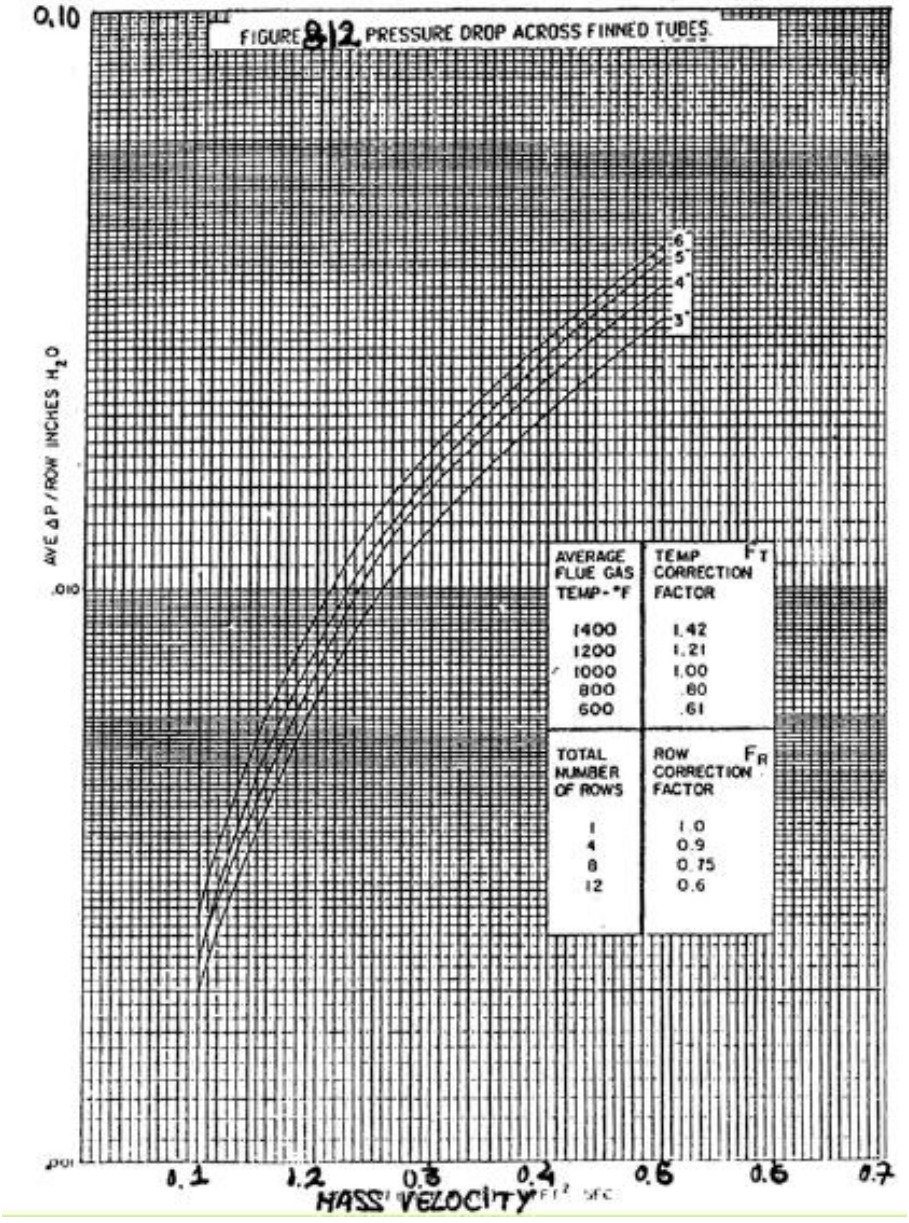


Tabla A.21.12
Factor q_s , carga por viento **(**Megyesy, E.F., 2001)

Velocidad básica del viento, mph	70	80	90	100	110	120	130
Presión q_s, lb/pie^2	13	17	21	26	31	37	44

Tabla A.21.13
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.21.14
Factor C_e , carga por viento **(**Megyesy, E.F., 2001)

Altura sobre el piso, pies	*Coeficiente C_e*	
	Exposición C	*Exposición B*
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.21.15
Vida 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.21.16
Especificaciones para tuberías (Normas ANSI)

Tamaño nominal, diámetro externo (in)	Número de lista (Sch.) a	b	c	Espesor de pared (in)	Diámetro interno (in)	Area de flujo (in^2)	Area de la sección (metal) (in^2)	Superficie externa (pie^2/pie)	Superficie interna (pie^2/pie)	Peso por pie (lb.)	Peso del agua por pie (lb.)	Momento de inercia (in^4)	Módulo resistente (in^3)	Radio de giro (in)
⅛ 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
¼ 0.540	—	—	10S	0.065	0.410	0.1320	0.0970	0.141	0.1073	0.330	0.0572	0.00279	0.01032	0.1694
	40	Std	40S	0.088	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
⅜ 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
½ 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	0.24[illegible]
	—	XXS	—	0.294	0.252	0.0499	0.504	0.220	0.0660	1.714	0.0216	0.02425	0.0577	0.21[illegible]
¾ 1.050	—	—	5S	0.065	0.920	0.665	0.2011	0.275	0.2409	0.684	0.2882	0.02451	0.0467	0.349
	—	—	10S	0.083	0.884	0.614	0.2521	0.275	0.2314	0.857	0.2661	0.02970	0.0566	0.343
	40	Std	40S	0.113	0.824	0.533	0.333	0.275	0.2157	1.131	0.2301	0.0370	0.0706	0.334
	80	XS	80S	0.154	0.742	0.432	0.435	0.275	0.1943	1.474	0.1875	0.0448	0.0853	0.321
	160	—	—	0.218	0.614	0.2961	0.570	0.275	0.1607	1.937	0.1284	0.0527	0.1004	0.304
	—	XXS	—	0.308	0.434	0.1479	0.718	0.275	0.1137	2.441	0.0641	0.0579	0.1104	0.2840
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
	—	—	10S	0.109	1.097	0.945	0.413	0.344	0.2872	1.404	0.400	0.0757	0.1151	0.428
	40	Std	40S	0.133	1.049	0.864	0.494	0.344	0.2746	1.679	0.374	0.0874	0.1329	0.421
	80	XS	80S	0.179	0.957	0.719	0.639	0.344	0.2520	2.172	0.311	0.1056	0.1606	0.407
	160	—	—	0.250	0.815	0.522	0.836	0.344	0.2134	2.844	0.2261	0.1252	0.1903	0.387
	—	XXS	—	0.358	0.599	0.2818	1.076	0.344	0.1570	3.659	0.1221	0.1405	0.2137	0.361
1¼ 1.660	—	—	5S	0.065	1.530	1.839	0.326	0.434	0.401	1.107	0.797	0.1038	0.1250	0.564
	—	—	10S	0.109	1.442	1.633	0.531	0.434	0.378	1.805	0.707	0.1605	0.1934	0.550
	40	Std	40S	0.140	1.380	1.496	0.669	0.434	0.361	2.273	0.648	0.1948	0.2346	0.540
	80	XS	80S	0.191	1.278	1.283	0.881	0.434	0.335	2.997	0.555	0.2418	0.2913	0.524
	160	—	—	0.250	1.160	1.057	1.107	0.434	0.304	3.765	0.458	0.2839	0.342	0.506
	—	XXS	—	0.382	0.896	0.631	1.534	0.434	0.2346	5.214	0.2732	0.341	0.411	0.472
1½ 1.900	—	—	5S	0.065	1.770	2.461	0.375	0.497	0.403	1.274	1.067	0.1580	0.1663	0.649
	—	—	10S	0.109	1.682	2.222	0.613	0.497	0.440	2.085	0.962	0.2409	0.2599	0.634

Tabla A.21.17
Especificaciones para tuberías (Normas ANSI)

Tamaño nominal, diámetro externo (in)	Número de lista (Sch.) a	b	c	Espesor de pared (in)	Diámetro interno (in)	Area de flujo (in^2)	Area de la sección (metal) (in^2)	Superficie externa (pie^2/pie)	Superficie interna (pie^2/pie)	Peso por pie (lb.)	Peso del agua por pie (lb.)	Momento de inercia (in^4)	Módulo resistente (in^3)	Radio de giro (in)
1½ 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	0.770	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
	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
2½ 2.875	—	—	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
	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 3.500	—	—	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
	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
3½ 4.000	—	—	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
	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	3.364	8.89	3.68	1.047	0.881	12.51	3.85	6.28	3.14	1.307
4 4.500	—	—	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
	40	Std	40S	0.237	4.026	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
	—	XXS	—	0.674	3.152	7.80	8.10	1.178	0.825	27.54	3.38	15.29	6.79	1.374
5 5.563	—	—	5S	0.109	5.345	22.44	1.868	1.456	1.399	6.35	9.73	6.95	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
	80	XS	80S	0.375	4.813	18.19	6.11	1.456	1.260	20.78	7.89	20.68	7.43	1.839
	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	1.129	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
6 6.625	—	—	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	9.20	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	28.14	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	2.199
	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	—	0.864	4.897	18.83	15.64	1.734	1.282	53.16	8.17	66.3	20.03	2.060
8 8.625	—	—	5S	0.109	8.407	55.5	2.916	2.258	2.201	9.91	24.07	25.45	6.13	3.01
	—	—	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	22.35	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	0.322	7.981	50.0	8.40	2.258	2.089	28.55	21.68	72.5	16.81	2.938
	60	—	—	0.406	7.813	47.9	10.48	2.258	2.045	35.64	20.79	88.6	20.58	2.909
	80	XS	80S	0.500	7.625	45.7	12.76	2.258	1.996	43.39	19.80	105.7	24.52	2.878

Tabla A.21.18
Especificaciones para tuberías (Normas ANSI)

Tamaño nominal, diámetro externo (in)	Número de lista (Sch.) a	b	c	Espesor de pared (in)	Diámetro interno (in)	Area de flujo (in^2)	Area de la sección (metal) (in^2)	Superficie externa (pie^2/pie)	Superficie interna (pie^2/pie)	Peso por pie (lb.)	Peso del agua por pie (lb.)	Momento de inercia (in^4)	Módulo resistente (in^3)	Radio de giro (in)
8	100	—	—	0.593	7.439	43.5	14.96	2.258	1.948	50.87	18.84	121.4	28.14	2.847
8.625	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	67.76	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	—	—	5S	0.134	10.482	86.3	4.52	2.815	2.744	15.15	37.4	63.7	11.85	3.75
10.750	—	—	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	8.20	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	24.6	399	74.3	3.43
12	—	—	5S	0.165	12.420	121.2	6.52	3.34	3.25	19.56	52.5	129.2	20.27	4.45
12.750	—	—	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	88.1	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	80.5	47.1	3.34	2.651	160.27	34.9	781	122.6	4.07
14	10	—	—	0.250	13.500	143.1	10.80	3.67	3.53	36.71	62.1	255.4	36.5	4.86
14.000	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	4.7
	—	—	—	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	10	—	—	0.250	15.500	188.7	12.37	4.19	4.06	42.05	81.8	384	48.0	5.57
16.000	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	92.66	75.4	813	100.6	5.46
	—	—	—	0.625	14.750	170.9	30.2	4.19	3.86	102.03	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

Tabla A.21.19
Especificaciones para tuberías (Normas ANSI)

Tamaño nominal, diámetro externo (in)	Número de lista (Sch.) a	b	c	Espesor de pared (in)	Diámetro interno (in)	Area de flujo (in^2)	Area de la sección (metal) (in^2)	Superficie externa (pie^2/pie)	Superficie interna (pie^2/pie)	Peso por pie (lb.)	Peso del agua por pie (lb.)	Momento de inercia (in^4)	Módulo resistente (in^3)	Radio de giro (in)
	—	—	—	0.875	14.250	159.5	41.6	4.19	3.73	141.35	69.1	1193	154.1	5.36
16	100	—	—	1.031	13.938	152.6	48.5	4.19	3.65	164.83	66.1	1365	170.6	5.30
16.000	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	1769	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
	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
18.	—	—	—	0.687	16.626	217.1	37.4	4.71	4.35	127.03	94.1	1403	156.3	6.13
18.000	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	6.0
	80	—	—	0.937	16.126	204.2	50.2	4.71	4.22	170.75	88.5	1834	203.8	6.0
	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
	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	78.60	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
20	—	—	—	0.687	18.626	272.5	41.7	5.24	4.88	141.71	118.1	1946	194.6	6.83
20.000	—	—	—	0.750	18.500	268.8	45.4	5.24	4.84	154.20	116.5	2105	210.5	6.81
	60	—	—	0.812	18.376	265.2	48.9	5.24	4.81	166.40	115.0	2257	225.7	6.79
	—	—	—	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.
	10	—	—	0.250	23.500	434	18.65	6.28	6.15	63.41	188.0	1316	109.6	8.
	—	—	—	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	2245	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
24	40	—	—	0.687	22.626	402	50.3	6.28	5.92	171.17	174.3	3420	285.2	8.25
24.000	—	—	—	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	4650	388	8.15
	80	—	—	1.218	21.564	365	87.2	6 28	5.65	296.36	158.3	5570	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	142.1	6.28	5.20	483.13	134.5	8630	719	7.79
	160	—	—	2.343	19.314	293	159.4	6.28	5.06	541.04	127.0	9460	788	7.70
	10	—	—	0.312	29.376	678	29.1	7.85	7.69	98.93	293.8	3210	214	10.50
30	20	—	—	0.500	29.000	661	46.3	7.85	7.59	157.53	286.3	5040	336	10.43
30 000	30	—	—	0.625	28.750	649	57.6	7.85	7.53	196.08	281.5	6220	415	10.39

Tabla A.21.20
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

Tabla A.21.21
Longitud equivalente de accesorios

Codos	**K**	**L_{eq}/D**
Codo de radio corto	0,9	32
Codo de radio medio	0,75	27
Codo de radio largo	0,60	20
Codo de 45º	0,42	15
Otros accesorios	**K**	**L_{eq}/D**
Válvula de globo, completamente abierta	10	350
Válvula de ángulo, completamente abierta	5	175
Válvula de compuerta - Completamente abierta - entreabierta	 0,19 2,06	 7 72
Empalme en T normal	1,8	67

Tabla A.21.22
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

Figura A.21.9
Curva característica de la bomba (Bell & Gossett)

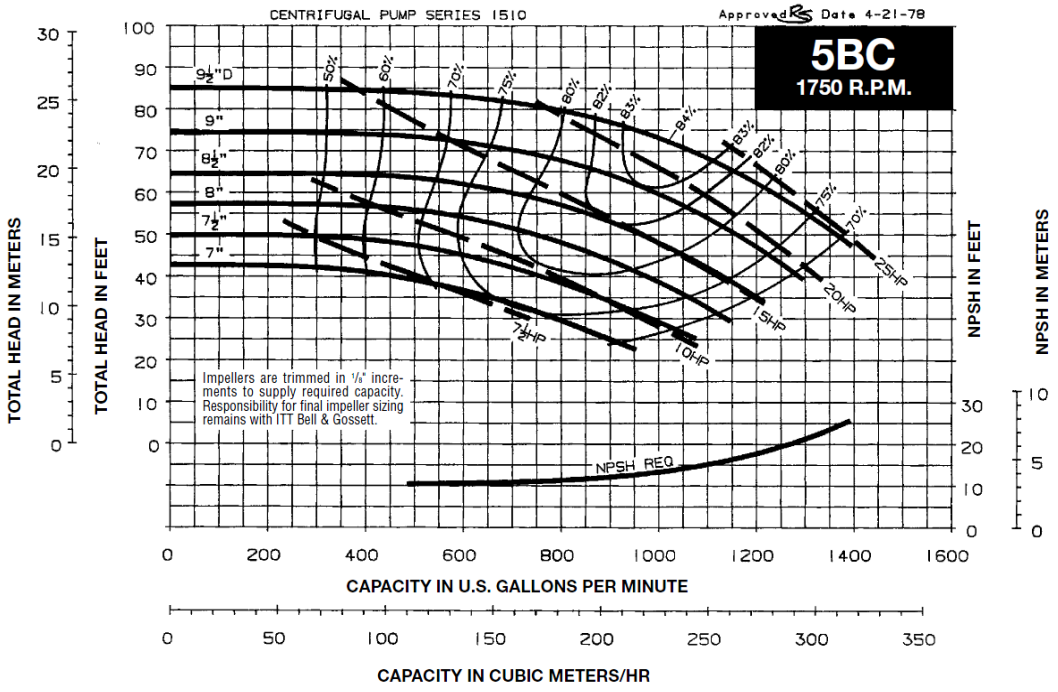


Figura A.21.10
Curva característica de la bomba (Bell & Gossett)

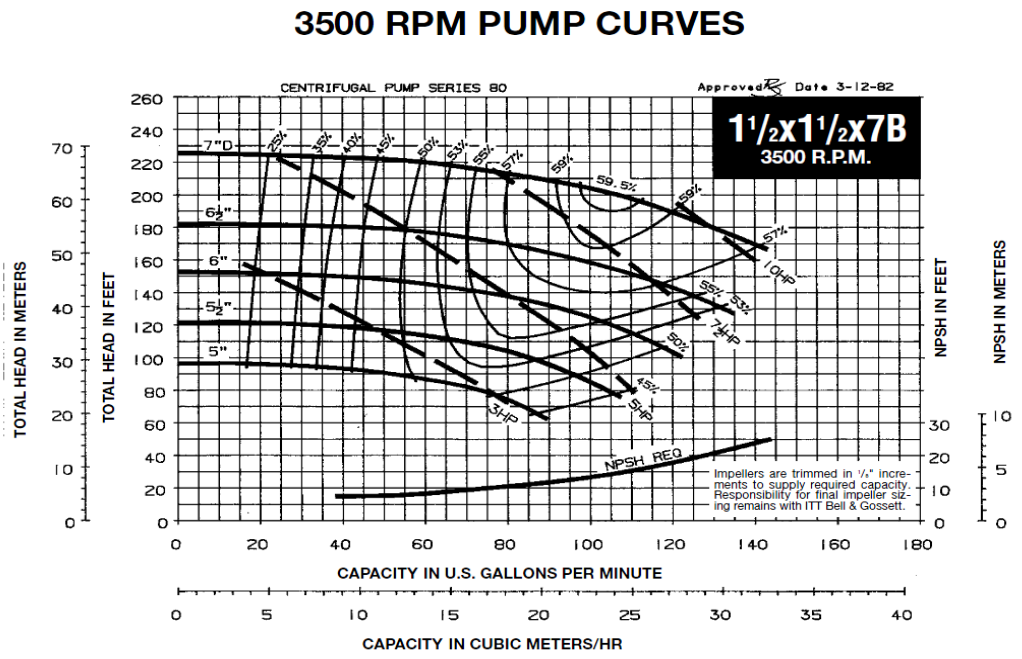


Figura A.21.11
Curva característica de la bomba (Bell & Gossett)

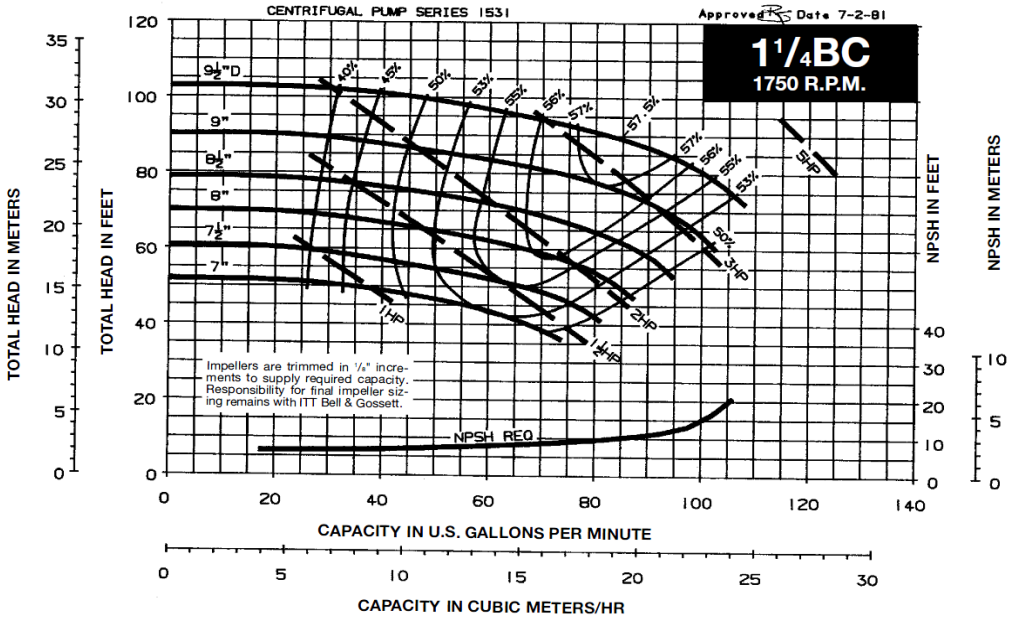


Figura A.21.12
Curva característica de la bomba (Bell & Gossett)

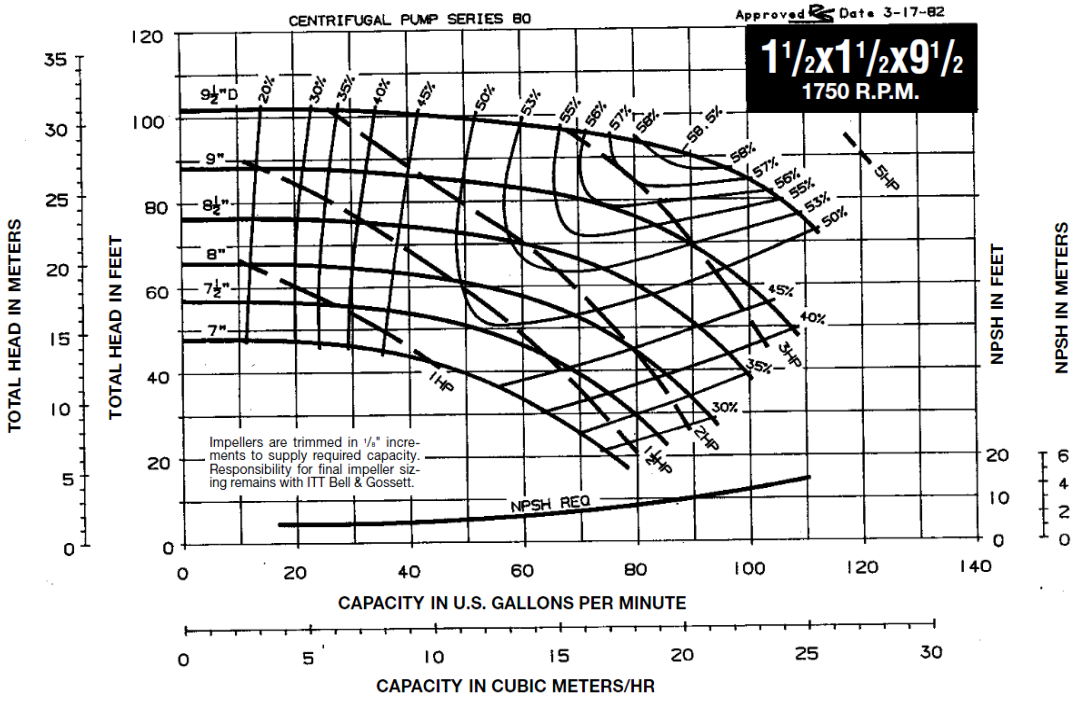
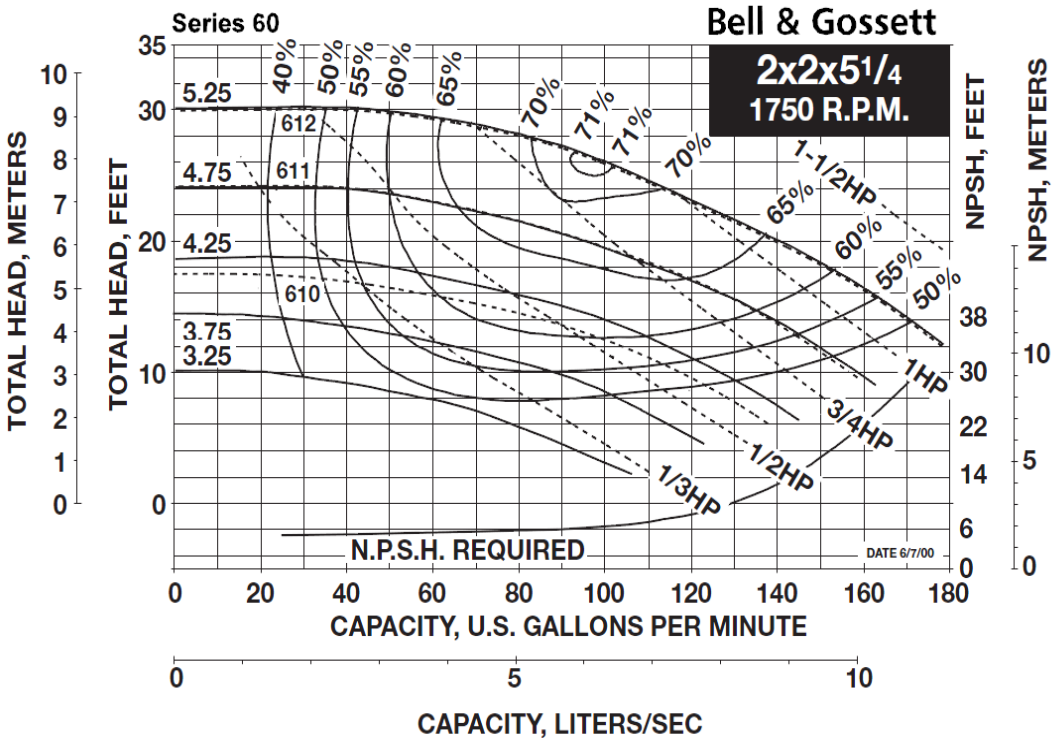


Figura A.21.13
Curva característica de la bomba (Bell & Gossett)



Fichas Internacionales de Seguridad Química

ACETONITRILO

ICSC: 0088

ACETONITRILO
Cianuro de metilo
Cianometano
Etanonitrilo
C_2H_3N/CH_3CN

Masa molecular: 41.0

Nº CAS 75-05-8
Nº RTECS AL7700000
Nº ICSC 0088
Nº NU 1648
Nº CE 608-001-00-3

TIPOS DE PELIGRO/ EXPOSICION	PELIGROS/ SINTOMAS AGUDOS	PREVENCION	PRIMEROS AUXILIOS/ LUCHA CONTRA INCENDIOS
INCENDIO	Inflamable.	Evitar las llamas, NO producir chispas y NO fumar. NO poner en contacto con oxidantes.	Espuma resistente al alcohol, polvo, dióxido de carbono. Los bomberos deberían emplear indumentaria de protección completa, incluyendo equipo autónomo de respiración.
EXPLOSION	Las mezclas vapor/aire son explosivas. Por encima de 12.8°C: pueden formarse mezclas explosivas vapor/aire. Riesgo de incendio y explosión en contacto con oxidantes.	Por encima de 12.8°C: sistema cerrado, ventilación y equipo eléctrico a prueba de explosiones 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. Los bomberos deberían emplear indumentaria de protección completa, incluyendo equipo autónomo de respiración.
EXPOSICION		¡HIGIENE ESTRICTA!	
• **INHALACION**	Dolor de garganta, vómitos, dificultad respiratoria, debilidad, dolor abdominal, convulsiones, pérdida del conocimiento. (Síntomas no inmediatos: véanse Notas).	Ventilación, extracción localizada o protección respiratoria.	Aire limpio, reposo, respiración artificial si estuviera indicada y proporcionar asistencia médica.
• **PIEL**	¡PUEDE ABSORBERSE! Enrojecimiento, (para mayor información véase Inhalación).	Guantes protectores y traje de protección.	Quitar las ropas contaminadas, aclarar la piel con agua abundante o ducharse y proporcionar asistencia médica.
• **OJOS**	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) y proporcionar asistencia médica.
• **INGESTION**	(Para mayor información véase Inhalación).	No comer, ni beber, ni fumar durante el trabajo. Lavarse las manos antes de comer.	Enjuagar la boca, dar a beber agua abundante, provocar el vómito (¡UNICAMENTE EN PERSONAS CONSCIENTES!) y proporcionar asistencia médica.

DERRAMAS Y FUGAS	ALMACENAMIENTO	ENVASADO Y ETIQUETADO

Ventilar. Eliminar todas las fuentes de ignición. Recoger el líquido procedente de la fuga en recipientes herméticos, absorber el líquido residual en arena seca o absorbente inerte y trasladarlo a un lugar seguro. (Protección personal adicional: traje de protección completa incluyendo equipo autónomo de respiración).	A prueba de incendio. Separado de ácidos y oxidantes. Mantener en lugar fresco y bien ventilado.	No transportar con alimentos y piensos. símbolo F símbolo T R: 11-23/24/25 S: (1/2-)16/27/45 Clasificación de Peligros NU: 3 Riesgos Subsidiarios NU: 6.1 Grupo de Envasado NU: II CE:

VEASE AL DORSO INFORMACION IMPORTANTE

ICSC: 0088

Preparada en el Contexto de Cooperación entre el IPCS y la Comisión de las Comunidades Eurpoeas © CCE, IPCS, 1994

Fichas Internacionales de Seguridad Química

ACETONITRILO

ICSC: 0088

DATOS IMPORTANTES

ESTADO FISICO; ASPECTO
Líquido incoloro, de olor característico.

PELIGROS FISICOS
El vapor es más denso que el aire y puede extenderse a ras del suelo; posible ignición en punto distante. El vapor se mezcla bien con el aire, formándose fácilmente mezclas explosivas. Como resultado del flujo, agitación, etc., se pueden generar cargas electrostáticas.

PELIGROS QUIMICOS
Por combustión, formación de humos tóxicos de cianuro de hidrógeno y óxidos de nitrógeno. La sustancia se descompone en contacto con ácidos, agua y vapor de agua produciendo humos tóxicos y vapor inflamable. Reacciona con oxidantes fuertes originando peligro de incendio y explosión. Ataca a algunas formas de plástico, caucho y recubrimientos.

LIMITES DE EXPOSICION
TLV (como TWA): 40 ppm; 67 mg/m^3 (ACGIH 1993-1994).
TLV (como STEL): 60 ppm; 101 mg/m^3 (piel) (ACGIH 1993-1994).

VIAS DE EXPOSICION
La sustancia se puede absorber por inhalación del vapor, a través de la piel y por ingestión.

RIESGO DE INHALACION
Por evaporación de esta sustancia a 20°C se puede alcanzar bastante rápidamente una concentración nociva en el aire.

EFECTOS DE EXPOSICION DE CORTA DURACION
La sustancia irrita los ojos, la piel y el tracto respiratorio. La sustancia puede causar efectos en la respiración celular (inhibición), dando lugar a alteraciones funcionales. La exposición a altas concentraciones puede producir la muerte. Los efectos pueden aparecer de forma no inmediata. Se recomienda vigilancia médica.

EFECTOS DE EXPOSICION PROLONGADA O REPETIDA
La experimentación animal muestra que esta sustancia posiblemente cause malformaciones congénitas en recién nacidos.

PROPIEDADES FISICAS

Punto de ebullición: 81°C
Punto de fusión: -45°C
Densidad relativa (agua = 1): 0.8
Solubilidad en agua: Miscible
Presión de vapor, kPa a 20°C: 9.60
Densidad relativa de vapor (aire = 1): 1.4
Densidad relativa de la mezcla vapor/aire a 20°C (aire = 1): 1.04
Punto de inflamación: 12.8°C (c.c.)
Temperatura de autoignición: 524°C
Límites de explosividad, % en volumen en el aire: 3.0-16
Coeficiente de reparto octanol/agua como log Pow: -0.3

DATOS AMBIENTALES

NOTAS

Los síntomas de intoxicación aguda no se ponen de manifiesto hasta pasadas algunas horas.

Ficha de emergencia de transporte (Transport Emergency Card): TEC (R)-148
Código NFPA: H 2; F 3; R 0;

INFORMACION ADICIONAL

FISQ: 3-005 ACETONITRILO	

ICSC: 0088 **ACETONITRILO**

© CCE, IPCS, 1994

NOTA LEGAL IMPORTANTE:	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).

© INSHT

Fichas Internacionales de Seguridad Química

ACIDO SULFURICO

ICSC: 0362

ACIDO SULFURICO
Aceite de vitriolo
H_2SO_4

Masa molecular: 98.1

Nº CAS 7664-93-9
Nº RTECS WS5600000
Nº ICSC 0362
Nº NU 1830
Nº CE 016-020-00-8

TIPOS DE PELIGRO/ EXPOSICION	PELIGROS/ SINTOMAS AGUDOS	PREVENCION	PRIMEROS AUXILIOS/ LUCHA CONTRA INCENDIOS
INCENDIO	No combustible. Muchas reacciones pueden producir incendio o explosión. Desprende humos (o gases) tóxicos o irritantes en caso de incendio.	NO poner en contacto con sustancias inflamables. NO poner en contacto con combustibles.	NO utilizar agua. En caso de incendio en el entorno: polvo, AFFF, espuma, dióxido de carbono.
EXPLOSION	Riesgo de incendio y explosión en contacto con bases, sustancias combustibles, oxidantes, agentes reductores, agua.		En caso de incendio: mantener fríos los bidones y demás instalaciones rociando con agua pero NO en contacto directo con agua.
EXPOSICION		¡EVITAR LA FORMACION DE NIEBLA DEL PRODUCTO! ¡EVITAR TODO CONTACTO!	¡CONSULTAR AL MEDICO EN TODOS LOS CASOS!
• **INHALACION**	Corrosivo. Sensación de quemazón, tos, dificultad respiratoria, dolor de garganta.	Ventilación, extracción localizada o protección respiratoria.	Aire limpio, reposo, posición de semiincorporado, respiración artificial si estuviera indicada y proporcionar asistencia médica.
• **PIEL**	Corrosivo. Dolor, enrojecimiento, quemaduras cutáneas graves.	Guantes protectores y traje de protección.	Quitar las ropas contaminadas, aclarar la piel con agua abundante o ducharse y proporcionar asistencia médica.
• **OJOS**	Corrosivo. Dolor, enrojecimiento, quemaduras profundas graves.	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) y proporcionar asistencia médica.
• **INGESTION**	Corrosivo. Dolor abdominal, sensación de quemazón, vómitos, colapso.	No comer, ni beber, ni fumar durante el trabajo.	Enjuagar la boca, dar a beber agua abundante, NO provocar el vómito y proporcionar asistencia médica.

DERRAMAS Y FUGAS	ALMACENAMIENTO	ENVASADO Y ETIQUETADO

Recoger el líquido procedente de la fuga en recipientes herméticos, NO absorber en serrín u otros absorbentes combustibles. (Protección personal adicional: traje de protección completa incluyendo equipo autónomo de respiración).	Separado de sustancias combustibles y reductoras, oxidantes fuertes, bases fuertes y alimentos y piensos (véanse Notas). Puede ser almacenado en contenedores de acero inoxidable (véanse Notas).	Envase irrompible; colocar el envase frágil dentro de un recipiente irrompible cerrado. No transportar con alimentos y piensos. símbolo C R: 35 S: (1/2-)26-30-45 Clasificación de Peligros NU: 8 Grupo de Envasado NU: II CE:

VEASE AL DORSO INFORMACION IMPORTANTE

ICSC: 0362

Preparada en el Contexto de Cooperación entre el IPCS y la Comisión de las Comunidades Eurpoeas © CCE, IPCS, 1994

Fichas Internacionales de Seguridad Química

ACIDO SULFURICO

ICSC: 0362

DATOS IMPORTANTES

ESTADO FISICO; ASPECTO
Líquido higroscópico, incoloro, aceitoso e inodoro.

PELIGROS FISICOS

PELIGROS QUIMICOS
Por combustión, formación de humos tóxicos de óxidos de azufre. La sustancia es un oxidante fuerte y reacciona violentamente con materiales combustibles y reductores. La sustancia es un ácido fuerte, reacciona violentamente con bases y es corrosiva para la mayoría de metales más comunes, originando hidrógeno (gas inflamable y explosivo). Reacciona violentamente con agua y compuestos orgánicos con desprendimiento de calor (véanse Notas). Al calentar se forman humos (o gases) irritantes o tóxicos (óxido de azufre).

LIMITES DE EXPOSICION
TLV (como TWA): 1 mg/m^3 (ACGIH 1993-1994).
TLV (como STEL): 3 mg/m^3 (ACGIH 1993-1994).

VIAS DE EXPOSICION
La sustancia se puede absorber por inhalación del aerosol y por ingestión.

RIESGO DE INHALACION
La evaporación a 20°C es despreciable; sin embargo, se puede alcanzar rápidamente una concentración nociva de partículas en el aire por pulverización.

EFECTOS DE EXPOSICION DE CORTA DURACION
La sustancia es corrosiva de los ojos, la piel y el tracto respiratorio. Corrosiva por ingestión. La inhalación del aerosol de la sustancia puede originar edema pulmonar (véanse Notas).

EFECTOS DE EXPOSICION PROLONGADA O REPETIDA
Los pulmones pueden resultar afectados por la exposición prolongada o repetida al aerosol de esta sustancia. Si las exposiciones al aerosol de esta sustancia son repetidas o prolongadas existe el riesgo de presentar erosiones dentales.

PROPIEDADES FISICAS

Punto de ebullición (se descompone): 340°C
Punto de fusión: 10°C
Densidad relativa (agua = 1): 1.8
Solubilidad en agua: Miscible
Presión de vapor, kPa a 146°C: 0.13
Densidad relativa de vapor (aire = 1): 3.4

DATOS AMBIENTALES

Esta sustancia puede ser peligrosa para el ambiente; debería prestarse atención especial a los organismos acúaticos.

NOTAS

Los síntomas del edema pulmonar no se ponen de manifiesto, a menudo, hasta pasadas algunas horas y se agravan por el esfuerzo físico. Reposo y vigilancia médica son por ello, imprescindibles. NO verter NUNCA agua sobre esta sustancia; cuando se deba disolver o diluir, añadirla al agua siempre lentamente. Almacenar en un área con suelo de hormigón resistente a la corrosión.

Ficha de emergencia de transporte (Transport Emergency Card): TEC (R)-10B
Código NFPA: H 3; F 0; R 2; W

INFORMACION ADICIONAL

FISQ: 3-011 ACIDO SULFURICO	

ICSC: 0362 **ACIDO SULFURICO**

© CCE, IPCS, 1994

NOTA LEGAL IMPORTANTE:	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).

© INSHT

Fichas Internacionales de Seguridad Química

ACRILONITRILO

ICSC: 0092

ACRILONITRILO
Cianoetileno
Cianuro de vinilo
$C_5H_3N/CH_2=CH-CN$

Masa molecular: 53.1

Nº CAS 107-13-1
Nº RTECS AT5250000
Nº ICSC 0092
Nº NU 1093
Nº CE 608-003-00-4

TIPOS DE PELIGRO/ EXPOSICION	PELIGROS/ SINTOMAS AGUDOS	PREVENCION	PRIMEROS AUXILIOS/ LUCHA CONTRA INCENDIOS
INCENDIO	Altamente inflamable. En caso de incendios se desprenden humos (o gases) tóxicos e irritantes.	Evitar las llamas, NO producir chispas y NO fumar. NO poner en contacto con oxidantes fuertes y bases fuertes.	Polvo, espuma resistente al alcohol, agua pulverizada, dióxido de carbono.
EXPLOSION	Las mezclas vapor/aire son explosivas. Riesgo de incendio y explosión por polimerización en contacto con bases fuertes y oxidantes fuertes.	Sistema cerrado, ventilación, equipo eléctrico y de alumbrado a prueba de explosión.	En caso de incendio: mantener fríos los bidones y demás instalaciones rociando con agua.
EXPOSICION		¡EVITAR TODO CONTACTO!	¡CONSULTAR AL MEDICO EN TODOS LOS CASOS!
• **INHALACION**	Vértigo, dolor de cabeza, náuseas, vómitos, debilidad, temblores y movimientos incoordinados.	Sistema cerrado y ventilación.	Aire limpio, reposo y proporcionar asistencia médica (véanse Notas).
• **PIEL**	¡PUEDE ABSORBERSE! Enrojecimiento, dolor, ampollas (para mayor información, véase Inhalación).	Guantes protectores y traje de protección.	Aclarar con agua abundante, después quitar la ropa contaminada y aclarar de nuevo y proporcionar asistencia médica.
• **OJOS**	Enrojecimiento, dolor, visión borrosa.	Gafas ajustadas de seguridad 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) y proporcionar asistencia médica.
• **INGESTION**	Dolor abdominal, dolor de cabeza, náuseas, jadeo, vómitos, debilidad (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, provocar el vómito (¡UNICAMENTE EN PERSONAS CONSCIENTES!) y proporcionar asistencia médica.

DERRAMAS Y FUGAS	ALMACENAMIENTO	ENVASADO Y ETIQUETADO

Evacuar la zona de peligro. Consultar a un experto. Ventilar. Recoger el líquido procedente de la fuga en recipientes tapados, 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).	A prueba de incendio. Separado de oxidantes fuertes, bases fuertes y alimentos y piensos. Mantener en la oscuridad. Ventilación a ras del suelo. Almacenar solamente si está estabilizado.	Envase irrompible; colocar el envase frágil dentro de un recipiente irrompible cerrado. No transportar con alimentos y piensos. símbolo F símbolo T R: 45-11-23/24/25-38 S: 53-45 Nota: D; Note: E Clasificación de Peligros NU: 3 Riesgos Subsidiarios NU: 6.1 Grupo de Envasado NU: I CE:

VEASE AL DORSO INFORMACION IMPORTANTE

ICSC: 0092

Preparada en el Contexto de Cooperación entre el IPCS y la Comisión de las Comunidades Eurpoeas © CCE, IPCS, 1994

Fichas Internacionales de Seguridad Química

ACRILONITRILO

ICSC: 0092

DATOS IMPORTANTES

ESTADO FISICO; ASPECTO
Líquido entre incoloro y amarillo pálido, de olor acre.

PELIGROS FISICOS
El vapor es más denso que el aire y puede extenderse a ras del suelo; posible ignición en punto distante.

PELIGROS QUIMICOS
La sustancia polimeriza debido al calentamiento intenso, bajo la influencia de la luz, las bases y los peróxidos. El calentamiento intenso puede originar combustión violenta o explosión. La sustancia se descompone al calentarla intensamente produciendo humos tóxicos, incluyendo óxidos de nitrógeno y cianuro de hidrógeno. Reacciona violentamente con oxidantes fuertes y bases fuertes, originando peligro de incendio y explosión.

LIMITES DE EXPOSICION
TLV: 2 ppm A2; 4.3 mg/m^3 A2 (piel) (ACGIH 1993-1994).

VIAS DE EXPOSICION
La sustancia se puede absorber por inhalación del vapor, a través de la piel y por ingestión.

RIESGO DE INHALACION
Por evaporación de esta sustancia a 20°C se puede alcanzar muy rápidamente una concentración nociva en el aire.

EFECTOS DE EXPOSICION DE CORTA DURACION
La sustancia irrita los ojos, la piel y el tracto respiratorio. La sustancia puede causar efectos en el hígado y el sistema nervioso central. La exposición por encima del OEL puede producir la muerte. Los efectos pueden aparecer de forma no inmediata. Se recomienda vigilancia médica.

EFECTOS DE EXPOSICION PROLONGADA O REPETIDA
El contacto prolongado o repetido con la piel puede producir dermatitis. La sustancia puede afectar al hígado y al sistema nervioso central. Esta sustancia es probablemente carcinógena para los seres humanos. Puede originar lesión genética en los seres humanos. La experimentación animal muestra que esta sustancia posiblemente cause malformaciones congénitas en recién nacidos.

PROPIEDADES FISICAS

Punto de ebullición: 77°C
Punto de fusión: -84°C
Densidad relativa (agua = 1): 0.8
Solubilidad en agua, g/100 ml a 20°C: 7
Presión de vapor, kPa a 20°C: 11.0
Densidad relativa de vapor (aire = 1): 1.8

Densidad relativa de la mezcla vapor/aire a 20°C (aire = 1): 1.05
Punto de inflamación: -1°C (c.c.)
Temperatura de autoignición: 481°C
Límites de explosividad, % en volumen en el aire: 3.05-17.0
Coeficiente de reparto octanol/agua como log Pow: 0.25

DATOS AMBIENTALES

La sustancia es tóxica para los organismos acuáticos.

NOTAS

Está indicado examen médico periódico dependiendo del grado de exposición. En caso de envenenamiento con esta sustancia es necesario realizar un tratamiento específico; así como disponer de los medios adecuados junto con las instrucciones respectivas. La alerta por el olor es insuficiente. Enjuagar la ropa contaminada con agua abundante (peligro de incendio). Nombres comerciales: Acritet y Acrylon.

Ficha de emergencia de transporte (Transport Emergency Card): TEC (R)-61
Código NFPA: H 4; F 3; R 2;

INFORMACION ADICIONAL

FISQ: 3-018 ACRILONITRILO	

ICSC: 0092 **ACRILONITRILO**

© CCE, IPCS, 1994

NOTA LEGAL IMPORTANTE:	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).

© INSHT

Fichas Internacionales de Seguridad Química

AMONIACO (ANHIDRO)

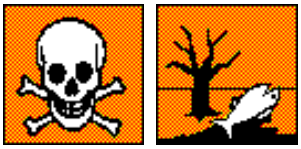
ICSC: 0414

AMONIACO (ANHIDRO)
Trihidruro de nitrógeno
NH_3
Masa molecular: 17.03

Nº CAS 7664-41-7
Nº RTECS BO0875000
Nº ICSC 0414
Nº NU 1005
Nº CE 007-001-00-5

TIPOS DE PELIGRO/ EXPOSICION	PELIGROS/ SINTOMAS AGUDOS	PREVENCION	PRIMEROS AUXILIOS/ LUCHA CONTRA INCENDIOS
INCENDIO	Extremadamente inflamable. Combustible en condiciones específicas. El calentamiento intenso puede producir aumento de la presión con riesgo de estallido.	Evitar llama abierta.	Cortar el suministro. Si no es posible y no existe riesgo para el entorno próximo, deje que el incendio se extinga por sí mismo; en otros casos se apaga con polvos, dióxido de carbono.
EXPLOSION	Mezclas de amoniaco y aire originarán explosión si se encienden en condiciones inflamables.	Sistema cerrado, ventilación, equipo eléctrico y de alumbrado a prueba de explosiones.	En caso de incendio: mantener fría la botella por pulverización con agua.
EXPOSICION		¡EVITAR TODO CONTACTO!	
• **INHALACION**	Sensación de quemazón, tos, dificultad respiratoria. (Síntomas de efectos no inmediatos: véanse Notas).	Ventilación, extracción localizada o protección respiratoria.	Aire limpio, reposo, posición de semiincorporado y atención médica. Respiración artificial si estuviera indicado.
• **PIEL**	EN CONTACTO CON LIQUIDO: CONGELACION.	Guantes aislantes del frío, traje de protección.	EN CASO DE CONGELACION: Aclarar con agua abundante. NO quitar la ropa y solicitar atención médica.
• **OJOS**	Quemaduras profundas graves.	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 consultar a un médico.
• **INGESTION**			

DERRAMAS Y FUGAS	ALMACENAMIENTO	ENVASADO Y ETIQUETADO
Evacuar la zona de peligro; consultar a un experto; ventilación. Sí las botellas tienen fugas: NO verter NUNCA chorros de agua sobre el líquido. Trasladar la botella a un lugar seguro a cielo abierto, cuando la fuga no pueda ser detenida. Si está en forma líquida dejar que se evapore. (Protección personal adicional: traje de protección completa incluyendo equipo autónomo de repiración).	A prueba de incendio. Separado de oxidantes, ácidos, halógenos. Mantener en lugar frío. Ventilación a ras del suelo y techo.	Botellas con accesorios especiales. símbolo T símbolo N R: 10-23-34-50 S: (1/2-)9-16-26-36/37/39-45-61 Clasificación de Peligros NU: 2.3 CE:



VEASE AL DORSO INFORMACION IMPORTANTE

ICSC: 0414

Preparada en el Contexto de Cooperación entre el IPCS y la Comisión de las Comunidades Eurpoeas © CCE, IPCS, 1994

Fichas Internacionales de Seguridad Química

AMONIACO (ANHIDRO)

ICSC: 0414

DATOS IMPORTANTES

ESTADO FISICO; ASPECTO
Gas licuado comprimido incoloro, de olor acre.

PELIGROS FISICOS
El gas es más ligero que el aire. Difícil de encender. El líquido derramado tiene muy baja temperatura y se evapora rápidamente.

PELIGROS QUIMICOS
Se forman compuestos inestables frente al choque con óxidos de mercurio, plata y oro. La sustancia es una base fuerte, reacciona violentamente con ácidos y es corrosiva (p.ej: Aluminio y zinc). Reacciona violentamente con oxidantes fuertes, halógenos e interhalógenos. Ataca el cobre, aluminio, cinc y sus aleaciones. Al disolverse en agua desprende calor.

LIMITES DE EXPOSICION
TLV (como TWA): 25 ppm; 17 mg/m^3(ACGIH 1990-1991). TLV (como STEL): 35 ppm; 24 mg/m^3(ACGIH 1990-1991).

VIAS DE EXPOSICION
La sustancia se puede absorber por inhalación.

RIESGO DE INHALACION
Al producirse una pérdida de gas se alcanza muy rápidamente una concentración nociva en el aire.

EFECTOS DE EXPOSICION DE CORTA DURACION
Corrosivo. Lacrimógeno. La sustancia es corrosiva de los ojos, la piel y el tracto respiratorio. La inhalación de altas concentraciones puede originar edema pulmonar (véanse Notas). La evaporación rápida del líquido puede producir congelación.

EFECTOS DE EXPOSICION PROLONGADA O REPETIDA

PROPIEDADES FISICAS

Punto de ebullición: -33°C
Punto de fusión: -78°C
Densidad relativa (agua = 1): 0.68 at -33°C
Solubilidad en agua: Buena (34 g/100 ml at 20°C)
Presión de vapor, kPa a 26°C: 1013

Densidad relativa de vapor (aire = 1): 0.59
Densidad relativa de la mezcla vapor/aire a 20°C (aire = 1):
Punto de inflamación: (Veánse Notas)°C
Temperatura de autoignición: 651°C
Límites de explosividad, % en volumen en el aire: 15-28

DATOS AMBIENTALES

NOTAS

La sustancia es combustible pero no se encuentra en la bibliografía del punto de inflamación. Los síntomas del edema pulmonar no se ponen de manifiesto a menudo hasta pasadas algunas horas y se agravan por el esfuerzo físico. Reposo y vigilancia médica son por ello imprescindibles. Debe considerarse la inmediata administración de un spray adecuado por un médico o persona por él autorizada. 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. Nombre Comercial: Nitro-sil. Tarjeta de emergencia de transporte (Transport Emergency Card): TEC (R)-1

Código NFPA: H 3; F 1; R 0;

INFORMACION ADICIONAL

FISQ: 1-030 AMONIACO (ANHIDRO)

© CCE, IPCS, 1994

NOTA LEGAL IMPORTANTE: 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).

© INSHT

Fichas Internacionales de Seguridad Química

DIÓXIDO DE CARBONO	ICSC: 0021
	Octubre 2006

Gas ácido carbónico — Anhídrido carbónico

CAS:	**124-38-9**	**CO_2**
RTECS:	**FF6400000**	**Masa molecular: 44,0**
NU:	**1013**	
CE / EINECS:	**204-696-9**	

TIPO DE PELIGRO / EXPOSICIÓN	PELIGROS AGUDOS / SÍNTOMAS	PREVENCIÓN	PRIMEROS AUXILIOS / LUCHA CONTRA INCENDIOS
INCENDIO	No combustible.		En caso de incendio en el entorno: están permitidos todos los agentes extintores.
EXPLOSIÓN	¡Los envases pueden arder en un incendio!		En caso de incendio: mantener fría la botella rociando con agua. Combatir el incendio desde un lugar protegido.

EXPOSICIÓN			
Inhalación	Vértigo. Dolor de cabeza. Presión sanguínea elevada. Ritmo cardíaco acelerado. Asfixia. Pérdida del conocimiento.	Ventilación.	Aire limpio, reposo. Respiración artificial si estuviera indicada. Proporcionar asistencia médica.
Piel	EN CONTACTO CON LÍQUIDO: CONGELACIÓN.	Guantes aislantes del frío. Traje de protección.	EN CASO DE CONGELACION: aclarar con agua abundante, NO quitar la ropa. Proporcionar asistencia médica.
Ojos	En contacto con líquido: congelación.	Gafas ajustadas de seguridad o pantalla facial.	Enjuagar con agua abundante durante varios minutos (quitar las lentes de contacto si puede hacerse con facilidad), después proporcionar asistencia médica.
Ingestión			

DERRAMES Y FUGAS	ENVASADO Y ETIQUETADO
Protección personal: equipo autónomo de respiración. Ventilar. NO verter NUNCA chorros de agua sobre el líquido.	**Clasificación NU** Clasificación de Peligros NU: 2.2 **Clasificación GHS** Atención Puede ser nocivo si se inhala. Contiene un gas refrigerado; puede provocar quemaduras o lesiones criogénicas.
RESPUESTA DE EMERGENCIA	**ALMACENAMIENTO**
Ficha de Emergencia de Transporte (Transport Emergency Card): TEC (R)-20S1013 o 20G2A	A prueba de incendio, si está en local cerrado. Mantener en lugar fresco. Ventilación a ras del suelo.

IPCS
International Programme on Chemical Safety

WHO ILO UNEP

MINISTERIO DE TRABAJO E INMIGRACIÓN
INSTITUTO NACIONAL DE SEGURIDAD E HIGIENE EN EL TRABAJO

Preparada en el Contexto de Cooperación entre el IPCS y la Comisión Europea © IPCS, CE 2007

VÉASE INFORMACIÓN IMPORTANTE AL DORSO

Fichas Internacionales de Seguridad Química

DIÓXIDO DE CARBONO	ICSC: 0021

DATOS IMPORTANTES

ESTADO FÍSICO; ASPECTO:
Gas licuado comprimido, incoloro e inodoro.

PELIGROS FÍSICOS:
El gas es más denso que el aire y puede acumularse en las zonas más bajas produciendo una deficiencia de oxígeno. A velocidades elevadas pueden generarse cargas electrostáticas y puede inflamarse cualquier mezcla explosiva presente. Las pérdidas de líquido condensan formando hielo seco extremadamente frío.

PELIGROS QUÍMICOS:
La sustancia se descompone al calentarla intensamente, por encima 2000°C produciendo monóxido de carbono tóxico.

LÍMITES DE EXPOSICIÓN:
TLV: 5000 ppm como TWA, 30000 ppm como STEL; (ACGIH 2006).
MAK: 5000 ppm, 9100 mg/m³; Categoría de limitación de pico: II(2); (DFG 2006).

VÍAS DE EXPOSICIÓN:
La sustancia se puede absorber por inhalación.

RIESGO DE INHALACIÓN:
Al producirse pérdidas en zonas confinadas, este líquido se evapora muy rápidamente originando una saturación total del aire con grave riesgo de asfixia.

EFECTOS DE EXPOSICIÓN DE CORTA DURACIÓN:
La evaporación rápida del líquido puede producir congelación. La inhalación a niveles elevados puede originar pérdida de conciencia. Asfixia.

EFECTOS DE EXPOSICIÓN PROLONGADA O REPETIDA:
La sustancia puede afectar al metabolismo.

PROPIEDADES FÍSICAS

Punto de sublimación: -79°C
Solubilidad en agua, ml/100 ml a 20°C: 88
Presión de vapor, kPa a 20°C: 5720
Densidad relativa de vapor (aire = 1): 1,5

Coeficiente de reparto octanol/agua como log Pow: 0,83

DATOS AMBIENTALES

NOTAS

El dióxido de carbono se libera en muchos procesos de fermentación (vino, cerveza, etc.) y es un componente mayoritario en los gases de combustión. 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. A concentraciones tóxicas no hay alerta por el olor. 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. Otros números de clasificación NU para el transporte son: NU 1845 dióxido de carbono, sólido (Hielo seco); NU 2187 dióxido de carbono líquido refrigerado.

INFORMACIÓN ADICIONAL

Límites de exposición profesional (INSHT 2011):

VLA-ED: 5000 ppm; 9150 mg/m^3

Notas: Agente químico que tiene establecido un valor límite indicativo por la UE.

Nota legal 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.

© IPCS, CE 2007

Fichas Internacionales de Seguridad Química

CIANURO DE HIDROGENO

ICSC: 0492

Acido cianhídrico
Acido prúsico
(licuado)
HCN
Masa molecular: 27.03

Nº ICSC 0492
Nº CAS 74-90-8
Nº RTECS MW6825000
Nº NU 1051
Nº CE 006-006-00-X

TIPOS DE PELIGRO/ EXPOSICION	PELIGROS/ SINTOMAS AGUDOS	PREVENCION	PRIMEROS AUXILIOS/ LUCHA CONTRA INCENDIOS
INCENDIO	Extremadamente inflamable. En caso de incendio se desprenden humos (o gases) tóxicos e irritantes.	Evitar las llamas, NO producir chispas y NO fumar.	Cortar el suministro; si no es posible y no existe riesgo para el entorno próximo, dejar que el incendio se extinga por sí mismo; en otros casos apagar con polvo, agua pulverizada, espuma, dióxido de carbono.
EXPLOSION	Las mezclas gas/aire son explosivas.	Sistema cerrado, ventilación, equipo eléctrico y de alumbrado a prueba de explosión.	En caso de incendio: mantener fría la botella rociando con agua. Combatir el incendio desde un lugar protegido.
EXPOSICION		¡EVITAR TODO CONTACTO!	¡CONSULTAR AL MEDICO EN TODOS LOS CASOS!
• **INHALACION**	Confusión mental. Somnolencia. Dolor de cabeza. Náuseas. Convulsiones. Jadeo. Pérdida del conocimiento. Muerte.	Ventilación, extracción localizada o protección respiratoria.	Aire limpio, reposo. Posición de semiincorporado. No aplicar respiración boca a boca. Administrar oxígeno por personal especializado. Proporcionar asistencia médica. Véanse Notas.
• **PIEL**	¡PUEDE ABSORBERSE! (Para mayor información, véase Inhalación).	Guantes protectores. Traje de protección.	Aclarar la piel con agua abundante o ducharse. Proporcionar asistencia médica. Utilizar guantes protectores cuando se presten primeros auxilios.
• **OJOS**	PUEDE SER ABSORBIDO. Enrojecimiento. (Véase Inhalación).	Gafas ajustadas de seguridad, 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.

• **INGESTION**	Sensación de quemazón. (Para mayor información, véase Inhalación).	No comer, ni beber, ni fumar durante el trabajo. Lavarse las manos antes de comer.	Enjuagar la boca. NO provocar el vómito. No respiración boca a boca. Administrar oxígeno por personal especializado. Proporcionar asistencia médica. Véanse Notas.

DERRAMES Y FUGAS	ALMACENAMIENTO	ENVASADO Y ETIQUETADO
Evacuar la zona de peligro inmediatamente. Consultar a un experto. Ventilar. Eliminar toda fuente de ignición Absorber el líquido residual en arena o absorbente inerte y trasladarlo a un lugar seguro. NO verter NUNCA chorros de agua sobre el líquido. NO permitir que este producto químico se incorpore al ambiente. Traje hermético de protección química, incluyendo aparato autónomo de respiración.	A prueba de incendio. Separado de alimentos y piensos. Mantener en lugar fresco. Almacenar solamente si está estabilizado.	NU (transporte): Ver pictograma en cabecera. contaminante marino. Clasificación de Peligros NU: 6.1 Riesgos Subsidiarios NU: 3 Grupo de Envasado NU: I CE: simbolo F+ simbolo T+ simbolo N R: 12-26-50/53 S: 1/2-7/9-16-36/37-38-45-60-61

VEASE AL DORSO INFORMACION IMPORTANTE

ICSC: 0492 Preparada en el Contexto de Cooperación entre el IPCS y la Comisión Europeas © CE, IPCS, 2003

Fichas Internacionales de Seguridad Química

CIANURO DE HIDROGENO

ICSC: 0492

DATOS IMPORTANTES

ESTADO FISICO: ASPECTO:
Gas incoloro o líquido, de olor característico.

PELIGROS FISICOS:
El gas se mezcla bien con el aire, formándose fácilmente mezclas explosivas.

PELIGROS QUIMICOS:
La sustancia puede polimerizar debido al calentamiento intenso, bajo la influencia de bases, por encima del 2% de agua, o si no se encuentra químicamente estabilizado, con peligro de incendio o explosión. Por combustión, formación de gases tóxicos y corrosivos, incluyendo óxidos de nitrógeno. La disolución en agua es un ácido débil. Reacciona violentamente con oxidantes, cloruro de hidrógeno en mezclas alcohólicas, originando peligro de incendio y explosión.

LIMITES DE EXPOSICION:
TLV: 4.7 ppm; (valor techo); (piel); (ACGIH 2003).
MAK: 1.9 ppm, 2.1 mg/m³; H (absorción dérmica);
Categoría de limitación de pico: II(2);
Riesgo para el embarazo: grupo C; (DFG 2003).

VIAS DE EXPOSICION:
La sustancia se puede absorber por inhalación, a través de la piel y por ingestión.

RIESGO DE INHALACION:
La evaporación de esta sustancia a 20°C, producirá una concentración nociva de la misma en aire muy rápidamente.

EFFECTOS DE EXPOSICION DE CORTA DURACION:
La sustancia irrita los ojos y el tracto respiratorio. La sustancia puede causar efectos en respiración celular, dando lugar a convulsiones y pérdida del conocimiento. La exposición puede producir la muerte. Se recomienda vigilancia médica. Véanse Notas.

EFFECTOS DE EXPOSICION PROLONGADA O REPETIDA:
La sustancia puede afectar a la tiroide.

PROPIEDADES FISICAS	Punto de ebullición: 26°C Punto de fusión: -13°C Densidad relativa (agua = 1): 0.69 (líquido) Solubilidad en agua: miscible Presión de vapor, kPa a 20°C: 82.6 Densidad relativa de vapor (aire = 1): 0.94 Temperatura crítica: 183.6°C (no en la ficha)	Punto de inflamación: -18°C c.c. Temperatura de autoignición: 538°C Límites de explosividad, % en volumen en el aire: 5.6-40.0 Coeficiente de reparto octanol/agua como log Pow: -0.25 Conductividad eléctrica: 10000000 pS/m (no en la ficha)
DATOS AMBIENTALES	La sustancia es muy tóxica para los organismos acuáticos.	

N O T A S

El valor límite de exposición laboral aplicable no debe superarse en ningún momento de la exposición en el trabajo. En caso de envenenamiento con esta sustancia es necesario realizar un tratamiento específico; así como disponer de los medios adecuados junto las instrucciones respectivas. La alerta por el olor es insuficiente. Aplicar también las recomendaciones de esta ficha al compuesto cianuro de hidrógeno, estabilizado, absorbido en material poroso inerte. Otros números NU: 1613, Cianuro de hidrógeno, solución acuosa <20 % de cianuro de hidrógeno; 1614, Cianuro de hidrógeno, estabilizado, absorbido en material poroso inerte; 3294, Cianuro de hidrógeno, solución en alcohol, no más del 45% de cianuro de hidrógeno. Nunca trabajar solo en un área si hay posibilidad de exposición a cianuro de hidrógeno. Está indicado examen médico periódico dependiendo del grado de exposición.

Ficha de emergencia de transporte (Transport Emergency Card): TEC (R)-61S1051
Código NFPA: H 4; F 4; R 2;

INFORMACION ADICIONAL

Los valores LEP pueden consultarse en línea en la siguiente dirección: **http://www.mtas.es/insht/practice/vlas.htm**	Última revisión IPCS: 2003 Traducción al español y actualización de valores límite y etiquetado: 2003 FISQ: 2-040

ICSC: 0492 **CIANURO DE HIDROGENO**

© CE, IPCS, 2003

NOTA LEGAL IMPORTANTE:	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.

Fichas Internacionales de Seguridad Química

HEXANO

ICSC: 0279

HEXANO
n-Hexano
C_6H_{14}
Masa molecular: 86.2

Nº CAS 110-54-3
Nº RTECS MN9275000
Nº ICSC 0279
Nº NU 1208
Nº CE 601-037-00-0

TIPOS DE PELIGRO/ EXPOSICION	PELIGROS/ SINTOMAS AGUDOS	PREVENCION	PRIMEROS AUXILIOS/ LUCHA CONTRA INCENDIOS
INCENDIO	Altamente inflamable.	Evitar las llamas, NO producir chispas y NO fumar.	Polvo, AFFF, espuma, dióxido de carbono.
EXPLOSION	Las mezclas vapor/aire son explosivas.	Sistema cerrado, ventilación, equipo eléctrico y de alumbrado a prueba de explosiones. NO utilizar aire comprimido para llenar, vaciar o manipular. Utilícense herramientas manuales no generadoras de chispas.	En caso de incendio: mantener fríos los bidones y demás instalaciones rociando con agua. Los bomberos deberían emplear indumentaria de protección completa, incluyendo equipo autónomo de respiración.
EXPOSICION			
• **INHALACION**	Vértigo, somnolencia, dolor de cabeza, dificultad respiratoria, náuseas, debilidad, pérdida del conocimiento.	Ventilación, extracción localizada o protección respiratoria.	Aire limpio, reposo y proporcionar asistencia médica.
• **PIEL**	Piel seca, enrojecimiento.	Guantes protectores.	Quitar las ropas contaminadas, aclarar y lavar la piel con agua y jabón y proporcionar asistencia médica.
• **OJOS**	Enrojecimiento, dolor.	Gafas ajustadas de seguridad, 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) y proporcionar asistencia médica.
• **INGESTION**	Dolor abdominal, (para mayor información véase Inhalación).	No comer, ni beber, ni fumar durante el trabajo.	Enjuagar la boca, NO provocar el vómito, reposo y proporcionar asistencia médica.

DERRAMAS Y FUGAS	ALMACENAMIENTO	ENVASADO Y ETIQUETADO
Consultar a un experto. 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, (Protección personal adicional: equipo autónomo de respiración).	A prueba de incendio. Separado de oxidantes fuertes. Mantener en lugar fresco y bien cerrado.	símbolo F símbolo Xn símbolo N R: 11-38-48/20-51/53-62-65-67 S: (2-)9-16-29-33-36/37-61-62 Clasificación de Peligros NU: 3 Grupo de Envasado NU: II CE:

VEASE AL DORSO INFORMACION IMPORTANTE	
ICSC: 0279	Preparada en el Contexto de Cooperación entre el IPCS y la Comisión de las Comunidades Eurpoeas © CCE, IPCS, 1994

Fichas Internacionales de Seguridad Química

HEXANO

ICSC: 0279

DATOS IMPORTANTES

ESTADO FISICO; ASPECTO
Líquido incoloro volátil, de olor característico.

PELIGROS FISICOS
El vapor es más denso que el aire y puede extenderse a ras del suelo; posible ignición en punto distante.

PELIGROS QUIMICOS
Reacciona con oxidantes fuertes, originando peligro de incendio y explosión.

LIMITES DE EXPOSICION
TLV (como TWA): 50 ppm; 176 mg/m^3 (ACGIH 1993-1994).
MAK: 50 ppm

VIAS DE EXPOSICION
La sustancia se puede absorber por inhalación del vapor, a través de la piel y por ingestión.

RIESGO DE INHALACION
Por evaporación de esta sustancia a 20°C se puede alcanzar bastante rápidamente una concentración nociva en el aire.

EFECTOS DE EXPOSICION DE CORTA DURACION
La sustancia irrita los ojos. La ingestión del líquido puede originar aspiración dentro de los pulmones con riesgo de neumonitis química. La sustancia puede causar efectos en el sistema nervioso central.

EFECTOS DE EXPOSICION PROLONGADA O REPETIDA
El contacto prolongado o repetido con la piel puede producir dermatitis. El líquido desengrasa la piel. La sustancia puede afectar al sistema nervioso periférico, dando lugar a polineuropatías. Puede originar lesión genética en los seres humanos. La experimentación animal muestra que esta sustancia posiblemente cause efectos tóxicos en la reproducción humana.

PROPIEDADES FISICAS

Punto de ebullición: 69°C
Punto de fusión: -95°C
Densidad relativa (agua = 1): 0.66
Solubilidad en agua: Ninguna
Presión de vapor, kPa a 20°C: 16
Densidad relativa de vapor (aire = 1): 3.0
Densidad relativa de la mezcla vapor/aire a 20°C (aire = 1): 1.3
Punto de inflamación: -22°C (c.c.)
Temperatura de autoignición: 240°C
Límites de explosividad, % en volumen en el aire: 1.1-7.5
Coeficiente de reparto octanol/agua como log Pow: 3.9

DATOS AMBIENTALES

Esta sustancia puede ser peligrosa para el ambiente; debería prestarse atención especial a los organismos acuáticos.

NOTAS

El consumo de bebidas alcohólicas aumenta el efecto nocivo. Está indicado examen médico periódico dependiendo del grado de exposición. La preparación técnica del hexano contienes 20-95% n-hexano.

Ficha de emergencia de transporte (Transport Emergency Card): TEC (R)-41G01
Código NFPA: H 1; F 3; R 0;

INFORMACION ADICIONAL

FISQ: 3-131 HEXANO

© CCE, IPCS, 1994

NOTA LEGAL IMPORTANTE: 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).

© INSHT

Fichas Internacionales de Seguridad Química

MONÓXIDO DE CARBONO	ICSC: 0023
	Abril 2007

Óxido de carbono		Óxido carbónico
CAS:	**630-08-0**	**CO**
RTECS:	**FG3500000**	**Masa molecular: 28**
NU:	**1016**	
CE Índice Anexo I:	**006-001-00-2**	
CE / EINECS:	**211-128-3**	

TIPO DE PELIGRO / EXPOSICIÓN	PELIGROS AGUDOS / SÍNTOMAS	PREVENCIÓN	PRIMEROS AUXILIOS / LUCHA CONTRA INCENDIOS
INCENDIO	Extremadamente inflamable. El calentamiento intenso puede producir aumento de la presión con riesgo de estallido.	Evitar las llamas, NO producir chispas y NO fumar.	Cortar el suministro; si no es posible y no existe riesgo para el entorno próximo, dejar que el incendio se extinga por sí mismo; en otros casos apagar con dióxido de carbono, agua pulverizada, polvo.
EXPLOSIÓN	Las mezclas gas/aire son explosivas.	Sistema cerrado, ventilación, equipo eléctrico y de alumbrado a prueba de explosión. Utilícense herramientas manuales no generadoras de chispas.	En caso de incendio: mantener fría la botella rociando con agua. Combatir el incendio desde un lugar protegido.

EXPOSICIÓN		¡EVITAR LA EXPOSICIÓN DE MUJERES (EMBARAZADAS)!	¡CONSULTAR AL MÉDICO EN TODOS LOS CASOS!
Inhalación	Dolor de cabeza. Confusión mental. Vértigo. Náuseas. Debilidad. Pérdida del conocimiento.	Ventilación, extracción localizada o protección respiratoria.	Aire limpio, reposo. Respiración artificial si estuviera indicada. Proporcionar asistencia médica. Ver Notas.
Piel			
Ojos			
Ingestión			

DERRAMES Y FUGAS	ENVASADO Y ETIQUETADO
¡Evacuar la zona de peligro! Eliminar toda fuente de ignición. Consultar a un experto. Protección personal: equipo autónomo de respiración. Ventilar.	**Clasificación UE** Símbolo: F+, T; R: 12-23-48/23-61; S: 53-45 Nota: E **Clasificación NU** Clasificación de Peligros NU: 2.3; Riesgos Subsidiarios de las NU: 2.1 **Clasificación GHS** Peligro Gas extremadamente inflamable. Contiene gas a presión; puede explotar si se calienta. Mortal si se inhala. Puede perjudicar la fertilidad o dañar el feto si se inhala. Puede provocar daños en la sangre si se inhala. Provoca daños en la sangre y en el sistema nervioso central tras exposiciones prolongadas o repetidas.
RESPUESTA DE EMERGENCIA	**ALMACENAMIENTO**
Ficha de Emergencia de Transporte (Transport Emergency Card): TEC (R)-20S1016 o 20G1TF. Código NFPA: H3; F4; R0;	A prueba de incendio. Mantener en lugar fresco. Mantener en lugar bien ventilado.

IPCS
International Programme on Chemical Safety

WHO ILO UNEP

MINISTERIO DE TRABAJO E INMIGRACIÓN
INSTITUTO NACIONAL DE SEGURIDAD E HIGIENE EN EL TRABAJO

Preparada en el Contexto de Cooperación entre el IPCS y la Comisión Europea © IPCS, CE 2007

VÉASE INFORMACIÓN IMPORTANTE AL DORSO

Fichas Internacionales de Seguridad Química

MONÓXIDO DE CARBONO	ICSC: 0023

DATOS IMPORTANTES

ESTADO FÍSICO; ASPECTO:
Gas comprimido, incoloro, inodoro e insípido.

PELIGROS FÍSICOS:
El gas se mezcla bien con el aire, formándose fácilmente mezclas explosivas. El gas penetra fácilmente a través de paredes y techos.

PELIGROS QUÍMICOS:
Puede reaccionar violentamente con oxígeno, acetileno, cloro, flúor, óxido nitroso.

LÍMITES DE EXPOSICIÓN:
TLV: 25 ppm como TWA; BEI establecido; (ACGIH 2006).
MAK: 30 ppm, 35 mg/m³; Categoría de limitación de pico: II(1); Riesgo para el embarazo: grupo B; BAT establecido (DFG 2008).

VÍAS DE EXPOSICIÓN:
La sustancia se puede absorber por inhalación.

RIESGO DE INHALACIÓN:
Al producirse una pérdida de gas, se alcanza muy rápidamente una concentración nociva de éste en el aire.

EFECTOS DE EXPOSICIÓN DE CORTA DURACIÓN:
La sustancia puede afectar a la sangre, dando lugar a carboxihemoglobinemia y a alteraciones cardíacas. La exposición a elevados niveles puede producir la muerte. Se recomienda vigilancia médica.

EFECTOS DE EXPOSICIÓN PROLONGADA O REPETIDA:
La sustancia puede afectar al sistema cardiovascular y al sistema nervioso central. Puede producir alteraciones en la reproducción humana.

PROPIEDADES FÍSICAS

Punto de ebullición: -191°C
Punto de fusión: -205°C
Solubilidad en agua, ml/100 ml a 20°C: 2,3
Densidad relativa de vapor (aire = 1): 0,97

Punto de inflamación: gas inflamable
Temperatura de autoignición: 605°C
Límites de explosividad, % en volumen en el aire: 12,5-74,2

DATOS AMBIENTALES

NOTAS

El monóxido de carbono es un producto de la combustión incompleta del carbón, petróleo, madera. Está presente en los humos de escape de vehículos y en el humo de tabaco. Está indicado un examen médico periódico dependiendo del grado de exposición. A concentraciones tóxicas no hay alerta por el olor. En caso de envenenamiento con esta sustancia es necesario realizar un tratamiento específico; así como disponer de los medios adecuados junto a las instrucciones correspondientes. Esta ficha ha sido parcialmente actualizada en noviembre de 2008: ver Límites de exposición.

INFORMACIÓN ADICIONAL

Límites de exposición profesional (INSHT 2011):

VLA-ED: 25 ppm; 29 mg/m^3

Notas: sustancia tóxica para la reproducción humana de categoría 1A.

VLB: 3,5% de carboxihemoglobina en hemoglobina total; 20 ppm de CO en la fracción final del aire exhalado (aire alveolar). Notas F, I.

Nota legal 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.

© IPCS, CE 2007

Fichas Internacionales de Seguridad Química

OXIGENO (licuado)

ICSC: 0138

OXIGENO (licuado)
(botella)
O_2

Masa molecular: 32.0

Nº CAS 7782-44-7
Nº RTECS RS2060000
Nº ICSC 0138
Nº NU 1072

TIPOS DE PELIGRO/ EXPOSICION	PELIGROS/ SINTOMAS AGUDOS	PREVENCION	PRIMEROS AUXILIOS/ LUCHA CONTRA INCENDIOS
INCENDIO	No combustible, pero facilita la combustión de otras sustancias. Muchas reacciones pueden producir incendio o explosión. El calentamiento intenso puede producir aumento de la presión con riesgo de estallido.	Evitar las llamas, NO producir chispas y NO fumar. NO poner en contacto con sustancias inflamables. NO poner en contacto con gasolina y otros materiales combustibles.	En caso de incendio en el entorno: están permitidos todos los agentes extintores.
EXPLOSION	Riesgo de incendio y explosión en contacto con materiales combustibles tales como aceites o grasas.		En caso de incendio: mantener fría la botella rociando con agua. Combatir el incendio desde un lugar protegido.
EXPOSICION			
• **INHALACION**			
• **PIEL**			
• **OJOS**	Enrojecimiento.	Gafas ajustadas de seguridad.	Enjuagar con agua abundante durante varios minutos (quitar las lentes de contacto si puede hacerse con facilidad) y proporcionar asistencia médica.
• **INGESTION**			

DERRAMAS Y FUGAS	ALMACENAMIENTO	ENVASADO Y ETIQUETADO
Evacuar la zona de peligro. Consultar a un experto. Ventilar.	A prueba de incendio. Separado de sustancias combustibles y reductoras. Mantener en lugar fresco.	Clasificación de Peligros NU: 2.2

VEASE AL DORSO INFORMACION IMPORTANTE

Preparada en el Contexto de Cooperación entre el IPCS y la Comisión de las Comunidades Eurpoeas © CCE, IPCS, 1994

Fichas Internacionales de Seguridad Química

OXIGENO (licuado)

ICSC: 0138

DATOS IMPORTANTES	**ESTADO FISICO; ASPECTO** Gas comprimido, inodoro e incoloro. **PELIGROS FISICOS** El gas es más denso que el aire **PELIGROS QUIMICOS** La sustancia es un oxidante fuerte y reacciona violentamente con materiales combustibles y reductores, con riesgo de fuego y explosión. **LIMITES DE EXPOSICION** TLV no establecido. MAK no establecido.	**VIAS DE EXPOSICION** La sustancia se puede absorber por inhalación y a través de la piel. **RIESGO DE INHALACION** **EFECTOS DE EXPOSICION DE CORTA DURACION** **EFECTOS DE EXPOSICION PROLONGADA O REPETIDA** Los pulmones pueden resultar afectados por la inhalación de concentraciones altas. Los síntomas pueden aparecer de forma no inmediata.
PROPIEDADES FISICAS	Punto de ebullición: -183°C Punto de fusión: -218.8°C Solubilidad en agua: Ninguna	Densidad relativa de vapor (aire = 1): 1.43 Coeficiente de reparto octanol/agua como log Pow: 0.65
DATOS AMBIENTALES		

N O T A S

NO utilizar cerca de llamas, de superficies calientes o de operaciones de soldadura. Consultar también la ficha FISQ 4-162

Ficha de emergencia de transporte (Transport Emergency Card): TEC (R)-842

INFORMACION ADICIONAL

FISQ: 4-161
OXIGENO (licuado)

ICSC: 0138 **OXIGENO (licuado)**

© CCE, IPCS, 1994

NOTA LEGAL IMPORTANTE:	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).

© INSHT

Fichas Internacionales de Seguridad Química

PROPILENO

ICSC: 0559

Metiletileno
Propeno
Metiletano
(botella)
C_3H_6 / CH_2CHCH_3

Masa molecular: 42.1

Nº CAS 115-07-1
Nº RTECS UC6740000
Nº ICSC 0559
Nº NU 1077
Nº CE 601-011-00-9

TIPOS DE PELIGRO/ EXPOSICION	PELIGROS/ SINTOMAS AGUDOS	PREVENCION	PRIMEROS AUXILIOS/ LUCHA CONTRA INCENDIOS
INCENDIO	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, dejar que el incendio se extinga por sí mismo; en otros casos apagar con polvo, dióxido de carbono.
EXPLOSION	Las mezclas gas/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) si aparece en estado líquido.	En caso de incendio: mantener fría la botella rociando con agua pero NO en contacto directo con agua. Combatir el incendio desde un lugar protegido.
EXPOSICION			
• **INHALACION**	Somnolencia. Sofocación (Véanse Notas).	Ventilación.	Aire limpio, reposo. Respiración artificial si estuviera indicada. Proporcionar asistencia médica.
• **PIEL**	EN CONTACTO CON LÍQUIDO: CONGELACION.	Guantes aislantes del frío.	EN CASO DE CONGELACION: aclarar con agua abundante, NO quitar la ropa. Proporcionar asistencia médica.
• **OJOS**	Véase Piel.	Gafas ajustadas de seguridad, o pantalla facial.	Enjuagar con agua abundante durante varios minutos (quitar las lentes de contacto si puede hacerse con facilidad), después proporcionar asistencia médica.
• **INGESTION**		No comer, ni beber, ni fumar durante el trabajo.	

DERRAMES Y FUGAS	ALMACENAMIENTO	ENVASADO Y ETIQUETADO

Evacuar la zona de peligro. Consultar a un experto. Ventilar. Eliminar todas las fuentes de ignición. NO verter NUNCA chorros de agua sobre el líquido. (Protección personal adicional: traje de protección completo incluyendo equipo autónomo de respiración).	A prueba de incendio. Mantener en lugar fresco.	NU (transporte): Clasificación de Peligros NU: 2.1 CE: símbolo F+ R: 12 S: 2-9-16-33

VEASE AL DORSO INFORMACION IMPORTANTE

ICSC: 0559 Preparada en el Contexto de Cooperación entre el IPCS y la Comisión Europea © CE, IPCS, 2003

Fichas Internacionales de Seguridad Química

PROPILENO

ICSC: 0559

DATOS IMPORTANTES

ESTADO FISICO; ASPECTO
Gas licuado comprimido incoloro.

PELIGROS FISICOS
El gas es más denso que el aire y puede extenderse a ras del suelo; posible ignición en punto distante. y puede acumularse en las zonas más bajas produciendo una deficiencia de oxígeno. Como resultado del flujo, agitación, etc., se pueden generar cargas electrostáticas.

PELIGROS QUIMICOS
Reacciona violentamente con oxidantes originando peligro de incendio y explosión.

LIMITES DE EXPOSICION
TLV: A4 (ACGIH 2003)
MAK no establecido.

VIAS DE EXPOSICION
La sustancia se puede absorber por inhalación.

RIESGO DE INHALACION
Al producirse pérdidas en zonas confinadas este gas puede originar asfixia por disminución del contenido de oxígeno del aire.

EFECTOS DE EXPOSICION DE CORTA DURACION
La evaporación rápida del líquido puede producir congelación. La sustancia puede causar efectos en el sistema nervioso central. La exposición podría causar disminución de la consciencia. Véanse Notas.

PROPIEDADES FISICAS

Punto de ebullición: -48°C
Punto de fusión: -185°C
Densidad relativa (agua = 1): 0.5
Solubilidad en agua: escasa
Presión de vapor, kPa a 25°C: 1158
Densidad relativa de vapor (aire = 1): 1.5
Punto de inflamación: gas inflamable
Temperatura de autoignición: 460°C
Límites de explosividad, % en volumen en el aire: 2.4-10.3
Coeficiente de reparto octanol/agua como log Pow: 1.77

DATOS AMBIENTALES

NOTAS

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.

Ficha de emergencia de transporte (Transport Emergency Card): TEC (R)-137.
Código NFPA: H 1; F 4; R 1;

INFORMACION ADICIONAL

Los valores LEP pueden consultarse en línea en la siguiente dirección: **http://www.mtas.es/insht/practice/vlas.htm**	Última revisión IPCS: 1998 Traducción al español y actualización de valores límite y etiquetado: 2003 FISQ: 6-161

ICSC: 0559 **PROPILENO**

© CE, IPCS, 2003

NOTA LEGAL IMPORTANTE:	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.

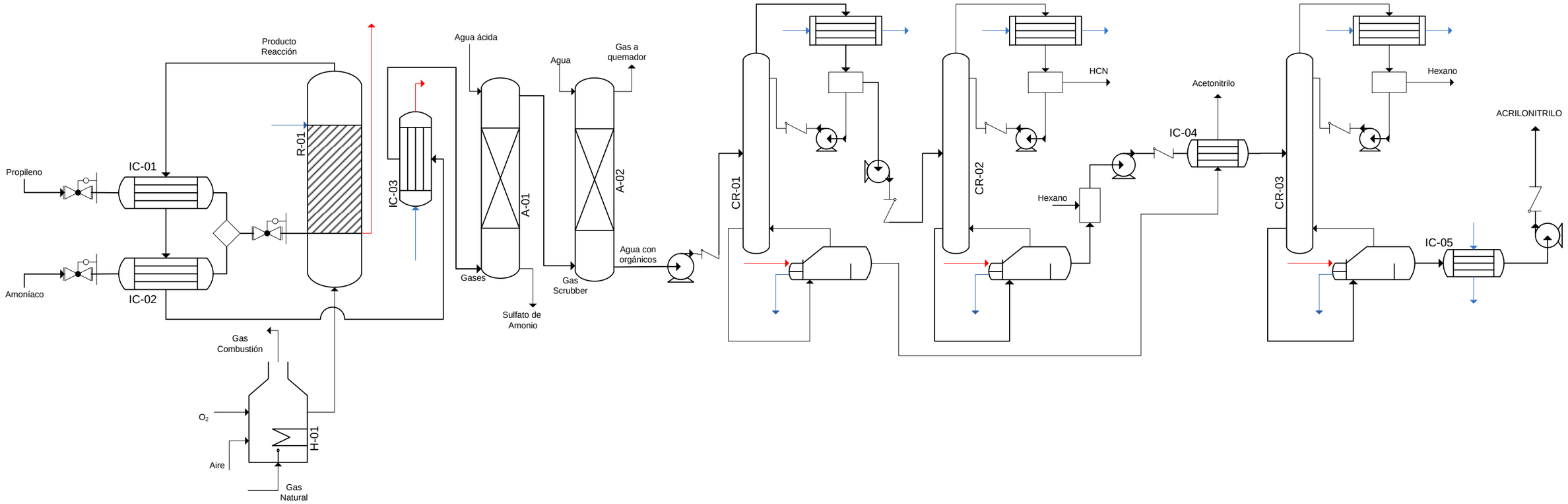
DOCUMENTO B:

PLANOS

ÍNDICE

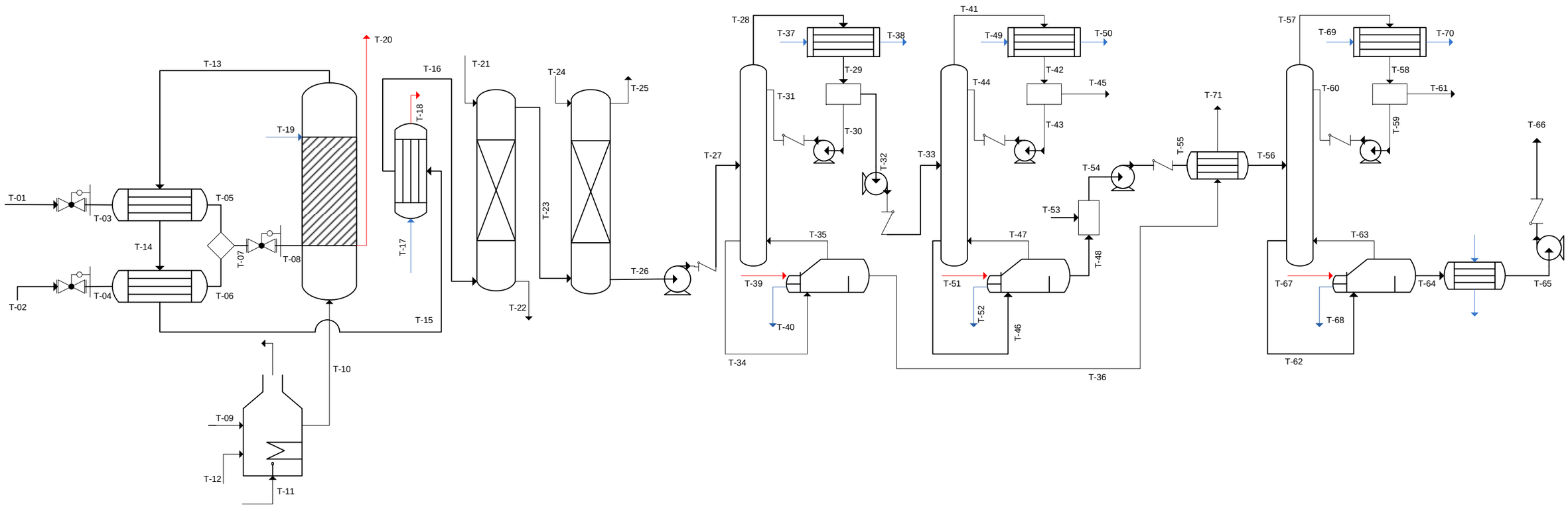
- Plano 1: Situación y emplazamiento.
- Plano 2: Diagrama de flujo.
- Plano 3: Diagrama de tuberías.
- Plano 4: Diseño de Intercambiador de calor IC-01.
- Plano 5: Diseño de Intercambiador de calor IC-02.
- Plano 6: Diseño de Intercambiador de calor IC-03.
- Plano 7: Diseño del Reactor R-01.
- Plano 8: Diseño de Horno H-01.
- Plano 9: Detalles de Intercambiador de Calor IC-01, IC-02 e IC-03.
- Plano 10: Diseño Columna de Absorción A-01.
- Plano 11: Diseño Columna de Absorción A-02.
- Plano 12: Diseño Columna de Rectificación CR-01.
- Plano 13: Diseño de calderín RE-01.
- Plano 14: Diseño de condensador de cabeza CD-01.
- Plano 15: Diseño Columna de Rectificación CR-02.
- Plano 16: Diseño de calderín RE-02.
- Plano 17: Diseño de condensador de cabeza CD-02.
- Plano 18: Diseño Columna de Rectificación CR-03.
- Plano 19: Diseño de calderín RE-03.
- Plano 20: Diseño de condensador de cabeza CD-03.
- Plano 21: Diseño de Intercambiador de calor IC-04.
- Plano 22: Diseño de Intercambiador de calor IC-05.
- Plano 23: Detalles de Intercambiador de Calor IC-04 e IC-05.
- Plano 24: Distribución de los Depósitos de almacenamiento de propileno.
- Plano 25: Distribución de los Depósitos de almacenamiento de amoniaco.
- Plano 26: Distribución de los Depósitos de almacenamiento de acrilonitrilo.

Proyecto: DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO			Plano: Situación y emplazamiento
Autor: Juan José Caraballo Domínguez Rocío Saelices Aparicio			UNIVERSIDAD DE CÁDIZ UCA Universidad de Cádiz
Fecha: Junio de 2011	Escala: 1:60000	Plano Nº: 1	FACULTAD DE CIENCIAS Enología Ingeniería Química Matemáticas Química www.uca.es/ciencias Campus de Puerto Real
INGENIERO QUÍMICO			



LEYENDA	
◇	Conexión
	Válvula de reducción de presión
	Bomba centrífuga
	Válvula de retención/Antiretorno
	Depósitos de acumulación
→	Líneas de vapor
→	Líneas de agua

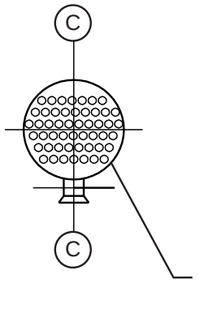
Proyecto: DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO		Plano: Diagrama de Flujo
Autor: Juan José Caraballo Domínguez Rocío Saelices Aparicio		UNIVERSIDAD DE CÁDIZ / FACULTAD DE CIENCIAS
Fecha: Junio de 2011	Escala: -	Plano Nº: 2
INGENIERO QUÍMICO		

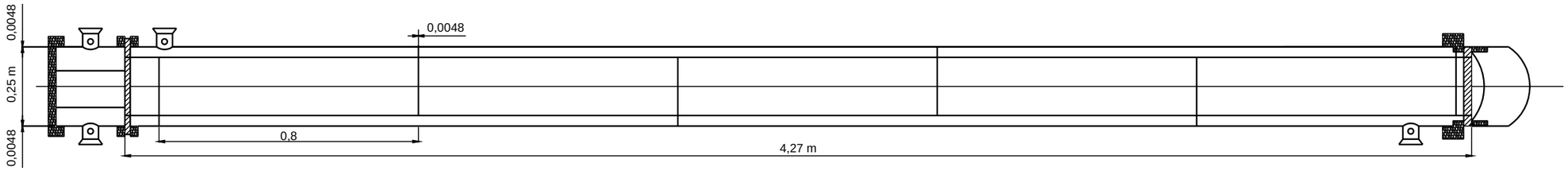


LEYENDA TUBERÍAS								
Tubería	**Fluido**	**D_{nom} (in)**	**Tubería**	**Fluido**	**D_{nom} (in)**	**Tubería**	**Fluido**	**D_{nom} (in)**
T-01	Propileno	5	T-25	Gases a quemador	8	T-49	Agua refrigeración	10
T-02	Amoníaco	3	T-26	Orgánicos disueltos	10	T-50	Agua refrigeración	16
T-03	Propileno	4	T-27	Orgánicos disueltos	6	T-51	Vapor de media	3,5
T-04	Amoníaco	3	T-28	Vapor a condensar	20	T-52	Agua de media	2
T-05	Propileno	6	T-29	Líquido condensado	5	T-53	Hexano	1,25
T-06	Amoníaco	6	T-30	Reflujo	3,5	T-54	ACN, hexano y agua	4
T-07	Mezcla gases	8	T-31	Reflujo	2,5	T-55	ACN, hexano y agua	2,5
T-08	Mezcla gases	18	T-32	ACN, HCN y agua	4	T-56	ACN, hexano y agua	2,5
T-09	Oxígeno	10	T-33	ACN, HCN y agua	2,5	T-57	Vapor a condensar	20
T-10	Oxígeno	18	T-34	Líquido a vaporizar	12	T-58	Líquido condensado	5
T-11	Gas natural	3,5	T-35	Vapor a columna	24	T-59	Reflujo	4
T-12	Aire	24	T-36	Acetonitrilo	10	T-60	Reflujo	2,5
T-13	Producto reacción	24	T-37	Agua refrigeración	10	T-61	Hexano y agua	2,5
T-14	Producto reacción	24	T-38	Agua refrigeración	16	T-62	Líquido a vaporizar	4
T-15	Producto reacción	24	T-39	Vapor de media	10	T-63	Vapor a columna	10
T-16	Producto reacción	24	T-40	Agua de media	5	T-64	**ACRILONITRILO**	3,5
T-17	Agua de baja	0,75	T-41	Vapor a condensar	10	T-65	**ACRILONITRILO**	3,5
T-18	Vapor de baja	6	T-42	Líquido condensado	2,5	T-66	**ACRILONITRILO**	2,5
T-19	Agua de alta	5	T-43	Reflujo	2,5	T-67	Vapor de media	8
T-20	Vapor de alta	8	T-44	Reflujo	1,5	T-68	Agua de media	3,5
T-21	Disolución sulfúrico	3	T-45	HCN	1,25	T-69	Agua refrigeración	8
T-22	Sulfato amonio	8	T-46	Líquido a vaporizar	5	T-70	Agua refrigeración	14
T-23	Gases Scrubber	24	T-47	Vapor a columna	12	T-71	Acetonitrilo	10
T-24	Agua	6	T-48	ACN y agua	3,5			

Proyecto: DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO	Plano: Diagrama de tuberías
Autor: Juan José Caraballo Domínguez, Rocío Saelices Aparicio	UNIVERSIDAD DE CÁDIZ / FACULTAD DE CIENCIAS
Fecha: Junio de 2011	Escala: -
Plano Nº: 3	
INGENIERO QUÍMICO	

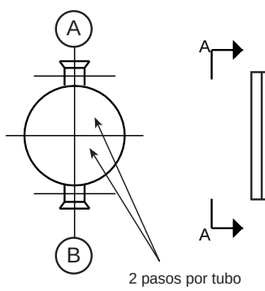
HAZ DE TUBOS



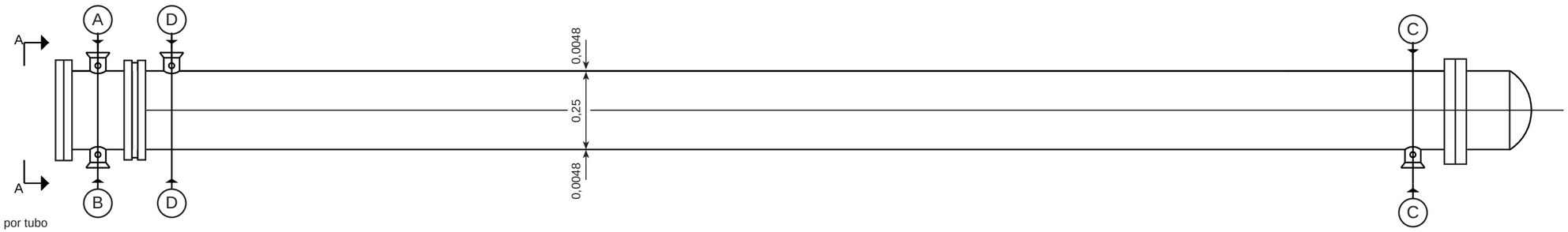


Haz de 50 tubos ∅19 mm y esp. 2.4 mm
(Long total = 4,27 m)

SECCIÓN LONGITUDINAL



SECCIÓN A-B



ALZADO ESQUEMA INTERCAMBIADOR

MATERIALES	
CARCASA	SA-240
TUBOS	SA-240

CORRIENTES	
A	Entrada de corriente fría a calentar
B	Salida de corriente fría calentada
C	Entrada de gases de reacción
D	Salida de gases de reacción

DATOS DE DISEÑO	
	Tubos/Carcasa
FLUIDO	Propileno/Gases de reacción
CÓDIGO	TEMA
TIPO DE INTERCAMBIADOR	AES
Nº DE PASOS	2 / 1
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,905

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Diseño de Intercambiador de Calor (IC-01)

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

FACULTAD DE CIENCIAS

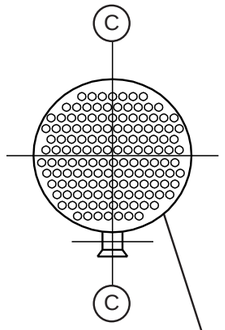
Fecha: Junio de 2011

Escala: 1:15

Plano Nº: 4

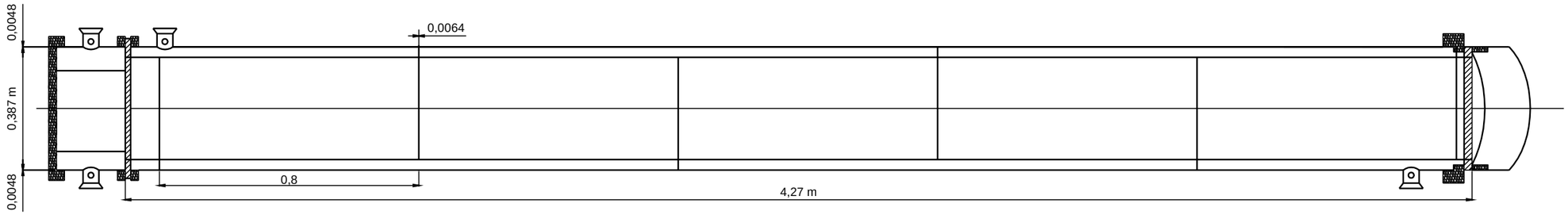
INGENIERO QUÍMICO

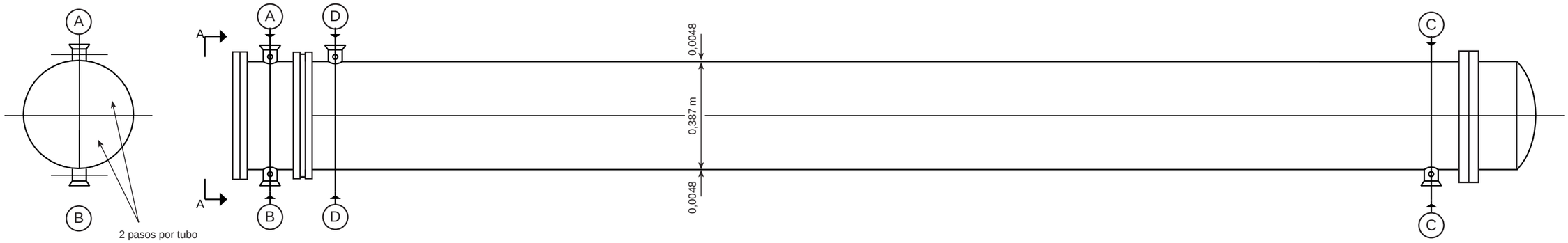
HAZ DE TUBOS



Haz de 141 tubos ∅19 mm y esp. 2.4 mm
(Long total = 4,27 m)

SECCIÓN LONGITUDINAL





2 pasos por tubo

SECCIÓN A-B

ALZADO ESQUEMA INTERCAMBIADOR

MATERIALES	
CARCASA	SA-240
TUBOS	SA-240

CORRIENTES	
A	Entrada de corriente fría a calentar
B	Salida de corriente fría calentada
C	Entrada de gases de reacción
D	Salida de gases de reacción

DATOS DE DISEÑO	
	Tubos/Carcasa
FLUIDO	Amoníaco/Gases de reacción
CÓDIGO	TEMA
TIPO DE INTERCAMBIADOR	AES
Nº DE PASOS	2 / 1
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,905

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Diseño de Intercambiador de Calor (IC-02)

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

FACULTAD DE CIENCIAS

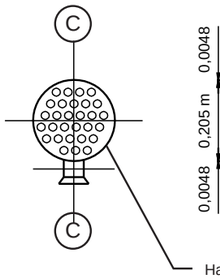
Fecha: Junio de 2011

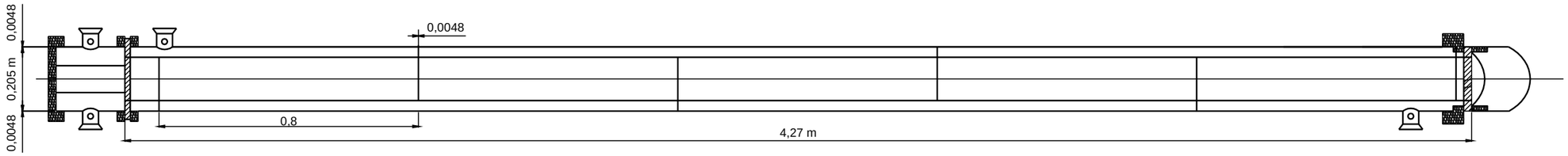
Escala: 1:15

Plano Nº: 5

INGENIERO QUÍMICO

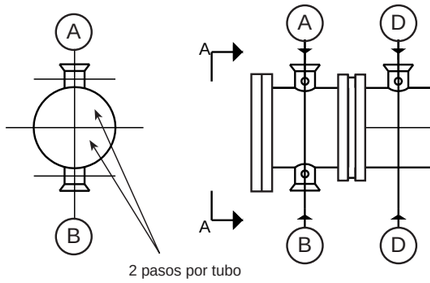
HAZ DE TUBOS



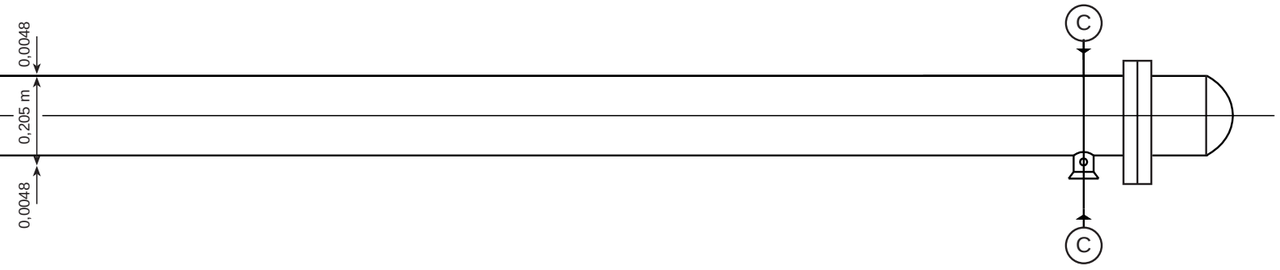


Haz de 29 tubos ∅19 mm y esp. 2.4 mm
(Long total = 4,27 m)

SECCIÓN LONGITUDINAL



SECCIÓN A-B



ALZADO ESQUEMA INTERCAMBIADOR

MATERIALES	
CARCASA	SA-240
TUBOS	SA-240

CORRIENTES	
A	Entrada de fluido refrigerante
B	Salida de fluido refrigerante
C	Entrada producto de reacción a enfriar
D	Salida producto de reacción enfriado

DATOS DE DISEÑO	
	Tubos/Carcasa
FLUIDO	Agua saturada a baja presión/Producto de reacción
CÓDIGO	TEMA
TIPO DE INTERCAMBIADOR	AES
Nº DE PASOS	2 / 1
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,905

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Diseño de Intercambiador de Calor (IC-03)

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

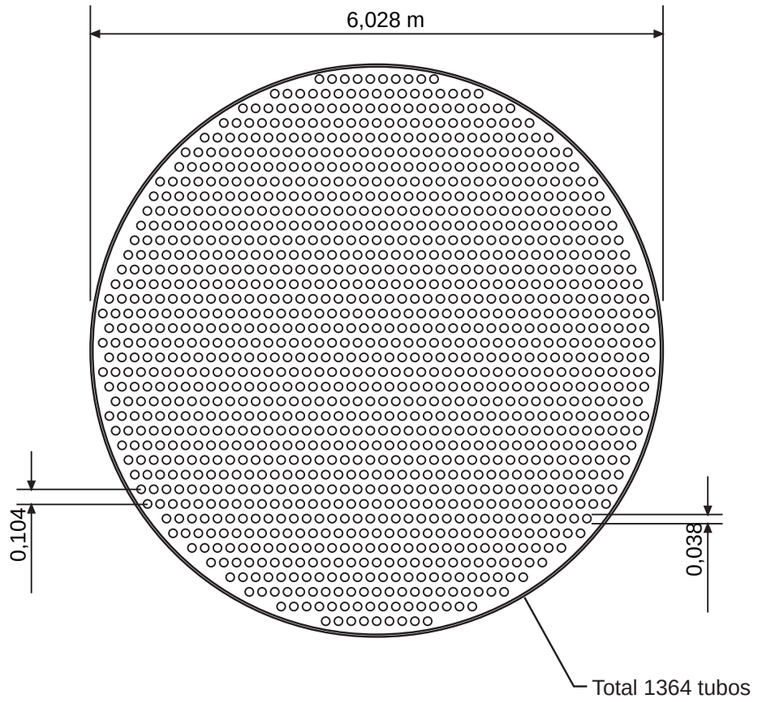
FACULTAD DE CIENCIAS

Fecha: Junio de 2011

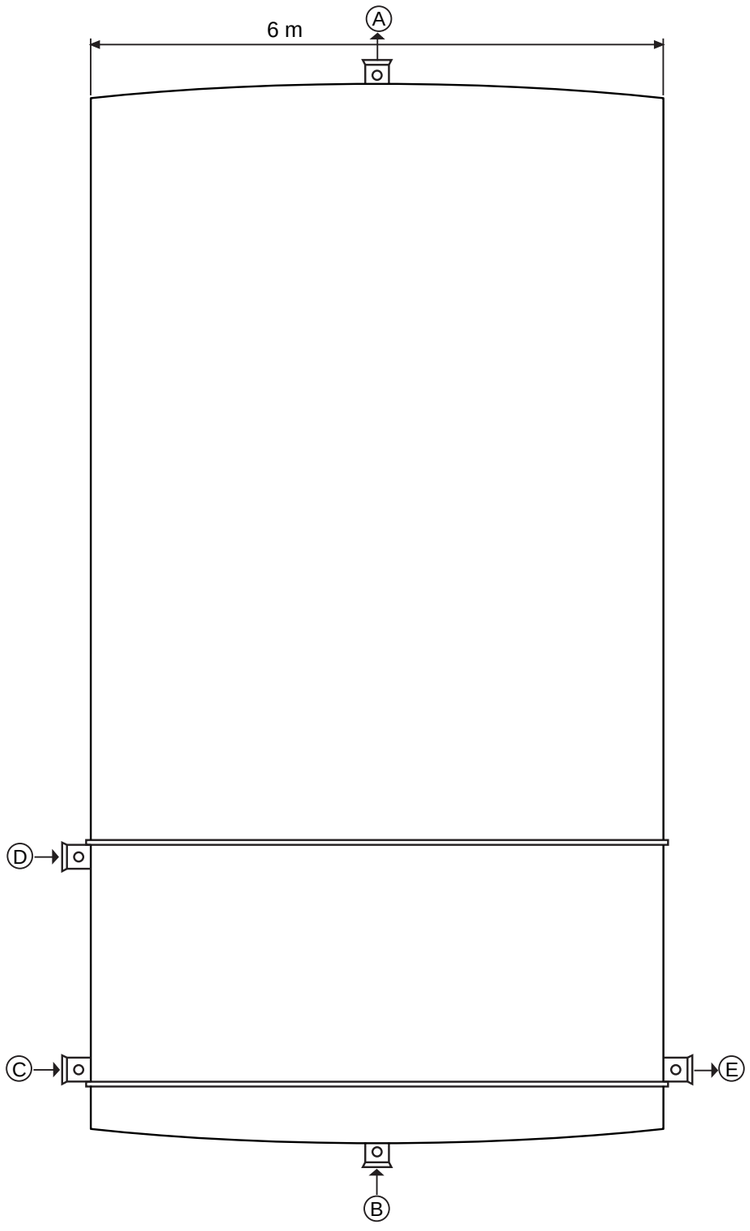
Escala: 1:15

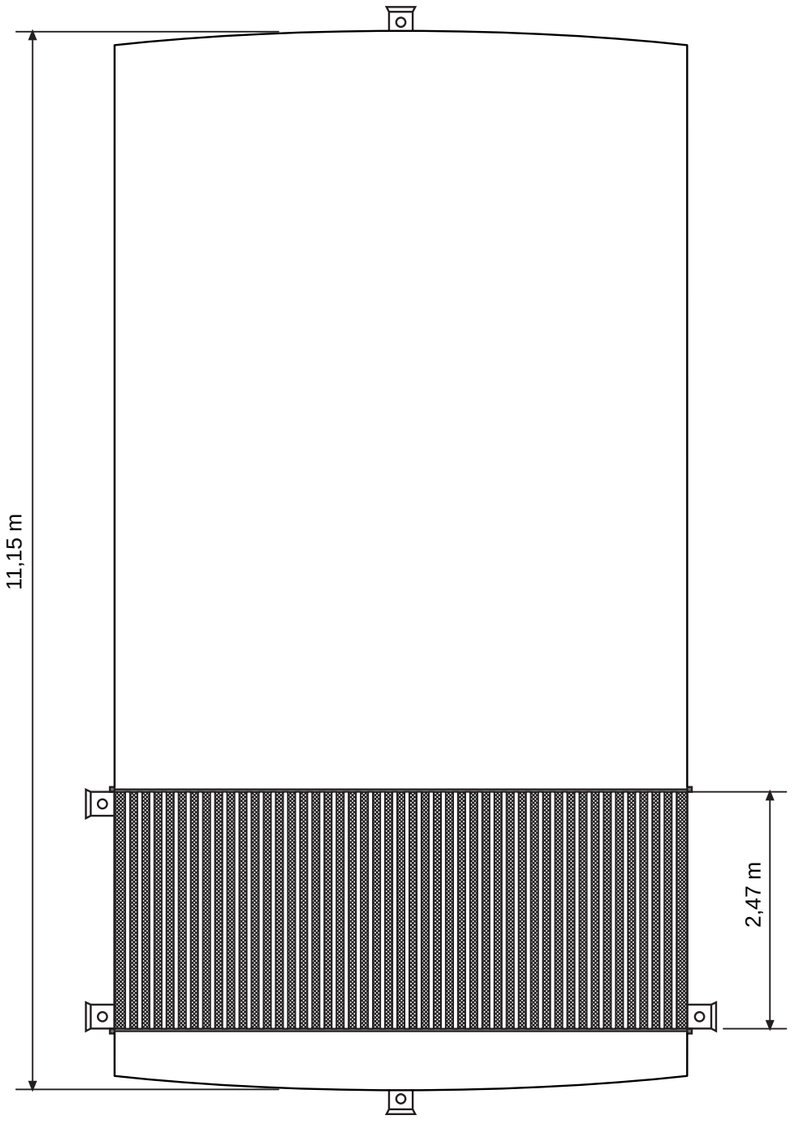
Plano Nº: 6

INGENIERO QUÍMICO



Sección Transversal





Características de los tubos	
Número	1364
D ext	0,038 m
Espesor	0,003 m
Pitch	0,104 m
Distribución	Triangular
Longitud	2,47 m
Material	Acero inoxidable SA-240

Características de la carcasa	
Material	Acero SA-240
D int	6 m
Espesor	0,014 m

Corrientes	
A	Salida producto reacción
B	Entrada oxígeno reactor
C	Entrada gases reactor
D	Entrada refrigeración
E	Salida refrigeración

Características del catalizador	
Sustancia	Óxido de Molibdeno y Bismuto
Masa	22,5 t
Soporte	Óxido de Silicio

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Diseño del Reactor R-01

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

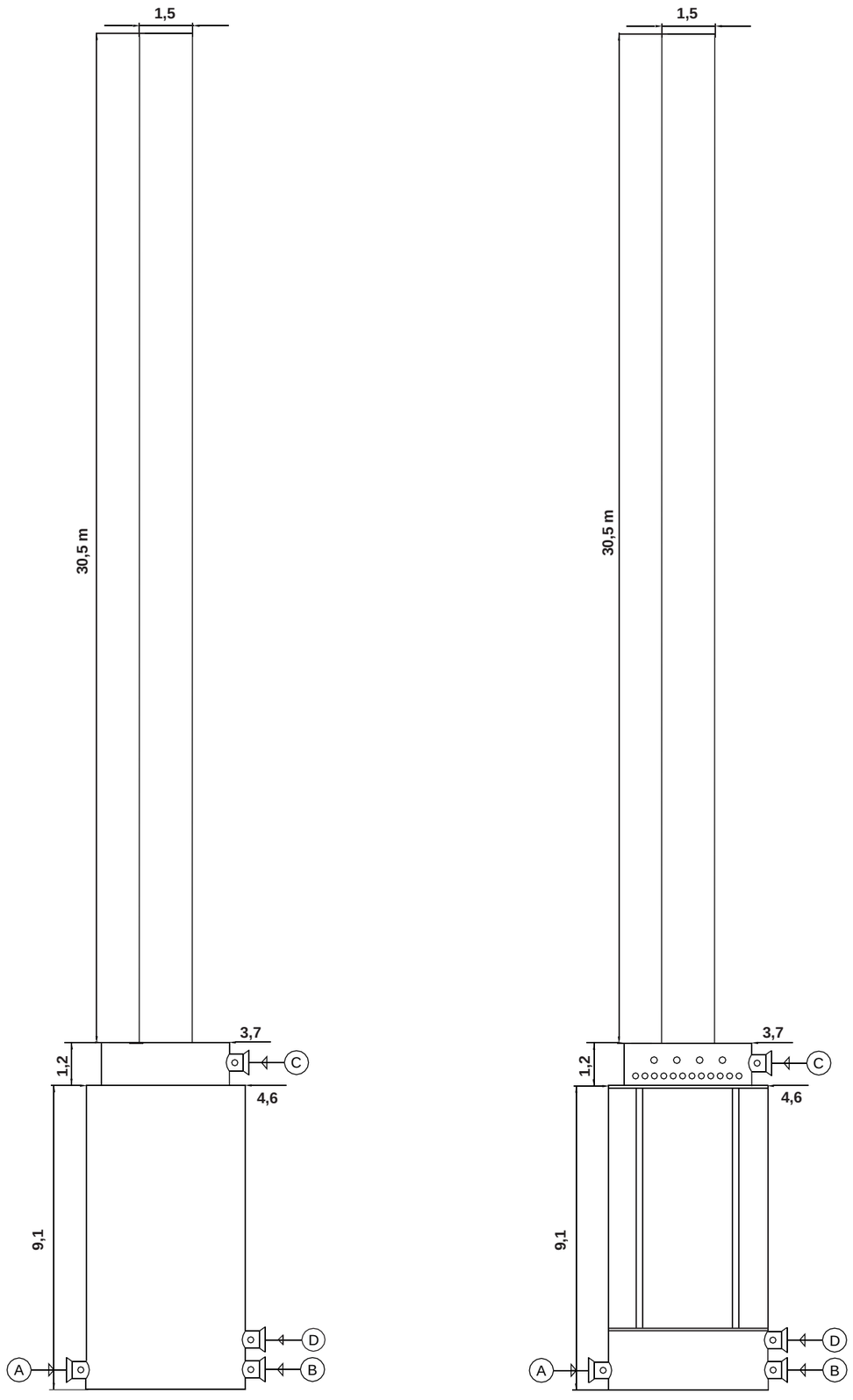
FACULTAD DE CIENCIAS

Fecha: Junio de 2011

Escala: 1:65

Plano Nº: 7

INGENIERO QUÍMICO



CORRIENTES	
A	Entrada de Aire
B	Entrada de Gas Natural
C	Entrada de Oxígeno
D	Salida de Oxígeno

MATERIALES	
CARCASA	SA-240

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Diseño del Horno H-01

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

FACULTAD DE CIENCIAS

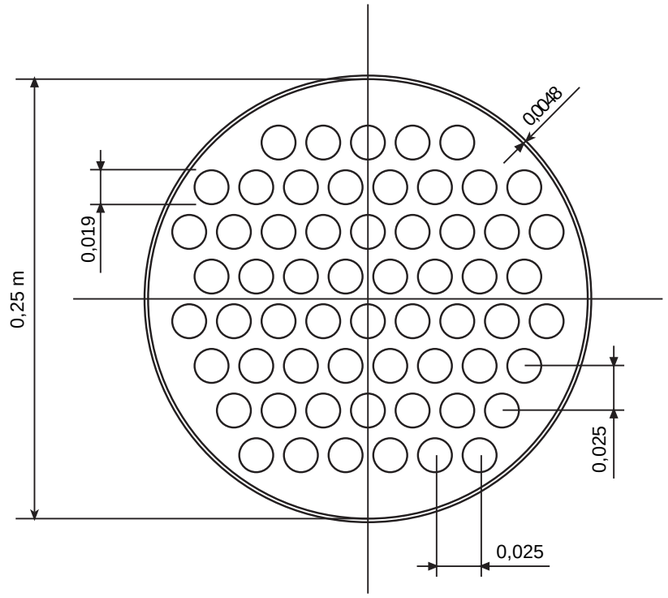
Fecha:
Junio de 2011

Escala:
1:155

Plano Nº:
8

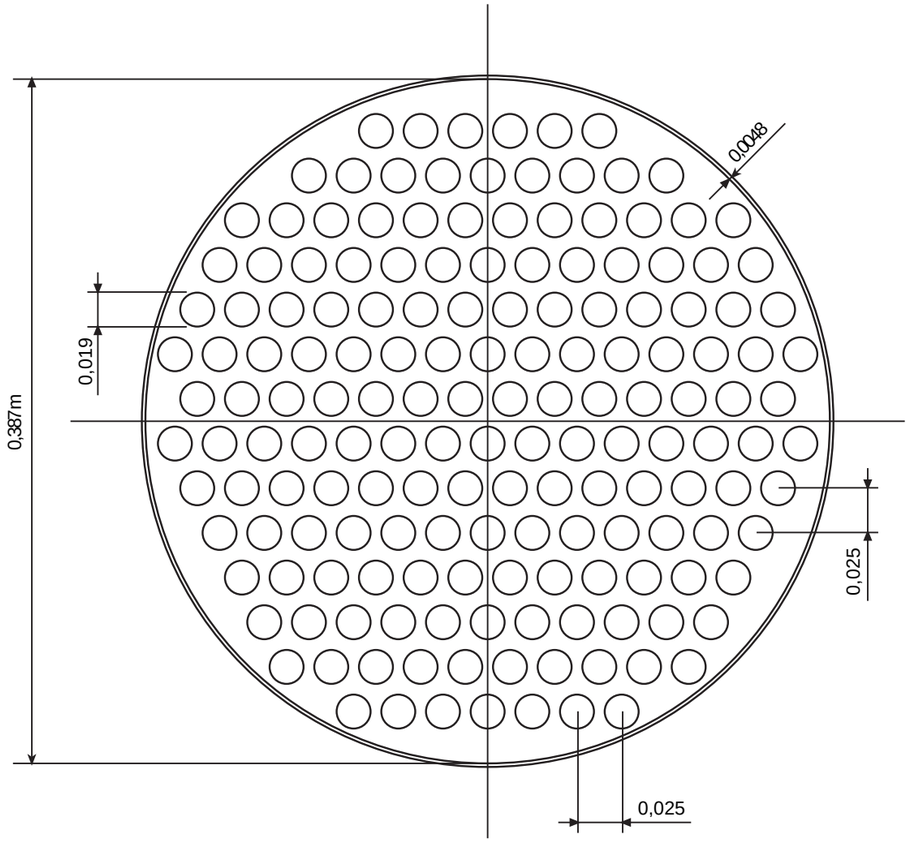
INGENIERO QUÍMICO

Diseño de Intercambiador de Calor (IC-01)



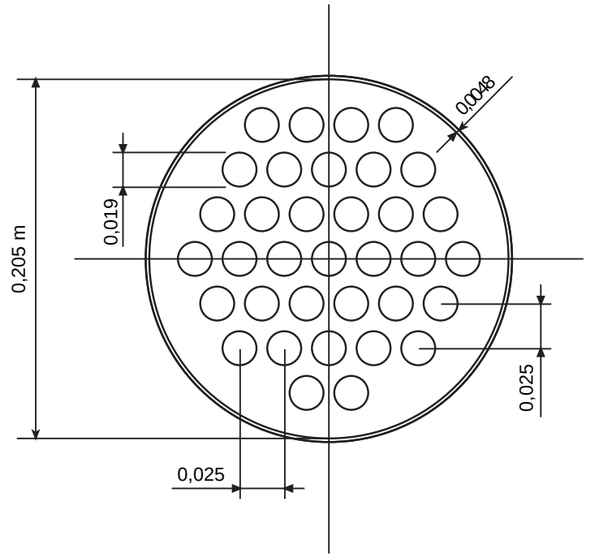
Total 50 tubos ⌀19 mm y espesor 2,4 mm

Diseño de Intercambiador de Calor (IC-02)



Total 141 tubos ⌀19 mm y espesor 2,4 mm

Diseño de Intercambiador de Calor (IC-03)

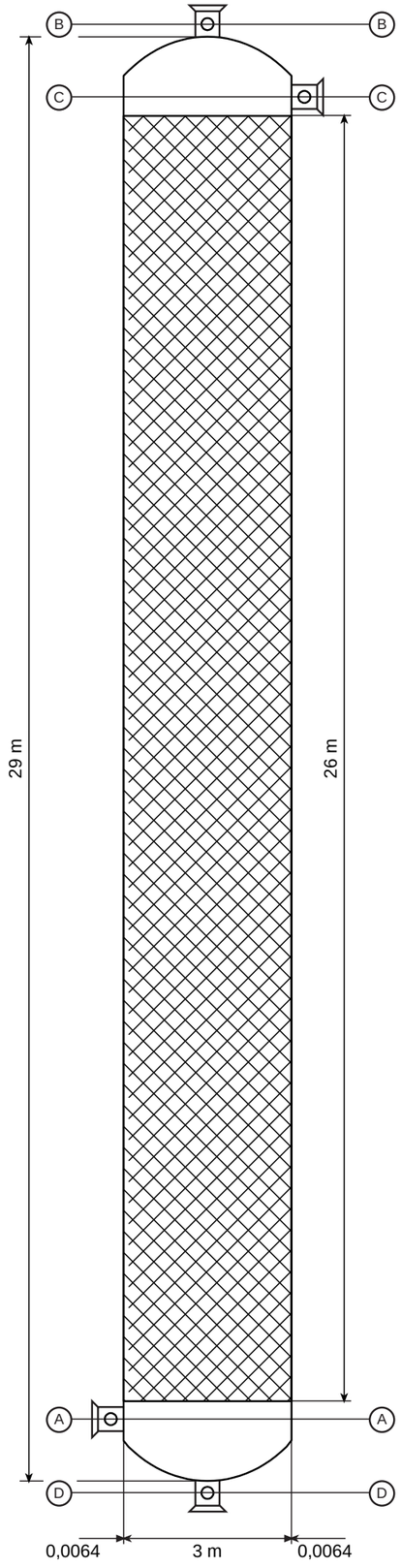


Total 29 tubos ⌀19 mm y espesor 2,4 mm

Proyecto: DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO		Plano: Detalles de Intercambiador de Calor (IC-01;IC-02;IC-03)
Autor: Juan José Caraballo Domínguez, Rocío Saelices Aparicio		UNIVERSIDAD DE CÁDIZ / FACULTAD DE CIENCIAS
Fecha: Junio de 2011	Escala: 1:3,5	Plano Nº: 9
INGENIERO QUÍMICO		

UCA Universidad de Cádiz

Enología
Ingeniería Química
Matemáticas
Quimica
www.uca.es/ciencias
Campus de Puerto Real



ALZADO

Relleno: Monturas Intalox
de 3 pulgadas

MATERIALES	
CARCASA	SA-240
RELLENO	Cerámica

CORRIENTES	
A	Entrada de corriente gaseosa
B	Salida de corriente gaseosa
C	Entrada de corriente líquida
D	Salida de corriente líquida

CARACTERÍSTICAS DEL RELLENO	
TIPO	Intalox saddles
TAMAÑO NOMINAL	0,075 m
POROSIDAD	0,8
FACTOR DE EMPAQUE	70 m^{-1}

DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	ASME
TIPO DE COLUMNA	Columna de relleno para absorción con reacción química
Tª màx. de OPERACIÓN (ºC)	200
PRESIÓN DE OPERACIÓN	1 atm
SOPORTE	Faldón
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Diseño de Columna de Absorción (A-01)

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

FACULTAD DE CIENCIAS

Fecha: Junio de 2011

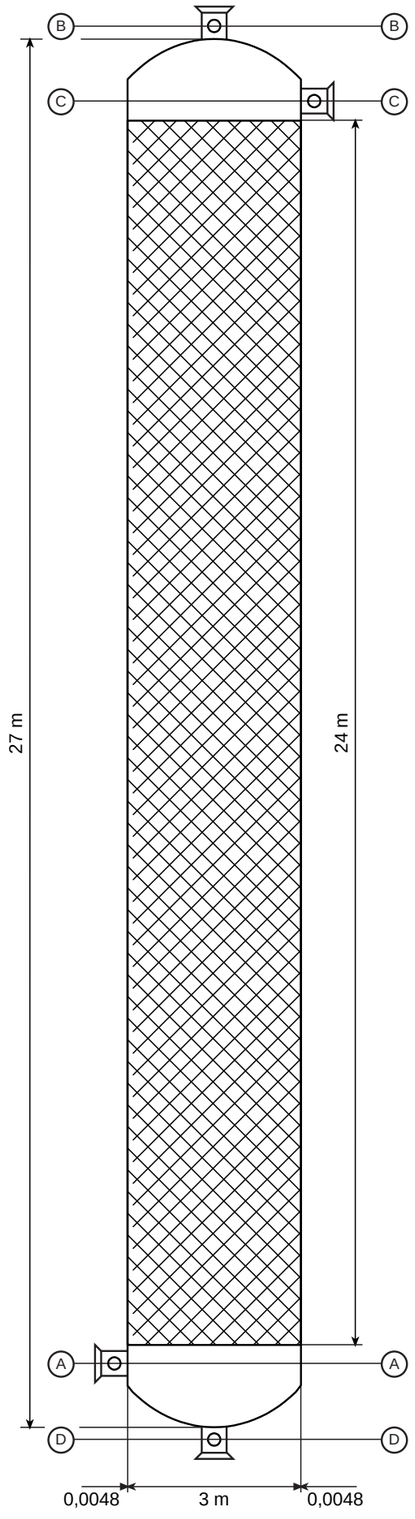
Escala: 1:120

Plano Nº: 10

INGENIERO QUÍMICO

UCA Universidad de Cádiz

Enología
Ingeniería Química
Matemáticas
Química
www.uca.es/ciencias
Campus de Puerto Real



ALZADO

Relleno: Monturas Intalox
de 3 pulgadas

MATERIALES	
CARCASA	SA-240
RELLENO	Cerámica

CORRIENTES	
A	Entrada de corriente gaseosa
B	Salida de corriente gaseosa
C	Entrada de corriente líquida
D	Salida de corriente líquida

CARACTERÍSTICAS DEL RELLENO	
TIPO	Intalox saddles
TAMAÑO NOMINAL	0,075 m
POROSIDAD	0,8
FACTOR DE EMPAQUE	70 m^{-1}

DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	ASME
TIPO DE COLUMNA	Columna de relleno para absorción
Tª màx. de OPERACIÓN (ºC)	92
PRESIÓN DE OPERACIÓN	1 atm
SOPORTE	Faldón
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Diseño de Columna de Absorción (A-02)

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

FACULTAD DE CIENCIAS

Fecha: Junio de 2011

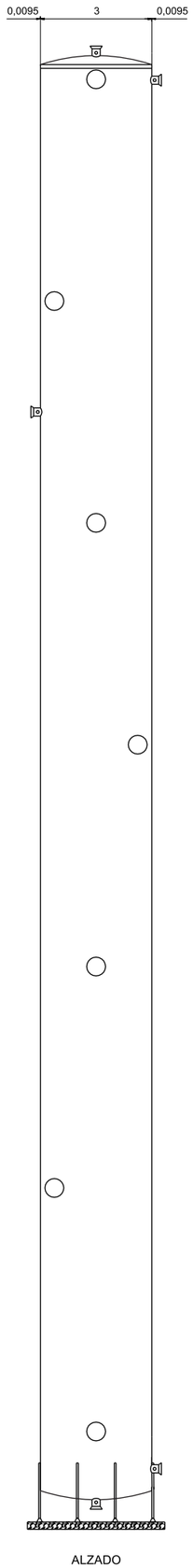
Escala: 1:120

Plano Nº: 11

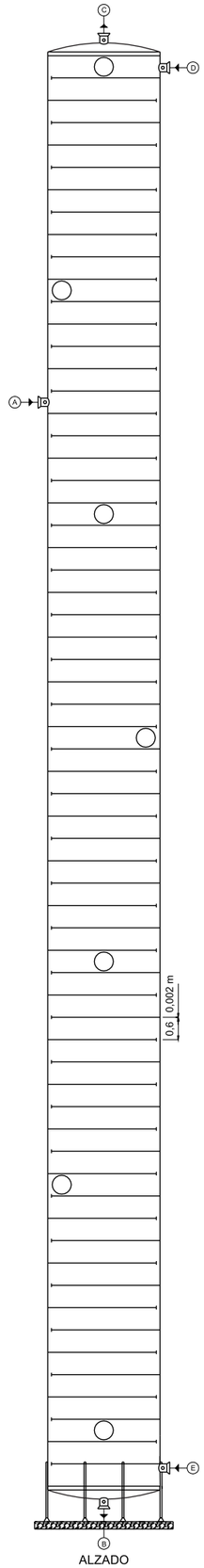
INGENIERO QUÍMICO

UCA Universidad de Cádiz

Enología
Ingeniería Química
Matemáticas
Química
www.uca.es/ciencias
Campus de Puerto Real



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 reflujo
E	Entrada de corriente vaporizada

DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	ASME
TIPO DE COLUMNA	Columna de rectificación de platos perforados
Tª màx. de OPERACIÓN (C)	99,4
PRESIÓN DE OPERACIÓN	1 atm
SOPORTE	Faldón
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Diseño de Columna de Rectificación CR-01

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

FACULTAD DE CIENCIAS

Fecha:
Junio de 2011

Escala:
1:155

Plano Nº:
12

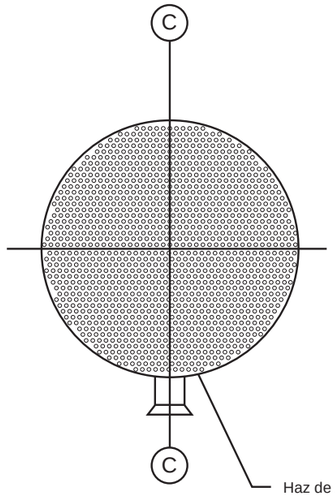
INGENIERO QUÍMICO

UCA Universidad de Cádiz

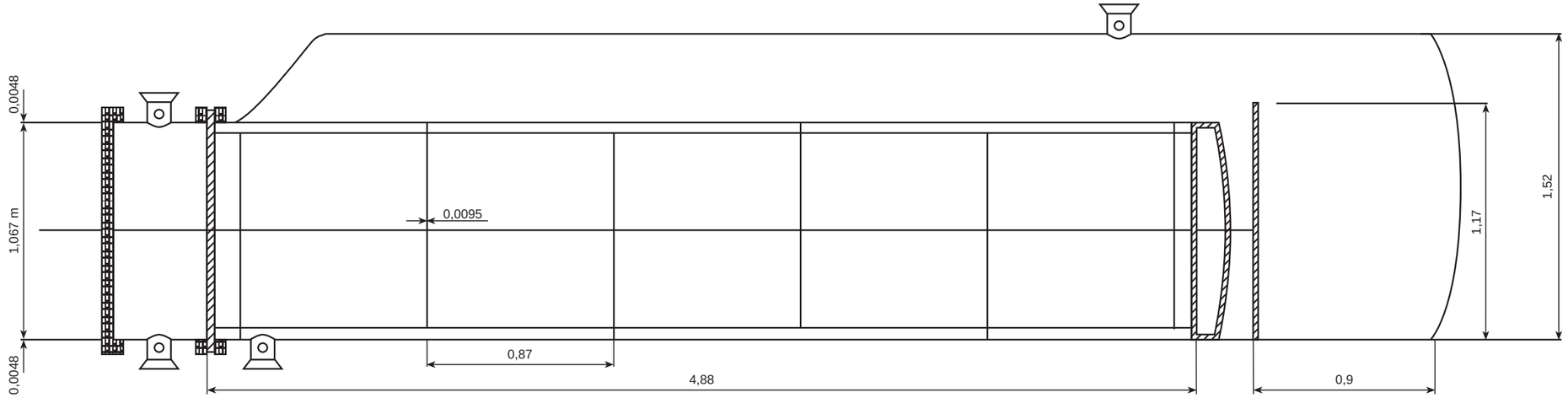
Enología
Ingeniería Química
Matemáticas
Química
www.uca.es/ciencias
Campus de Puerto Real

SECCIÓN LONGITUDINAL

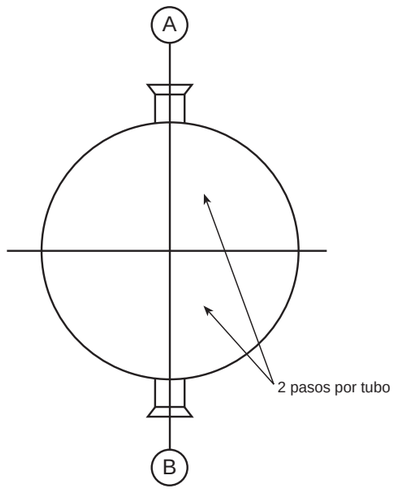
HAZ DE TUBOS



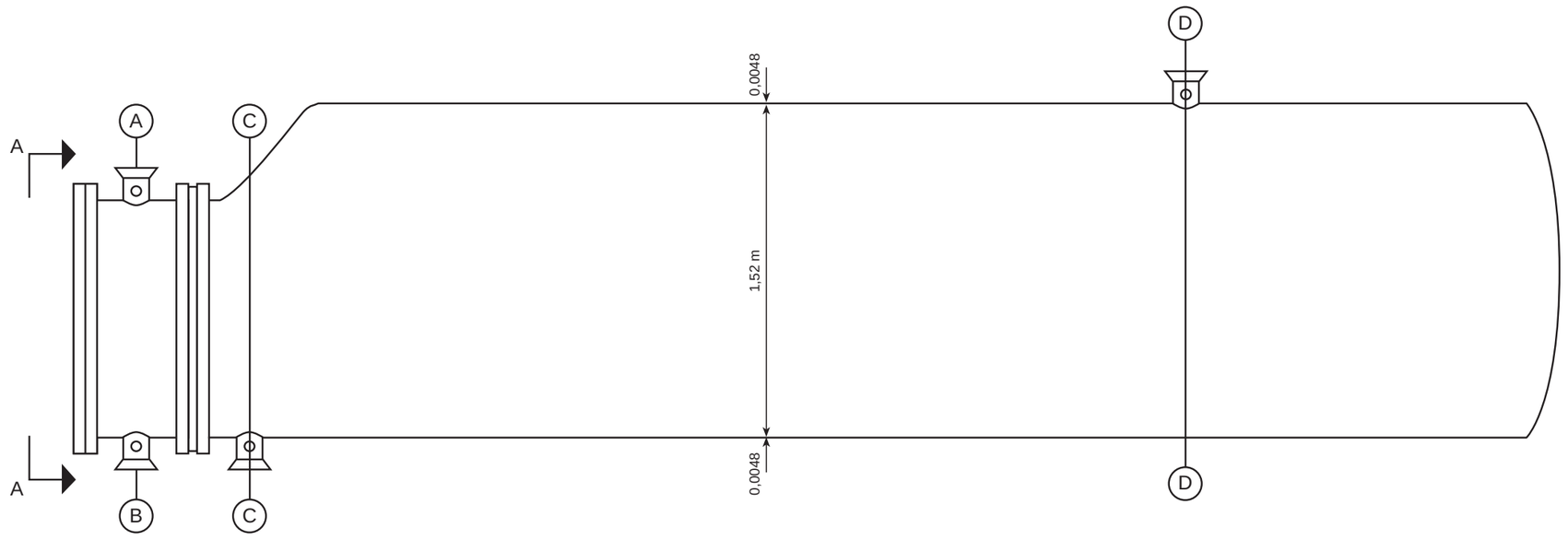
Haz de 1391 tubos ∅19 y esp. 2.4 mm
(Long total = 4,88 m)



HAZ DE TUBOS



SECCIÓN A-A



ALZADO ESQUEMA INTERCAMBIADOR

MATERIALES	
CARCASA	SA-240
TUBOS	SA-240

CORRIENTES	
A	Entrada de vapor de media presión
B	Salida de vapor de media presión
C	Entrada de líquido a vaporizar
D	Salida de vapor que va a columna

DATOS DE DISEÑO	
	Tubos/Carcasa
FLUIDO	Vapor / Líquido de columna a vaporizar
CÓDIGO	TEMA
TIPO DE INTERCAMBIADOR	AKT
Nº DE PASOS	2 / 1
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,905

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Diseño de Intercambiador de Calor (RE-01)
(Reboiler Inundado)

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

FACULTAD DE CIENCIAS

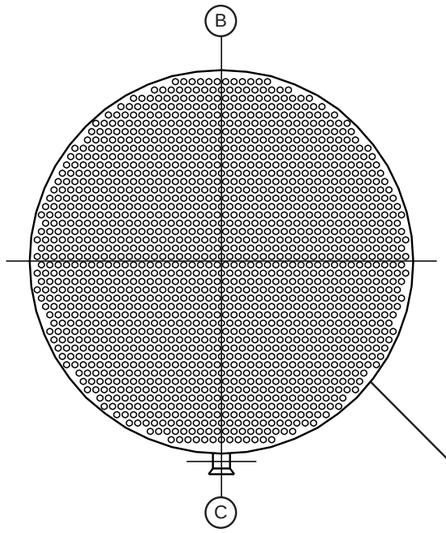
Fecha: Junio de 2011

Escala: 1:25

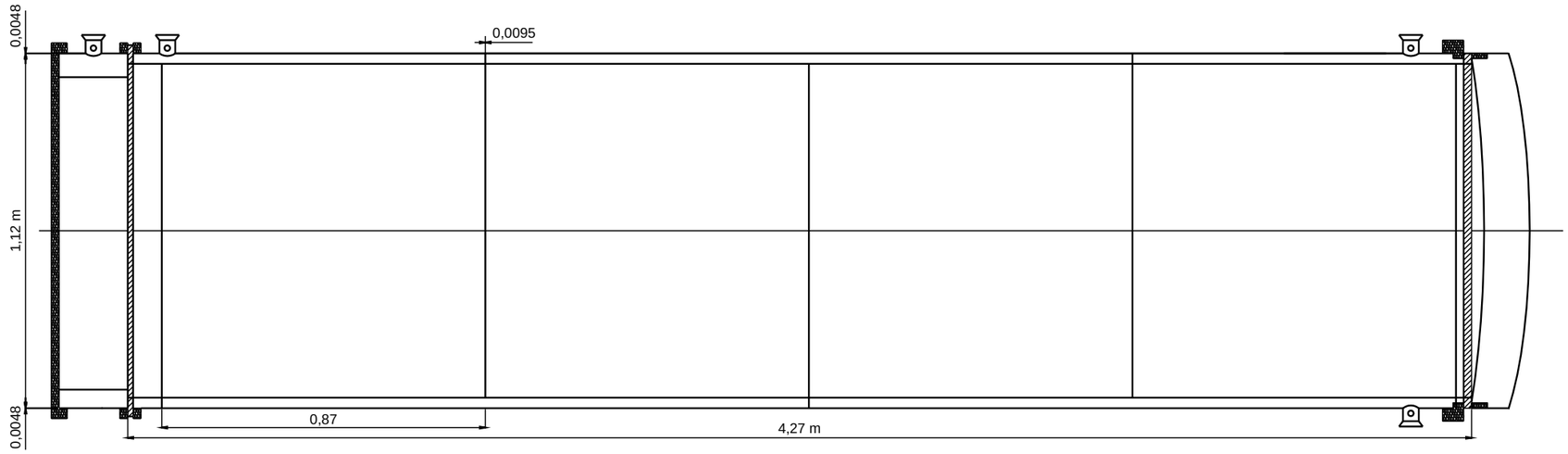
Plano Nº: 13

INGENIERO QUÍMICO

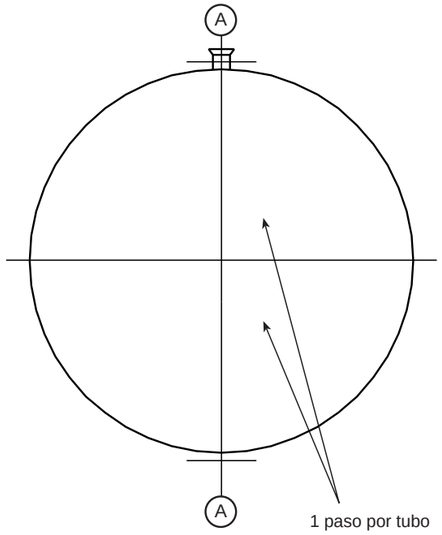
HAZ DE TUBOS



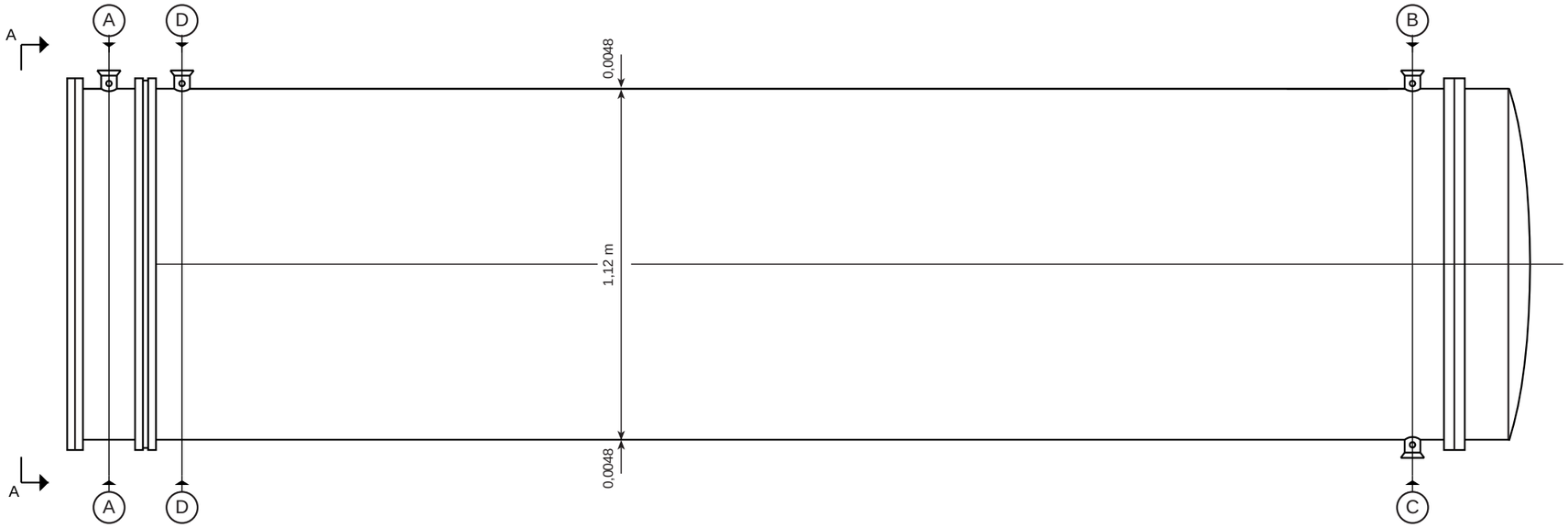
SECCIÓN LONGITUDINAL



Haz de 1569 tubos Ø19 mm y esp. 2.4 mm
(Long total = 4,27 m)



SECCIÓN A-A



ALZADO ESQUEMA CONDENSADOR

MATERIALES	
CARCASA	SA-240
TUBOS	SA-240

CORRIENTES	
A	Entrada de fluido refrigerante
B	Salida de fluido refrigerante
C	Entrada vapor a condensar
D	Salida condensado

DATOS DE DISEÑO	
	Tubos/Carcasa
FLUIDO	Agua refrigeración/Vapor cabeza de columna
CÓDIGO	TEMA
TIPO DE INTERCAMBIADOR	AES
Nº DE PASOS	1 / 1
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,905

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Diseño de Condensador de Cabeza (CD-01)

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

FACULTAD DE CIENCIAS

Fecha: Junio de 2011

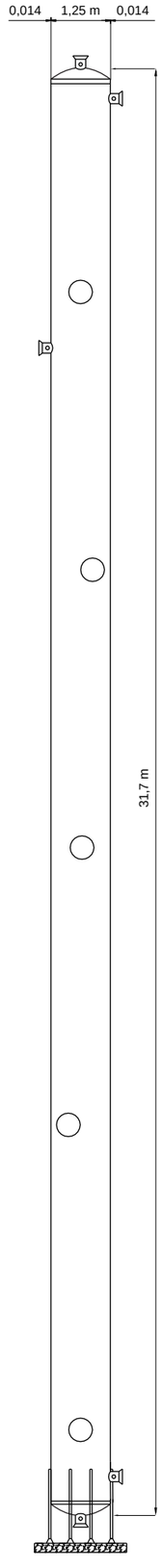
Escala: 1:18

Plano Nº: 14

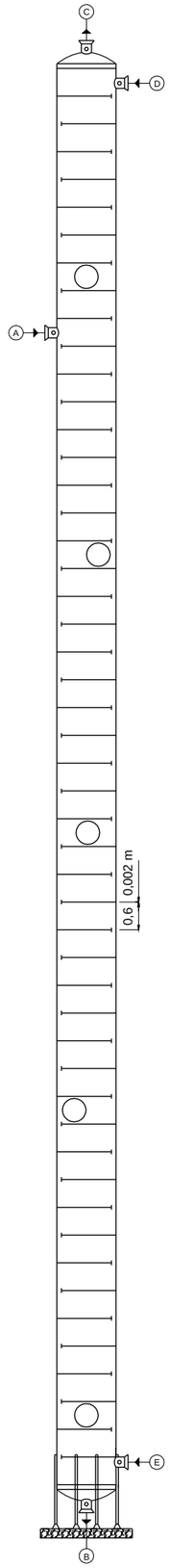
INGENIERO QUÍMICO

UCA Universidad de Cádiz

Enología
Ingeniería Química
Matemáticas
Química
www.uca.es/ciencias
Campus de Puerto Real



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 reflujo
E	Entrada de corriente vaporizada

DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	ASME
TIPO DE COLUMNA	Columna de rectificación de platos perforados
Tª màx. de OPERACIÓN (ºC)	71,2
PRESIÓN DE OPERACIÓN	1 atm
SOPORTE	Faldón
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Diseño de Columna de Rectificación CR-02

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

FACULTAD DE CIENCIAS

Fecha:
Junio de 2011

Escala:
1:125

Plano Nº:
15

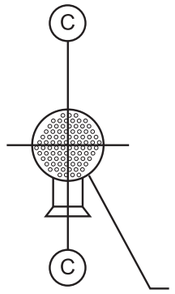
INGENIERO QUÍMICO

UCA Universidad de Cádiz

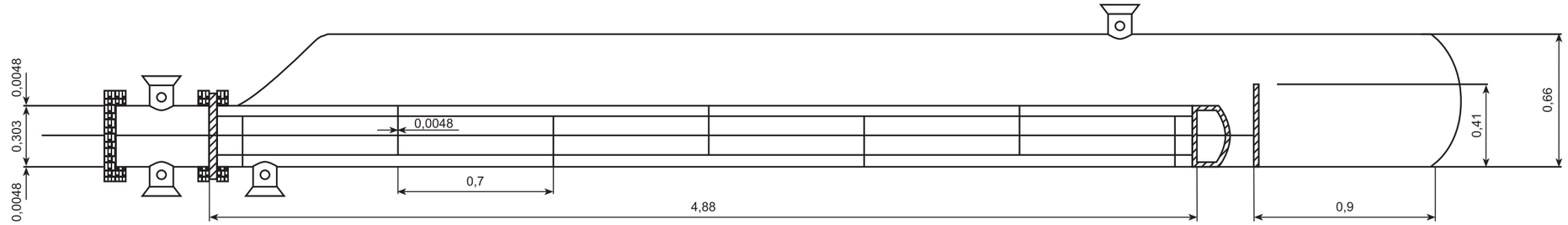
Enología
Ingeniería Química
Matemáticas
Química
www.uca.es/ciencias
Campus de Puerto Real

SECCIÓN LONGITUDINAL

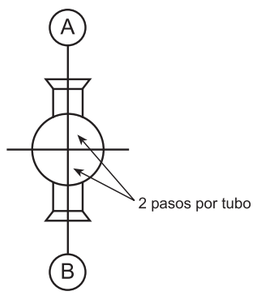
HAZ DE TUBOS



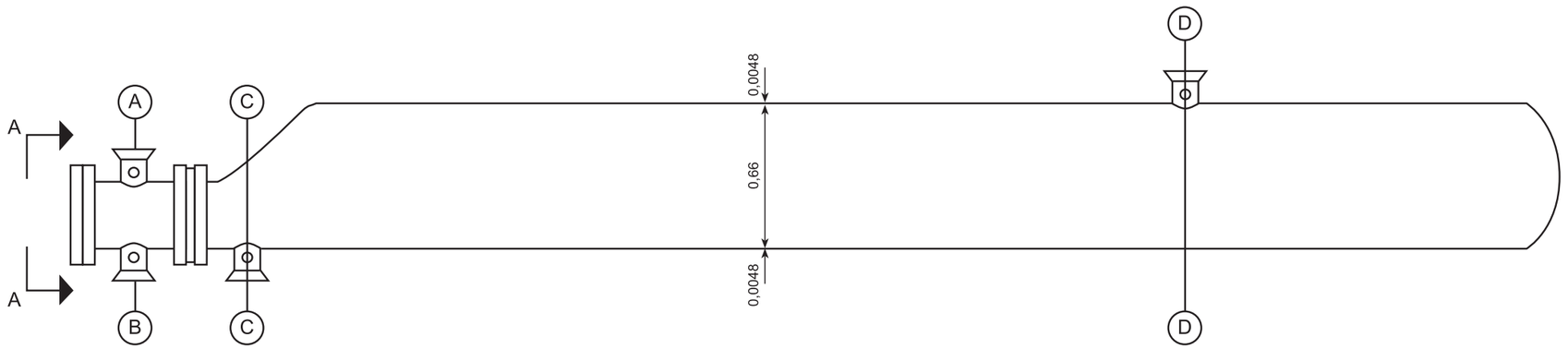
Haz de 87 tubos Ø19 y esp. 2.4 mm
(Long total = 4,88 m)



HAZ DE TUBOS



SECCIÓN A-A



ALZADO ESQUEMA INTERCAMBIADOR

MATERIALES	
CARCASA	SA-240
TUBOS	SA-240

CORRIENTES	
A	Entrada de vapor de media presión
B	Salida de vapor de media presión
C	Entrada de líquido a vaporizar
D	Salida de vapor que va a columna

DATOS DE DISEÑO	
	Tubos/Carcasa
FLUIDO	Vapor / Líquido de columna a vaporizar
CÓDIGO	TEMA
TIPO DE INTERCAMBIADOR	AKT
Nº DE PASOS	2 / 1
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,905

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Diseño de Intercambiador de Calor (RE-02)
(Reboiler Inundado)

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

FACULTAD DE CIENCIAS

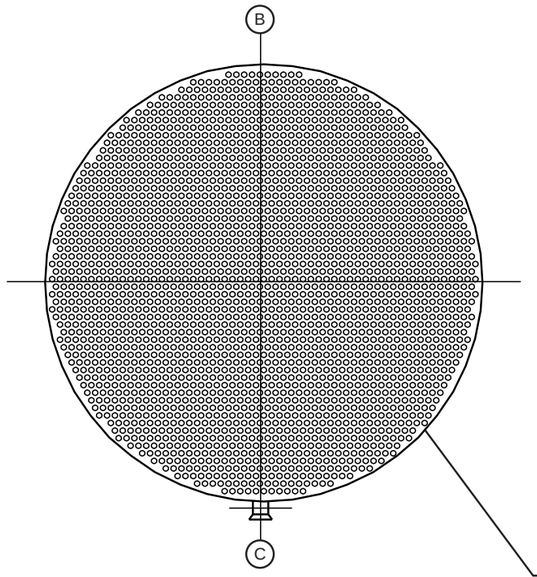
Fecha: Junio de 2011

Escala: 1:25

Plano Nº: 16

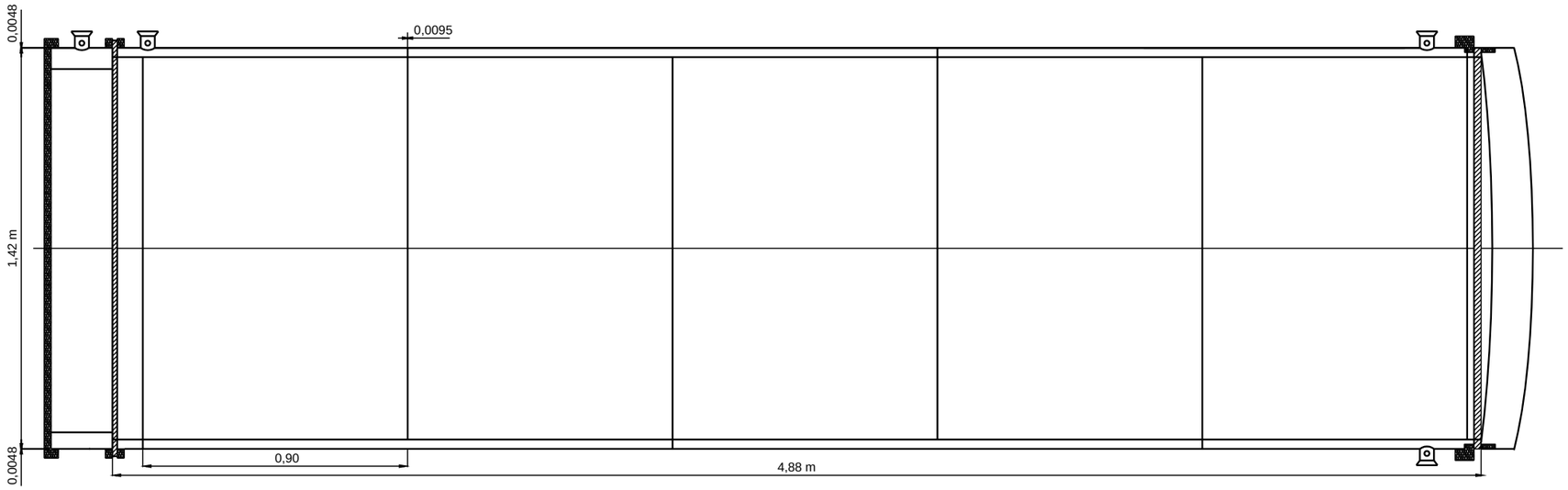
INGENIERO QUÍMICO

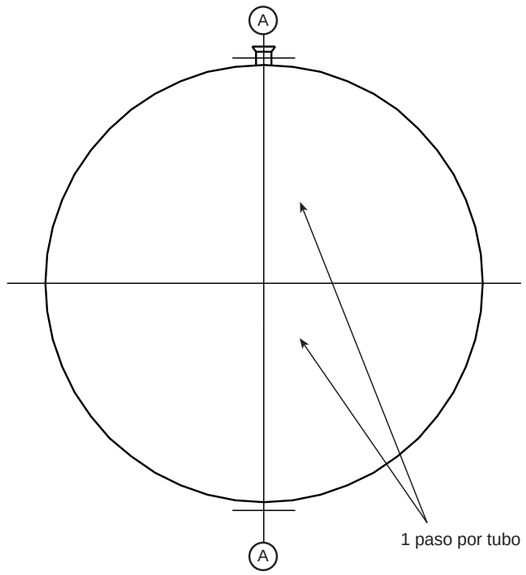
HAZ DE TUBOS



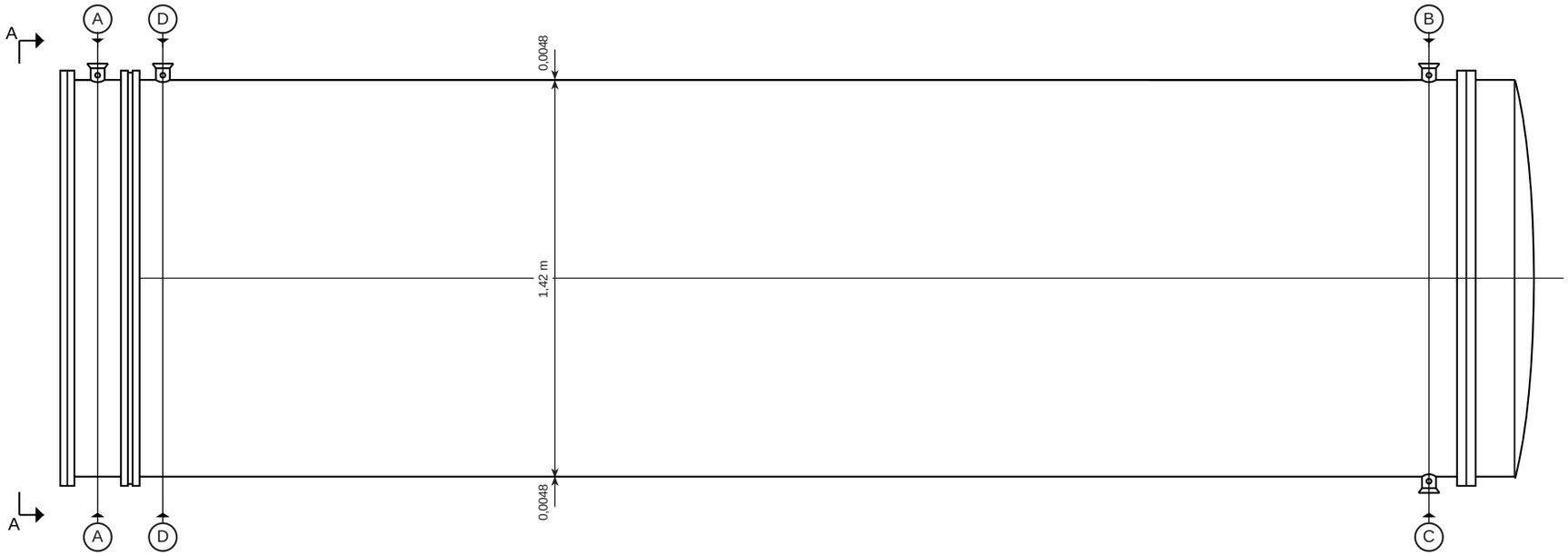
Haz de 2380 tubos ∅19 mm y esp. 2.4 mm
(Long total = 4,88 m)

SECCIÓN LONGITUDINAL





SECCIÓN A-A



ALZADO ESQUEMA CONDENSADOR

MATERIALES	
CARCASA	SA-240
TUBOS	SA-240

CORRIENTES	
A	Entrada de fluido refrigerante
B	Salida de fluido refrigerante
C	Entrada vapor a condensar
D	Salida condensado

DATOS DE DISEÑO	
	Tubos/Carcasa
FLUIDO	Agua refrigeración/Vapor cabeza de columna
CÓDIGO	TEMA
TIPO DE INTERCAMBIADOR	AES
Nº DE PASOS	1 / 1
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,905

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Diseño de Condensador de Cabeza (CD-02)

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

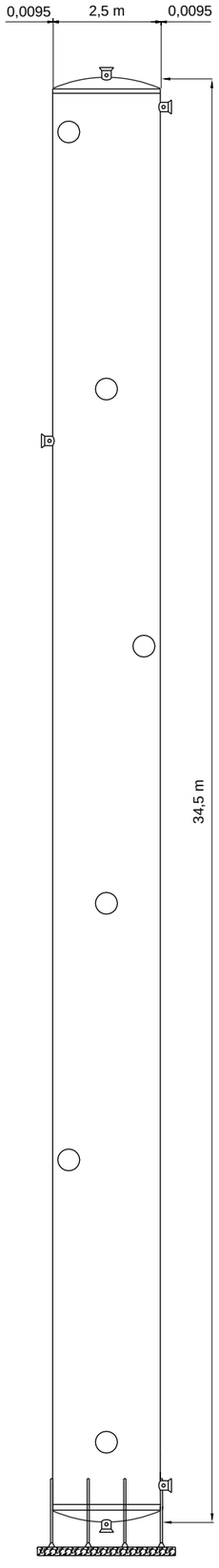
FACULTAD DE CIENCIAS

Fecha: Junio de 2011

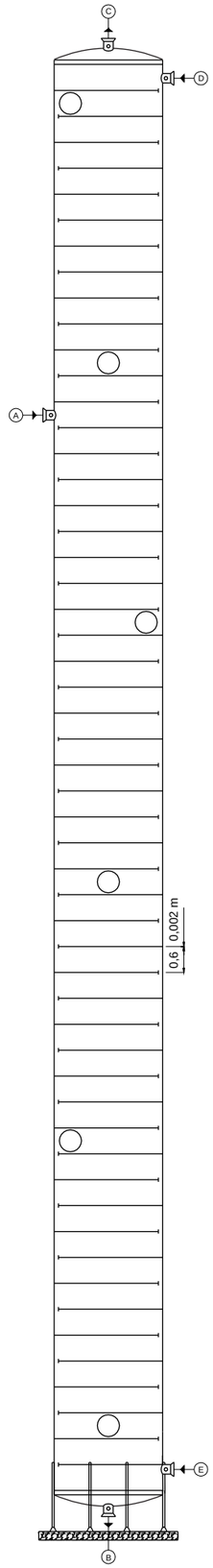
Escala: 1:20

Plano Nº: 17

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 reflujo
E	Entrada de corriente vaporizada

DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	ASME
TIPO DE COLUMNA	Columna de rectificación de platos perforados
Tª màx. de OPERACIÓN (ºC)	77
PRESIÓN DE OPERACIÓN	1 atm
SOPORTE	Faldón
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Diseño de Columna de Rectificación CR-03

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

FACULTAD DE CIENCIAS

Fecha:
Junio de 2011

Escala:
1:135

Plano Nº:
18

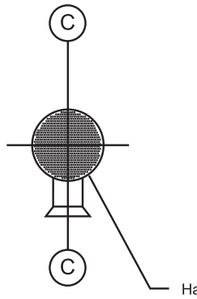
INGENIERO QUÍMICO

UCA Universidad de Cádiz

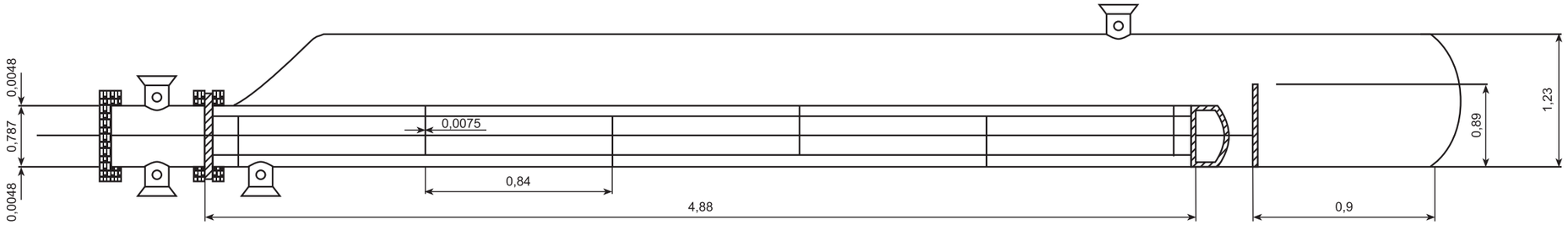
Enología
Ingeniería Química
Matemáticas
Química
www.uca.es/ciencias
Campus de Puerto Real

SECCIÓN LONGITUDINAL

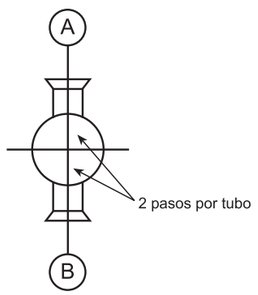
HAZ DE TUBOS



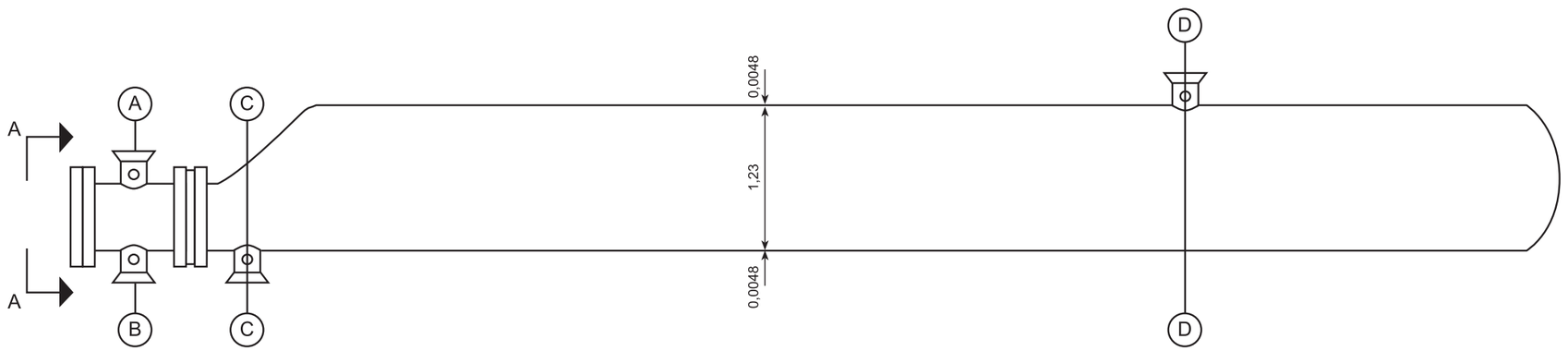
Haz de 724 tubos ∅19 y esp. 2.8 mm
(Long total = 4,88 m)



HAZ DE TUBOS



SECCIÓN A-A



ALZADO ESQUEMA INTERCAMBIADOR

MATERIALES	
CARCASA	SA-240
TUBOS	SA-240

CORRIENTES	
A	Entrada de vapor de media presión
B	Salida de vapor de media presión
C	Entrada de líquido a vaporizar
D	Salida de vapor que va a columna

DATOS DE DISEÑO	
	Tubos/Carcasa
FLUIDO	Vapor / Líquido de columna a vaporizar
CÓDIGO	TEMA
TIPO DE INTERCAMBIADOR	AKT
Nº DE PASOS	2 / 1
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,905

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Diseño de Intercambiador de Calor (RE-03)
(Reboiler Inundado)

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

FACULTAD DE CIENCIAS

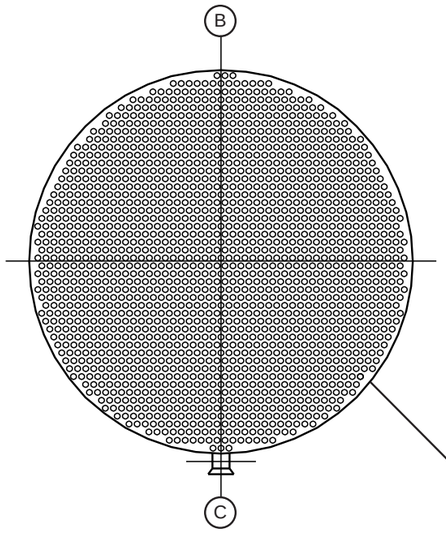
Fecha: Junio de 2011

Escala: 1:25

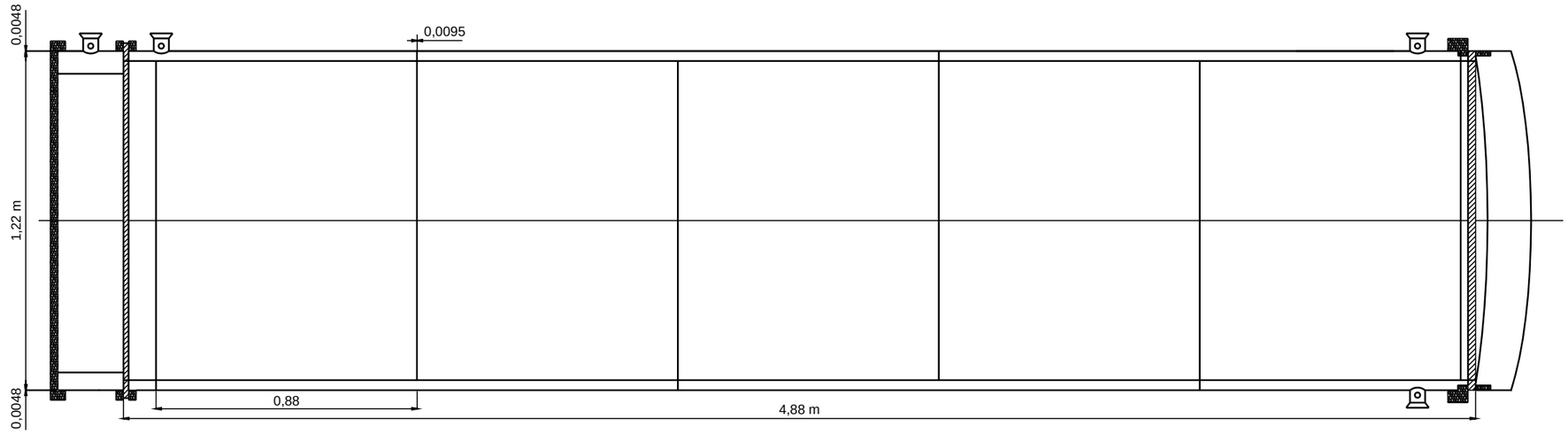
Plano Nº: 19

INGENIERO QUÍMICO

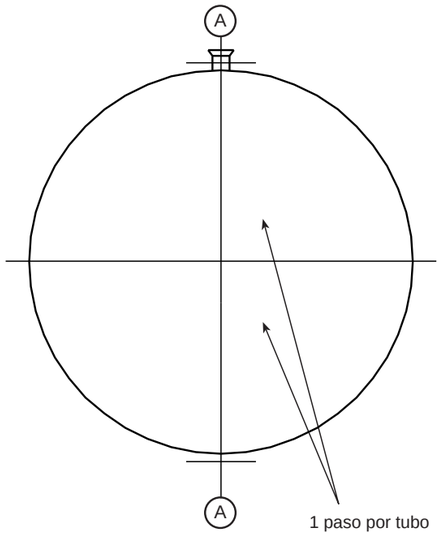
HAZ DE TUBOS



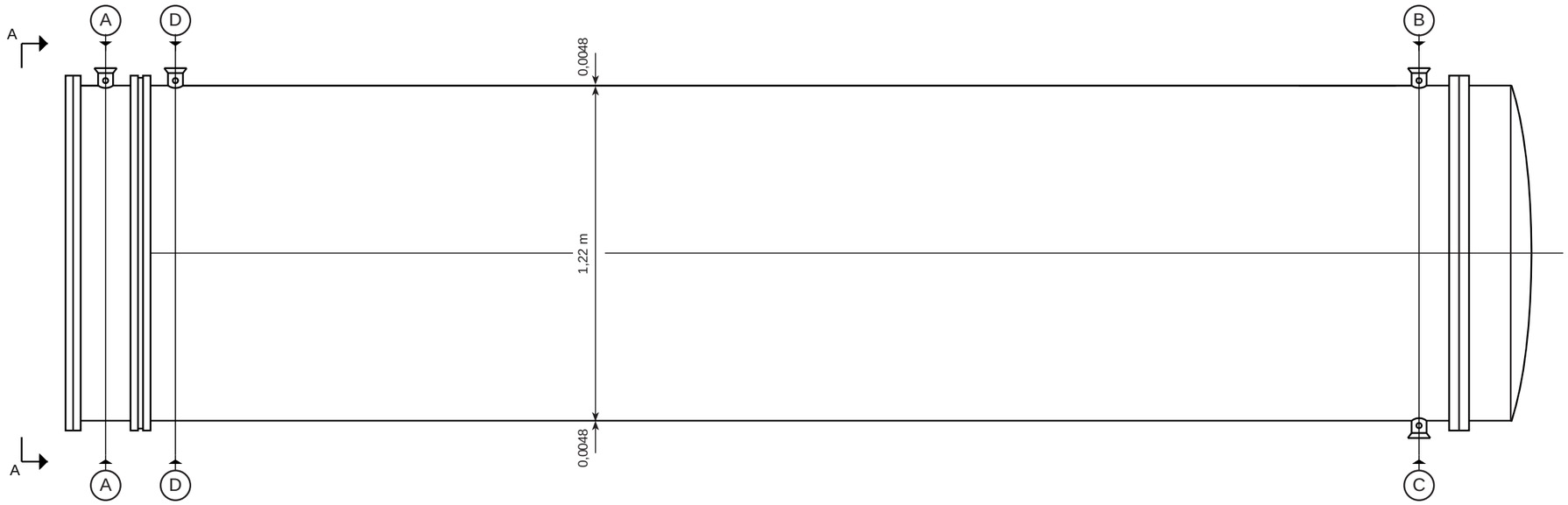
SECCIÓN LONGITUDINAL



Haz de 1730 tubos ∅19 mm y esp. 2.4 mm
(Long total = 4,88 m)



SECCIÓN A-A



ALZADO ESQUEMA CONDENSADOR

MATERIALES	
CARCASA	SA-240
TUBOS	SA-240

CORRIENTES	
A	Entrada de fluido refrigerante
B	Salida de fluido refrigerante
C	Entrada vapor a condensar
D	Salida condensado

DATOS DE DISEÑO	
	Tubos/Carcasa
FLUIDO	Agua refrigeración/Vapor cabeza de columna
CÓDIGO	TEMA
TIPO DE INTERCAMBIADOR	AES
Nº DE PASOS	1 / 1
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,905

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Diseño de Condensador de Cabeza (CD-03)

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

FACULTAD DE CIENCIAS

Fecha: Junio de 2011

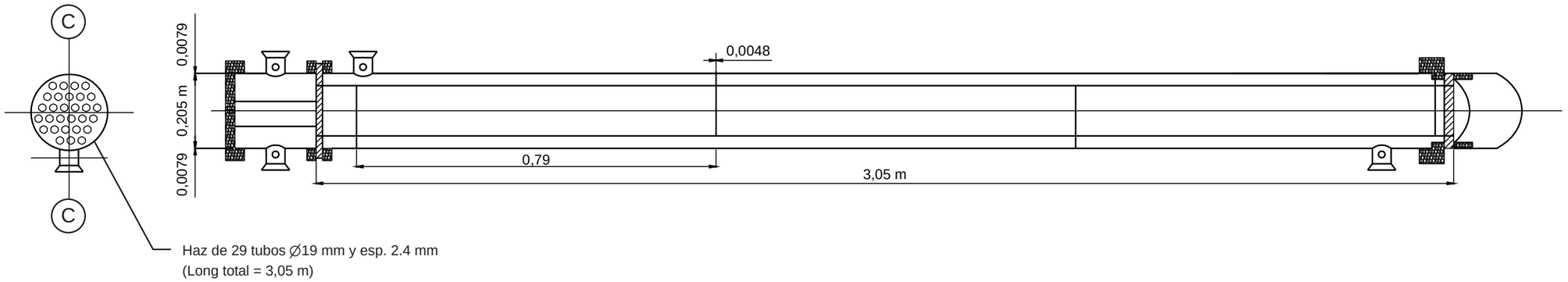
Escala: 1:20

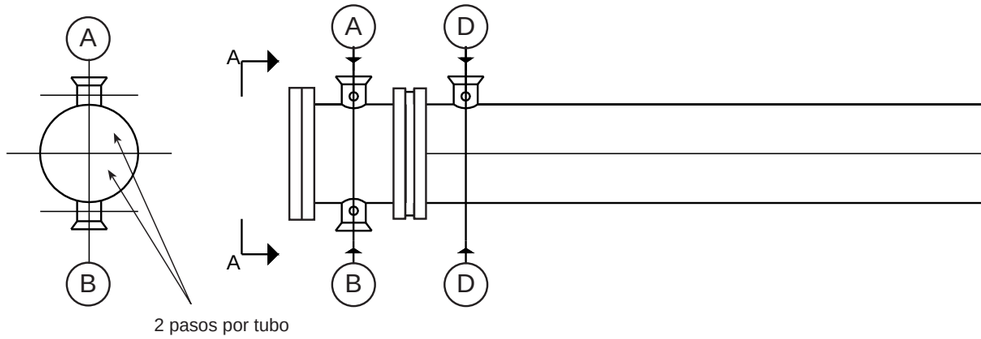
Plano Nº: 20

INGENIERO QUÍMICO

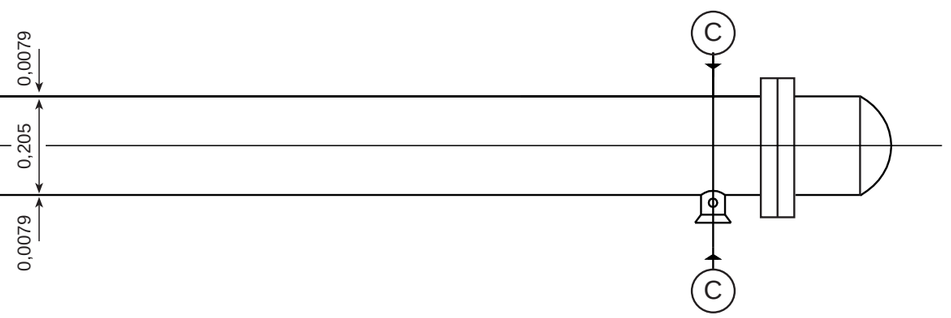
HAZ DE TUBOS

SECCIÓN LONGITUDINAL





SECCIÓN A-B



ALZADO ESQUEMA INTERCAMBIADOR

MATERIALES	
CARCASA	SA-285
TUBOS	SA-240

CORRIENTES	
A	Entrada de corriente fría a calentar
B	Salida de corriente fría calentada
C	Entrada de fluido calefactor
D	Salida de fluido calefactor

DATOS DE DISEÑO	
	Tubos/Carcasa
FLUIDO	Alimentación a CR-03/Fluido calefactor
CÓDIGO	TEMA
TIPO DE INTERCAMBIADOR	AES
Nº DE PASOS	2 / 1
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,905

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Diseño de Intercambiador de Calor (IC-04)

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

FACULTAD DE CIENCIAS

Fecha: Junio de 2011

Escala: 1:13

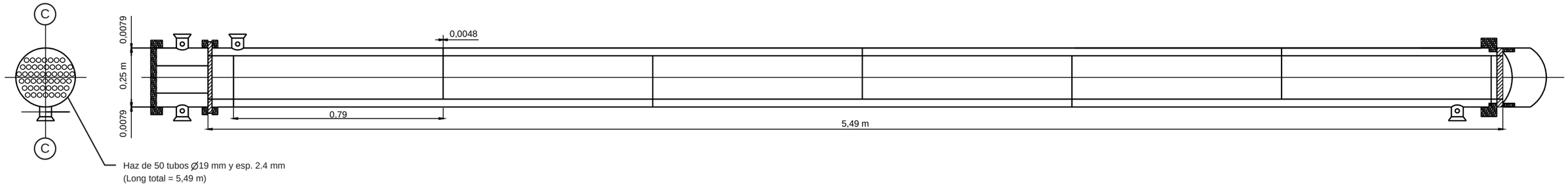
Plano Nº: 21

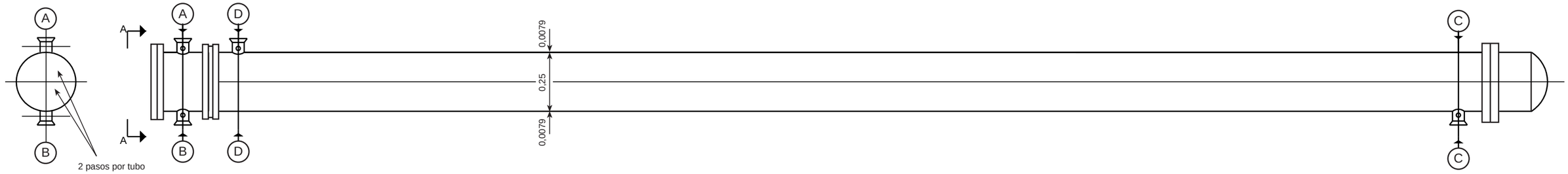
INGENIERO QUÍMICO

UCA Universidad de Cádiz
Enología
Ingeniería Química
Matemáticas
Química
www.uca.es/ciencias
Campus de Puerto Real

SECCIÓN LONGITUDINAL

HAZ DE TUBOS





SECCIÓN A-B

ALZADO ESQUEMA INTERCAMBIADOR

MATERIALES	
CARCASA	SA-285
TUBOS	SA-240

CORRIENTES	
A	Entrada de producto a refrigerar (Acrilonitrilo)
B	Salida de producto refrigerado (Acrilonitrilo)
C	Entrada agua refrigeración
D	Salida agua refrigeración

DATOS DE DISEÑO	
	Tubos/Carcasa
FLUIDO	Acrilonitrilo/Agua de refrigeración
CÓDIGO	TEMA
TIPO DE INTERCAMBIADOR	AES
Nº DE PASOS	2 / 1
ESPESOR DE CORROSIÓN (mm)	1,905

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Diseño de Intercambiador de Calor (IC-05)

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

FACULTAD DE CIENCIAS

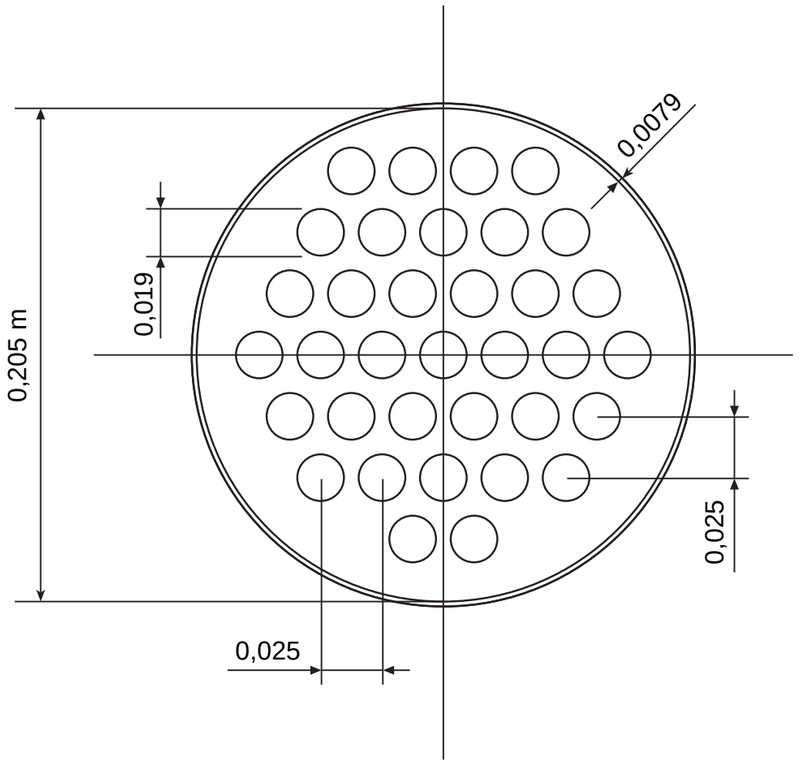
Fecha: Junio de 2011

Escala: 1:17

Plano Nº: 22

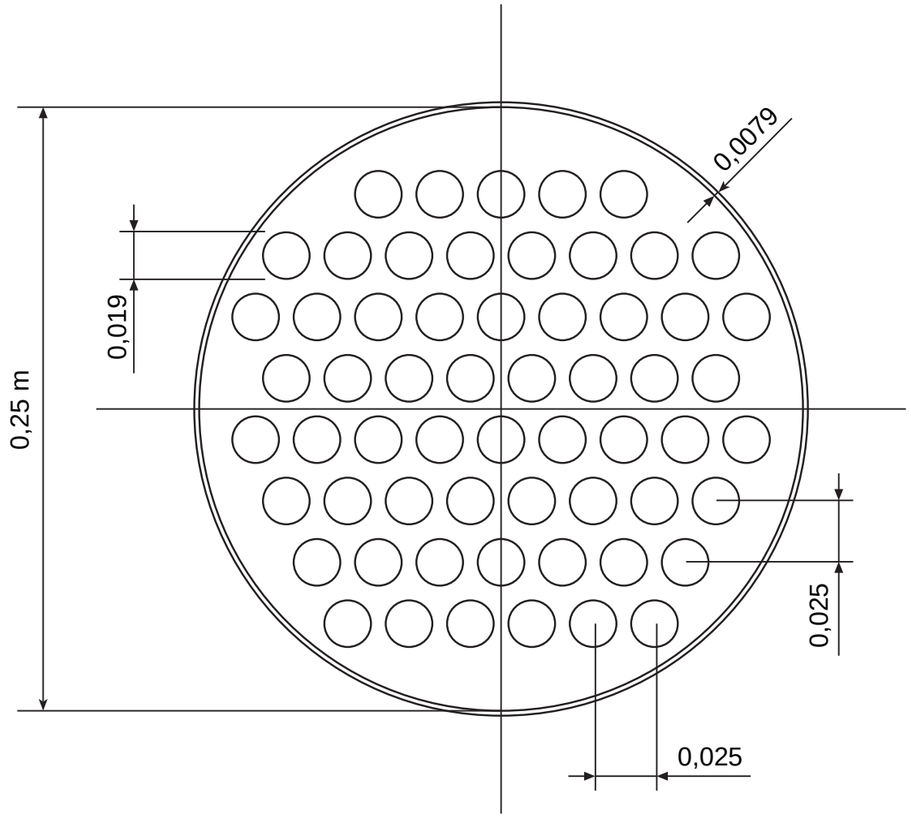
INGENIERO QUÍMICO

Diseño de Intercambiador de Calor (IC-04)



Total 29 tubos ⌀19 mm y espesor 2,4 mm

Diseño de Intercambiador de Calor (IC-05)

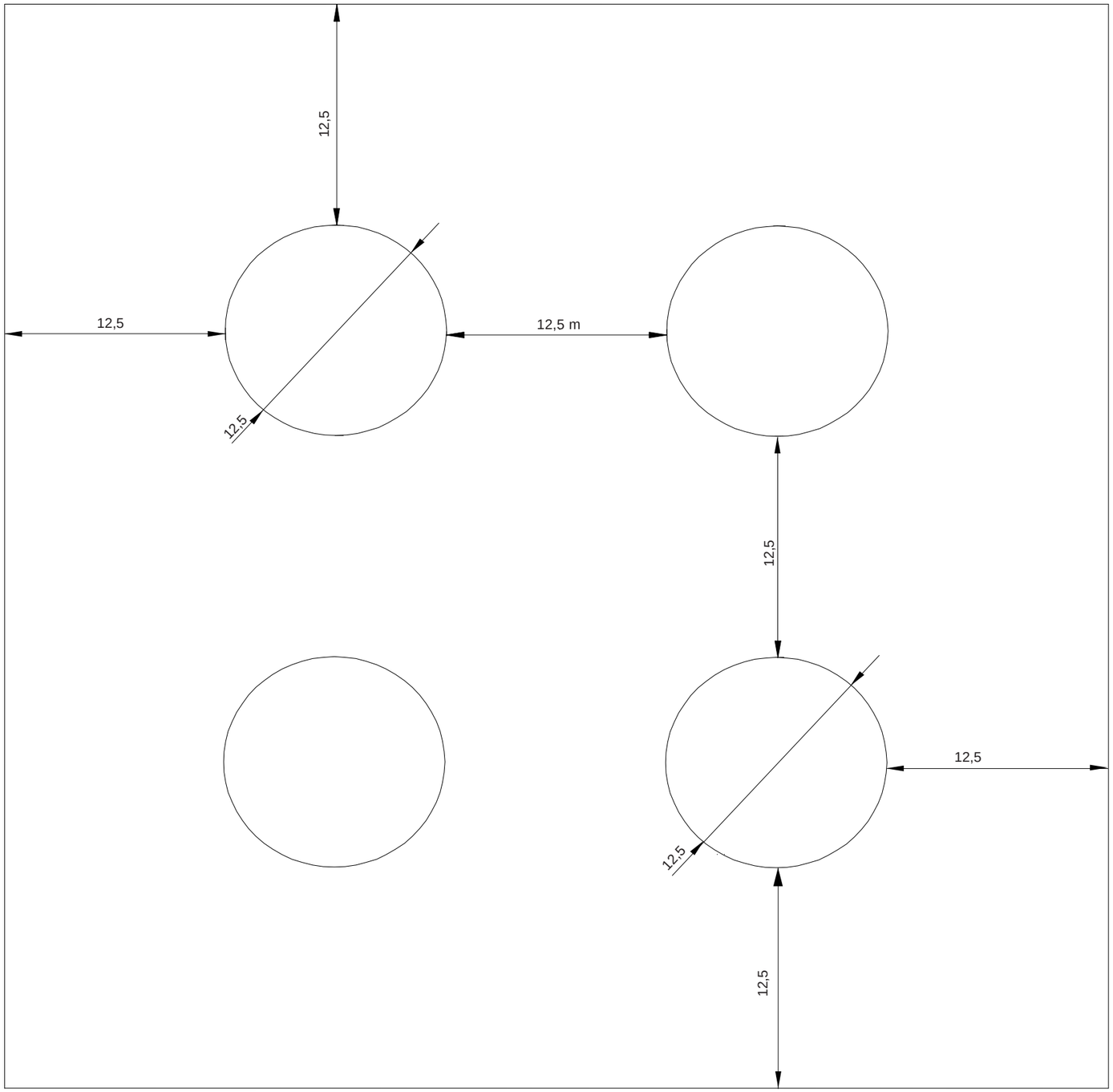


Total 50 tubos ⌀19 mm y espesor 2,4 mm

Proyecto: DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO			Plano: Detalles de Intercambiador de Calor (IC-04) e (IC-05)
Autor: Juan José Caraballo Domínguez, Rocío Saelices Aparicio			UNIVERSIDAD DE CÁDIZ / FACULTAD DE CIENCIAS
Fecha: Junio de 2011	Escala: 1:2,5	Plano Nº: 23	
INGENIERO QUÍMICO			

UCA Universidad de Cádiz

Enología
Ingeniería Química
Matemáticas
Química
www.uca.es/ciencias
Campus de Puerto Real



CARACTERÍSTICAS	
MATERIAL	Acero al carbono SA-285
TIPO	Esférico
CAPACIDAD (m3)	1022,7
DIÁMETRO (m)	12,5

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Distribución de los depósitos de almacenamiento de propileno

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

FACULTAD DE CIENCIAS

Fecha: Junio de 2011

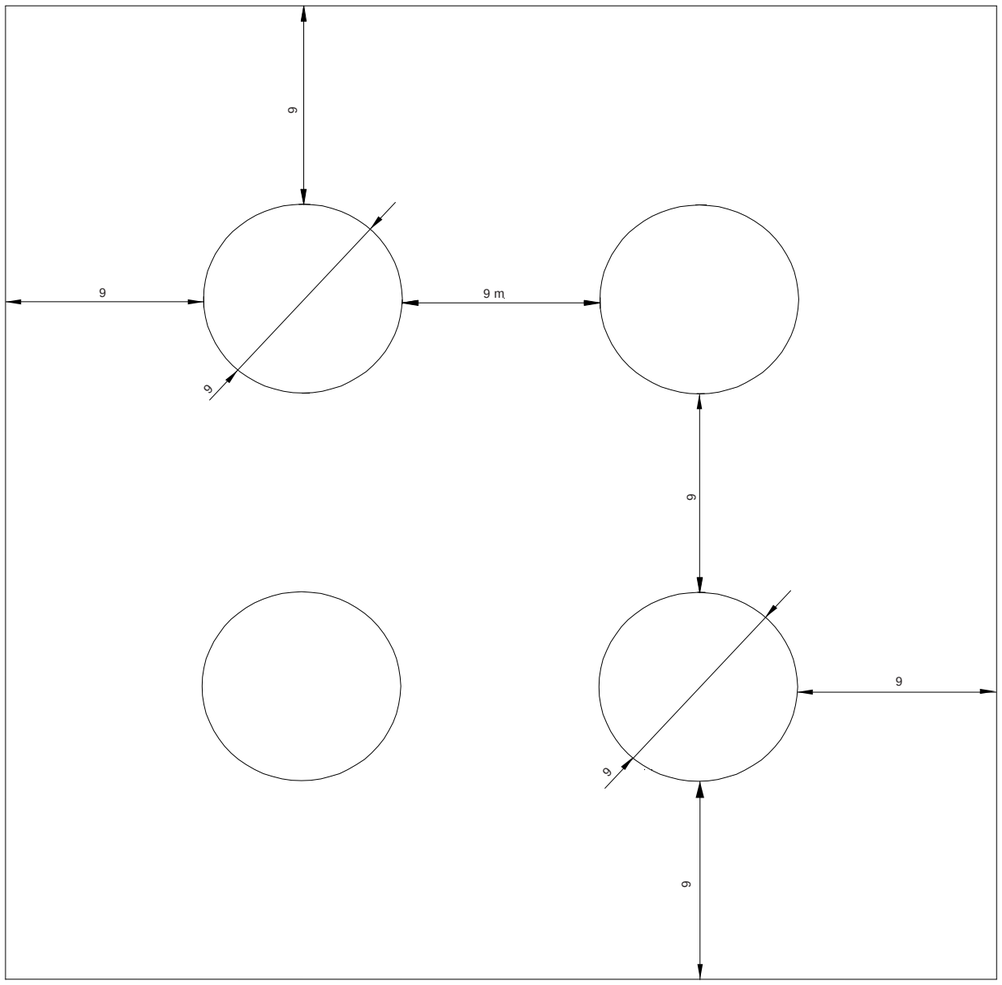
Escala: 1:400

Plano Nº: 24

INGENIERO QUÍMICO

UCA Universidad de Cádiz

Enología
Ingeniería Química
Matemáticas
Química
www.uca.es/ciencias
Campus de Puerto Real



CARACTERÍSTICAS	
MATERIAL	Acero al carbono SA-285
TIPO	Esférico
CAPACIDAD (m3)	381,7
DIÁMETRO (m)	9

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Distribución de los depósitos de almacenamiento de amoniaco

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

FACULTAD DE CIENCIAS

Fecha: Junio de 2011

Escala: 1:400

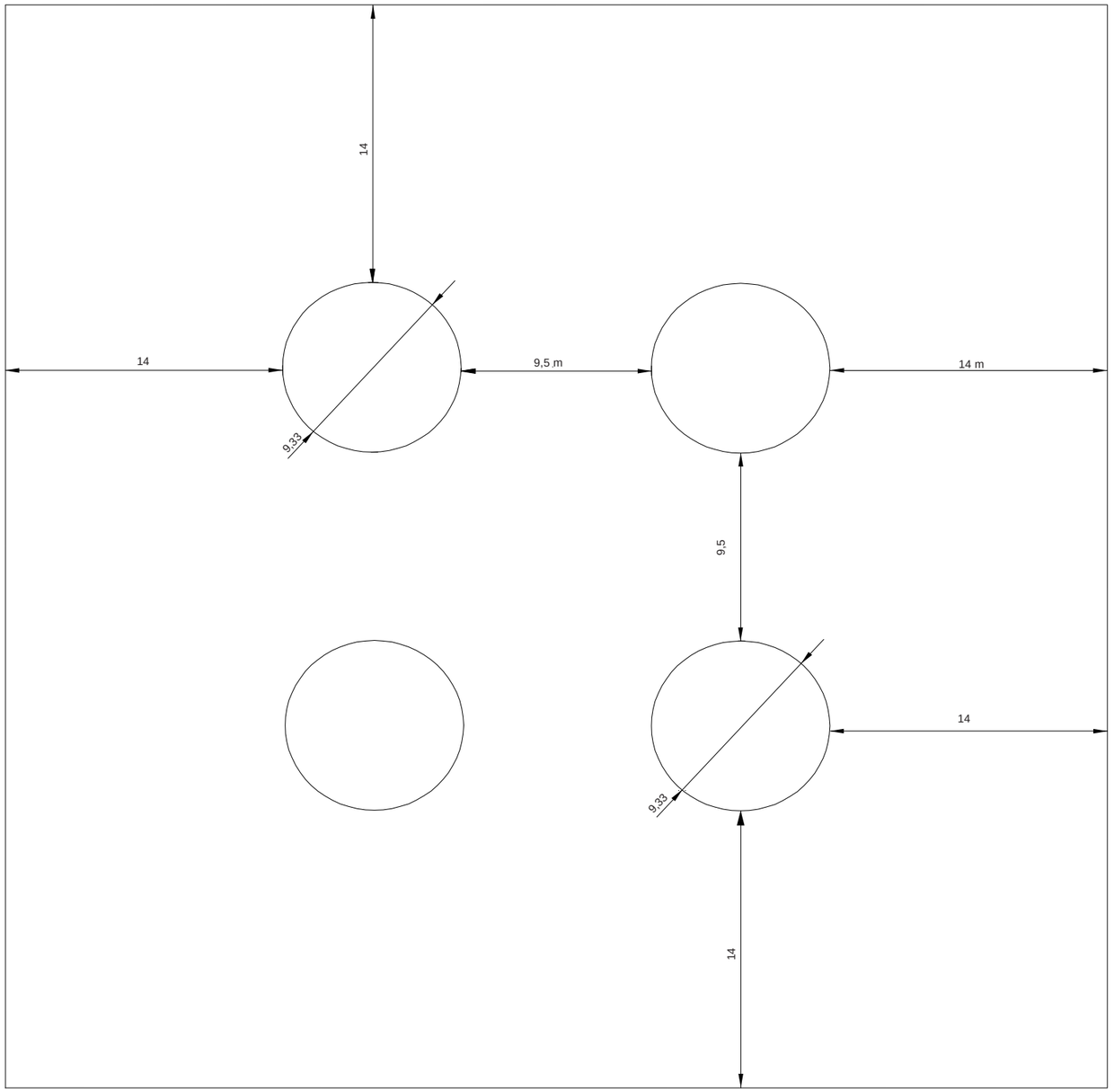
Plano Nº: 25

INGENIERO QUÍMICO

UCA Universidad de Cádiz

Enología
Ingeniería Química
Matemáticas
Química

www.uca.es/ciencias
Campus de Puerto Real



CARACTERÍSTICAS	
MATERIAL	Acero al carbono SA-285
TIPO	Cilíndrico vertical
CAPACIDAD (m3)	957,8
DIÁMETRO (m)	9,33

Proyecto:
DISEÑO DE UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE ACRILONITRILO

Plano:
Distribución de los depósitos de almacenamiento de acrilonitrilo

Autor:
Juan José Caraballo Domínguez
Rocío Saelices Aparicio

UNIVERSIDAD DE CÁDIZ

FACULTAD DE CIENCIAS

Fecha:
Junio de 2011

Escala:
1:400

Plano Nº:
26

INGENIERO QUÍMICO

UCA Universidad de Cádiz

Enología
Ingeniería Química
Matemáticas
Química
www.uca.es/ciencias
Campus de Puerto Real

DOCUMENTO C:

PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE

CAPÍTULO 1: DESCRIPCIÓN DEL PROCESO……..... 5
1.1.- Objeto del Pliego de condiciones……...5
1.2.- Objeto del Proyecto……..…….5
1.3.- Emplazamiento……..……5
1.4.- Documentos del Proyecto que definen las obras……..…… 6
1.5.- Normas, Reglamentos y Ordenanzas para los Materiales y Obra…….6
1.5.1.- Normas de edificación……...… 8
1.5.2.- Normas UNE……..…9
1.5.3.- Normas ISO……...….9

CAPÍTULO 2: CONDICIONES GENERALES…… 10
2.1.- Condiciones Generales Facultativas……...…… 10
2.1.1.- Disposiciones generales……..…. 10
2.1.2.- Términos del pliego de condiciones…….……10
2.1.3.- Interpretación técnica……...… 11
2.1.4.- Obligaciones y Derechos del Contratista……..… 12
2.1.5- Facultades en la Dirección de Obra……..…… 14
2.1.6.- Libro de Órdenes……..15
2.1.7.- Replanteo……..… 16
2.1.8.- Ejecución de las Obras…….……16
2.1.9.- Condiciones generales del suministro de equipos……17
2.1.10.- Contradicciones entre Pliegos y Normas……...…… 18
2.1.11.- Significado de los ensayos…….…… 19
2.1.12.- Puesta a punto y pruebas de funcionamiento……19
2.1.13.- Control de Calidad y Ensayo……..… 20
2.1.14.- Partidas de alzada……...……21
2.1.15.- Recepción provisional de las Obras……...……21
2.1.16.- Periodo de garantías…….. 22
2.1.17.- Recepción definitiva……..…… 23
2.1.18.- Documento final de la Obra……...… 24

2.2.- Condiciones Generales Económicas……...24
2.2.1.- Fianzas…… 25
2.2.2.- Composición de precios unitarios……..…..25
2.2.3.- Precios contradictorios……..…27
2.2.4.- Mejoras y modificaciones……27
2.2.5.- Revisión de Precios……...…28
2.2.6.- Valoración, medición y abonos de los trabajos……29
2.2.7.- Penalizaciones……..…....29
2.2.8.- Seguros y conservación de la Obra……..……30
2.2.9.- Condiciones de pago……32
2.3.- Condiciones Generales Legales……..……32
2.3.1.- Disposiciones Legales…….…32
2.3.2.- Contratista……33
2.3.3.- Contrato……34
2.3.4.- Adjudicación……35
2.3.5.- Arbitrajes y Jurisdicción competente…….....36
2.3.6.- Responsabilidades del Contratista……..... 37
2.3.7.- Subcontratas……38
2.3.8.- Accidentes de trabajo……...…39
2.3.9.- Rescisión de Contrato…….. 41

CAPÍTULO 3: CONDICIONES PARTICULARES…….…… 46
3.1. Disposiciones de Carácter Particular……46
3.2.- Condiciones de Materiales, Equipos y Maquinaria…… 46
3.2.1.- Materiales de Construcción……..……46
3.2.2.- Materiales para la fabricación de equipos……...…….……47
3.2.3.- Equipos…….53
3.2.4.- Maquinaria……...…… 54
3.3.- Condiciones de Ejecución……...…54
3.3.1.- Movimientos de Tierra…….…55
3.3.2.- Obras de Saneamiento……...…55
3.3.3.- Cimentaciones……..……55

3.3.4.- Estructuras metálicas…….....55
3.3.5.- Albañilería……55
3.3.6.- Cerrajería y Carpintería……56
3.3.7.- Cubierta de edificios…… 56
3.3.8.- Fontanería……..…56
3.3.9.- Instalaciones eléctricas……56
3.3.10.- Calefacción y Ventilación……..56
3.3.11.- Instalaciones de Protección contra Incendios…… 56
3.3.12.- Pinturas y vidrieras…….....57
3.3.13.- Otras instalaciones no específicas……..57

CAPÍTULO 4: CONDICIONES PARTICULARES DE EQUIPOS....58
4.1.- Especificaciones particulares de los equipos…….. 58
4.2.- Especificaciones de las unidades de Intercambio de calor……..… 59
4.2.1.- Intercambiador de calor IC-01……..… 59
4.2.2.- Intercambiador de calor IC-02……. 60
4.2.3.- Intercambiador de calor IC-03……. 61
4.2.4.- Intercambiador de calor IC-04……..… 62
4.2.5.- Intercambiador de calor IC-05……..… 63
4.2.6.- Calderín de la primera columna de rectificación CR-01……..64
4.2.7.- Calderín de la segunda columna de rectificación CR-02……..… 65
4.2.8.- Calderín de la tercera columna de rectificación CR-03……... 66
4.2.9.- Condensador de cabeza en la primera columna de rectificación CR-01……..… 67
4.2.10.- Condensador de cabeza en la segunda columna de rectificación CR-02……..… 68
4.2.11.- Condensador de cabeza en la tercera columna de rectificación CR-03……..…… 69
4.2.12.- Horno para el acondicionamiento de reactivo……70
4.3.- Especificaciones de la unidad de Reacción……..…71
4.4.- Especificaciones de las unidades de Absorción……..72
4.4.1.- Unidad de absorción A-01……...… 72

4.4.2.- Unidad de absorción A-02……..… 73
4.5.- Especificaciones de las columnas de Rectificación…… 74
4.5.1.- Columna de rectificación CR-01……..…74
4.5.2.- Columna de rectificación CR-02……..……75
4.5.3.- Columna de rectificación CR-03……..……76
4.6.- Especificaciones de los depósitos de almacenamiento……..…… 77
4.6.1.- Depósitos de almacenamiento de propileno……..…77
4.6.2.- Depósitos de almacenamiento de amoníaco…… 77
4.6.3.- Depósitos de almacenamiento de acrilonitrilo……..… 77
4.7.- Especificaciones de los equipos de impulsión de fluidos……... 78
4.7.1.- Equipos de impulsión de fluidos……..…78
4.7.2.- Depósito de acumulación AC-01……. 78
4.7.3.- Depósito de acumulación AC-02…….…… 79
4.7.4.- Depósito de acumulación AC-03…….…… 80
4.7.5.- Depósito de acumulación AC-04……...….. 81
4.8.- Especificaciones de la red de tuberías: conducciones, accesorios y válvulas……81
4.8.1.- Conducciones……...… 81
4.8.2.- Accesorios…… 83
4.8.3.- Válvulas……... 83

CAPÍTULO 1: DESCRIPCIÓN DEL PROCESO

1.1.- 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.

1.2.- Objeto del Proyecto

El proyecto que se presenta pretende la construcción de una línea de producción de acrilonitrilo a partir de propileno. La capacidad de producción es 75.000 t/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 o media presión) 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:

1. Materiales, expresando las cantidades que en cada unidad de obra se precisen de cada uno de ellos y su precio unitario respectivo de origen.
2. 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.
3. Transporte de materiales, desde el punto de origen al pie de la obra, expresando el precio del transporte de unidades.
4. Tanto por ciento de medios auxiliares y de seguridad sobre la suma de conceptos anteriores en las unidades de obra que se precisen.
5. 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.
6. Tanto por ciento de gastos generales, sobre la suma de conceptos anteriores.
7. Tanto por ciento de beneficio industrial del contratista, aplicando a la suma total de los conceptos anteriores.
8. 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 de 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 7de Agosto de 1997, sec. 1, pág. 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 PC.1
Normas a verificar por los materiales de construcción (Normas UNE, 1992)

MATERIALES	**Nº**
Cemento	43
Hormigón	100
Producto cerámico para la construcción	23
Producto de cemento reforzado con fibras	19
Prefabricados de cemento y caucho	21
Pinturas y barnices	166
Materiales cerámicos de arcilla cocida para la construcción	30
Materiales impermeabilizantes para la construcción	130
Materiales refractarios	40
Ensayos de materiales	255

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 acero inoxidable SA-240 (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 culombimétrico 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 bimetálica 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 (Normas UNE, 1992)

NORMAS QUE DEBEN CUMPLIR LOS EQUIPOS	
CONCEPTO	**Nº NORMAS**
Bienes de equipo para la Industria Química	10
Seguridad en el almacenamiento y manipulación de productos químicos	3
Tuberías y accesorios	60

3.2.4.- Maquinaria

Las normas que debe cumplir la maquinaria es la que se refleja en la **Tabla PC.3.**

Tabla PC.3
Normas a cumplir por la maquinaria (Normas UNE, 1992)

NORMAS A CUMPLIR POR LA MAQUINARIA	
CONCEPTO	**Nº NORMAS**
Maquinaria de elevación y transporte	165
Maquinaria para movimientos de tierra	36
Herramientas	67

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 la unidad de reacción.
- Especificaciones de las unidades de absorción
- Especificaciones de las columnas 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.

4.2.- Especificaciones de las unidades de Intercambio de calor

- Intercambiador de calor (IC-01, IC-02, IC-03, IC-04, IC-05)
- Calderines de las columnas rectificación (RE-01, RE-02, RE-03)
- Condensadores de cabeza de columna (CD-01, CD-02, CD-03)
- Horno para el calentamiento de reactivo H-01

4.2.1.- Intercambiador de calor IC-01

Tabla PC.4
Datos de diseño del intercambiador IC-01

Descripción	Intercambiador de Carcasa y Tubos
Denominación	Tipo AES
Posición intercambiador	Horizontal
Tubos	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior	0,019 m
Espesor	0,0024 m
Longitud	4,27 m
Disposición	Triangular
Pitch	0,0254 m
Numero de tubos	50
Pasos por tubo	2
Área transferencia calor	11,31 m^2
Carcasa	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior	0,25 m
Espesor	0,0048 m
Pasos por carcasa	1
Deflectores	
Tipo	Segmentados
Número	6
Espaciamiento entre deflectores	0,8 m
Espesor	0,0048 m
Aislamiento	
Material	Lana de roca
Espesor	0,15 m

4.2.2.- Intercambiador de calor IC-02

Tabla PC.5
Datos de diseño del intercambiador IC-02

Descripción	Intercambiador de Carcasa y Tubos
Denominación	Tipo AES
Posición intercambiador	Horizontal
Tubos	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior	0,019 m
Espesor	0,0024 m
Longitud	4,27 m
Disposición	Triangular
Pitch	0,0254 m
Numero de tubos	141
Pasos por tubo	2
Área transferencia calor	32,36 m^2
Carcasa	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior	0,387 m
Espesor	0,0048 m
Pasos por carcasa	1
Deflectores	
Tipo	Segmentados
Número	6
Espaciamiento entre deflectores	0,8 m
Espesor	0,0064 m
Aislamiento	
Material	Lana de roca
Espesor	0,12 m

4.2.3.- Intercambiador de calor IC-03

Tabla PC.6
Datos de diseño del intercambiador IC-03

Descripción	Intercambiador de Carcasa y Tubos
Denominación	Tipo AES
Posición intercambiador	Horizontal
Tubos	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior	0,019 m
Espesor	0,0024 m
Longitud	4,27 m
Disposición	Triangular
Pitch	0,0254 m
Numero de tubos	29
Pasos por tubo	2
Área transferencia calor	7,13 m^2
Carcasa	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior	0,205 m
Espesor	0,0048 m
Pasos por carcasa	1
Deflectores	
Tipo	Segmentados
Número	6
Espaciamiento entre deflectores	0,8 m
Espesor	0,0048 m
Aislamiento	
Material	Lana de roca
Espesor	0,08 m

4.2.4.- Intercambiador de calor IC-04

Tabla PC.7
Datos de diseño del intercambiador IC-04

Descripción	Intercambiador de Carcasa y Tubos
Denominación	Tipo AES
Posición intercambiador	Horizontal
Tubos	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior	0,019 m
Espesor	0,0024 m
Longitud	3,05 m
Disposición	Triangular
Pitch	0,0254 m
Numero de tubos	29
Pasos por tubo	2
Área transferencia calor	2,33 m^2
Carcasa	
Material	Acero al carbono SA-285
Diámetro interior	0,205 m
Espesor	0,0079 m
Pasos por carcasa	1
Deflectores	
Tipo	Segmentados
Número	4
Espaciamiento entre deflectores	0,79 m
Espesor	0,0048 m
Aislamiento	
Material	Lana de roca
Espesor	0,05 m

4.2.5.- Intercambiador de calor IC-05

Tabla PC.8
Datos de diseño del intercambiador IC-05

Descripción	Intercambiador de Carcasa y Tubos
Denominación	Tipo AES
Posición intercambiador	Horizontal
Tubos	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior	0,019 m
Espesor	0,0024 m
Longitud	5,49 m
Disposición	Triangular
Pitch	0,0254 m
Numero de tubos	50
Pasos por tubo	2
Área transferencia calor	15,85 m^2
Carcasa	
Material	Acero al carbono SA-285
Diámetro interior	0,25 m
Espesor	0,0079 m
Pasos por carcasa	1
Deflectores	
Tipo	Segmentados
Número	7
Espaciamiento entre deflectores	0,79 m
Espesor	0,0048 m
Aislamiento	
Material	Lana de roca
Espesor	0,05 m

4.2.6.- Calderín de la primera columna de rectificación CR-01

Tabla PC.9
Datos de diseño del reboiler RE-01

Descripción	Intercambiador de Carcasa y Tubos
Denominación	Tipo AKT
Posición intercambiador	Horizontal
Tubos	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior	0,019 m
Espesor	0,0024 m
Longitud	4,88 m
Disposición	Triangular
Pitch	0,0254 m
Numero de tubos	1391
Pasos por tubo	2
Área transferencia calor	400,5 m^2
Carcasa	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior	1,07 m
Espesor	0,0048 m
Pasos por carcasa	1
Altura de barrera	1,17 m
Diámetro de rehervidor	1,52 m
Deflectores	
Tipo	Segmentados
Número	6
Espaciamiento entre deflectores	0,87 m
Espesor	0,0095 m
Aislamiento	
Material	Lana de roca
Espesor	0,08 m

4.2.7.- Calderín de la segunda columna de rectificación CR-02

Tabla PC.10
Datos de diseño del reboiler RE-02

Descripción	Intercambiador de Carcasa y Tubos
Denominación	Tipo AKT
Posición intercambiador	Horizontal
Tubos	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior	0,019 m
Espesor	0,0024 m
Longitud	4,88 m
Disposición	Triangular
Pitch	0,0254 m
Numero de tubos	87
Pasos por tubo	2
Área transferencia calor	23,8 m^2
Carcasa	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior	0,30 m
Espesor	0,0048 m
Pasos por carcasa	1
Altura de barrera	0,41 m
Diámetro de rehervidor	0,66 m
Deflectores	
Tipo	Segmentados
Número	7
Espaciamiento entre deflectores	0,79 m
Espesor	0,0048 m
Aislamiento	
Material	Lana de roca
Espesor	0,08 m

4.2.8.- Calderín de la tercera columna de rectificación CR-03

Tabla PC.11
Datos de diseño del reboiler RE-03

Descripción	Intercambiador de Carcasa y Tubos
Denominación	Tipo AKT
Posición intercambiador	Horizontal
Tubos	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior	0,019 m
Espesor	0,0024 m
Longitud	4,88 m
Disposición	Triangular
Pitch	0,0254 m
Numero de tubos	724
Pasos por tubo	2
Área transferencia calor	201,4 m^2
Carcasa	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior	0,79 m
Espesor	0,0048 m
Pasos por carcasa	1
Altura de barrera	0,89 m
Diámetro de rehervidor	1,23 m
Deflectores	
Tipo	Segmentados
Número	6
Espaciamiento entre deflectores	0,84 m
Espesor	0,0075 m
Aislamiento	
Material	Lana de roca
Espesor	0,08 m

4.2.9.- Condensador de cabeza en la primera columna de rectificación CR-01

Tabla PC.12
Datos de diseño del condensador CD-01

Descripción	Intercambiador de Carcasa y Tubos
Denominación	Tipo AES
Posición intercambiador	Horizontal
Tubos	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior	0,019 m
Espesor	0,0024 m
Longitud	4,27 m
Disposición	Triangular
Pitch	0,0254 m
Numero de tubos	1569
Área transferencia calor	383,6 m^2
Carcasa	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior	1,12 m
Espesor	0,0048 m
Pasos por carcasa	1
Deflectores	
Tipo	Segmentados
Número	5
Espaciamiento entre deflectores	0,87 m
Espesor	0,0095 m
Aislamiento	
Material	Lana de roca
Espesor	0,04 m

4.2.10.- Condensador de cabeza en la segunda columna de rectificación CR-02

Tabla PC.13
Datos de diseño del condensador CD-02

Descripción	Intercambiador de Carcasa y Tubos
Denominación	Tipo AES
Posición intercambiador	Horizontal
Tubos	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior	0,019 m
Espesor	0,0024 m
Longitud	4,88 m
Disposición	Triangular
Pitch	0,0254 m
Numero de tubos	2380
Área transferencia calor	655,6 m^2
Carcasa	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior	1,42 m
Espesor	0,0048 m
Pasos por carcasa	1
Deflectores	
Tipo	Segmentados
Número	6
Espaciamiento entre deflectores	0,90 m
Espesor	0,0095 m
Aislamiento	
Material	Lana de roca
Espesor	0,04 m

4.2.11.- Condensador de cabeza en la tercera columna de rectificación CR-03

Tabla PC.14
Datos de diseño del condensador CD-03

Descripción	Intercambiador de Carcasa y Tubos
Denominación	Tipo AES
Posición intercambiador	Horizontal
Tubos	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro exterior	0,019 m
Espesor	0,0024 m
Longitud	4,88 m
Disposición	Triangular
Pitch	0,0254 m
Numero de tubos	1730
Área transferencia calor	501,4 m^2
Carcasa	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior	1,22 m
Espesor	0,0048 m
Pasos por carcasa	1
Deflectores	
Tipo	Segmentados
Número	6
Espaciamiento entre deflectores	0,88 m
Espesor	0,0095 m
Aislamiento	
Material	Lana de roca
Espesor	0,05 m

4.2.12.- Horno para el acondicionamiento de reactivo

Tabla PC.15
Datos de diseño del horno H-01

Descripción	Horno
Denominación	Tipo Cilíndrico vertical
Posición horno	Vertical
Consideraciones	
Combustible	Gas natural
Tipo	Gaseoso
Exceso de aire	10 %
Economizador	No
Energía Radiante	10.000 Btu/(h·ft^2)
Material	Acero inoxidable 316L
Eficiencia	85 %
Diámetro nominal tubos	6 in
Zona de Radiación	
Altura	9 m
Diámetro	4,5 m
Número tubos	7
Material tubos	Acero inoxidable AISI 316L
Zona de Convección	
Diámetro	3,6 m
Altura	1,2 m
Nº tubos de choque	12
Nº tubos con aletas	4
Chimenea	
Altura	30 m
Diámetro	1,5 m
Aislamiento	
Interior	Ladrillos refractarios (SiO_2)
Exterior	Lana de roca (0,18 m)

4.3.- Especificaciones de la unidad de Reacción

Tabla PC.16
Datos de diseño del reactor R-01

Descripción	Reactor catalítico fluidizado
Posición	Vertical
Tubos	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro externo	0,038 m
Espesor	0,003 m
Longitud	2,466 m
Disposición	Triangular
Número de tubos	1364
Área de transferencia	402,70 m^2
Carcasa	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior	6 m
Espesor	0,014 m
Número de pasos	1
Catalizador	
Tipo	Óxido de molibdeno y bismuto soportado por óxido de silicio
Masa catalizador	22,50 ton
Aislamiento	
Material	Lana de roca
Espesor	150 mm
Soporte	
Tipo	Faldones

4.4.- Especificaciones de las unidades de Absorción

4.4.1.- Unidad de absorción A-01

Tabla PC.17
Datos de diseño del absorbedor A-01

Descripción	Columna de absorción de relleno
Absorbente	Disolución de ácido sulfúrico (1% peso)
Caudal de absorbente	4320 kmol/h
Relleno	
Tipo	Intalox saddles
Material	Cerámica
Tamaño nominal	0,075 m
Porosidad	0,8
Superficie específica	92 m^{-1}
Columna	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior	3 m
Espesor	0,0064 m
Altura	29 m
Redistribuidores de líquido	
Número	4
Espaciamiento	6 m
Soporte	
Tipo	Faldones
Aislamiento	
Material	Lana de roca
Espesor	0,08 m

4.4.2.- Unidad de absorción A-02

Tabla PC.18
Datos de diseño del absorbedor A-02

Descripción	Columna de absorción de relleno
Absorbente	Agua
Caudal de absorbente	8720,76 kmol/h
Relleno	
Tipo	Intalox saddles
Material	Cerámica
Tamaño nominal	0,075 m
Porosidad	0,8
Superficie específica	92 m^{-1}
Columna	
Material	Acero inoxidable AISI 316L
Diámetro interior	3 m
Espesor	0,0048 m
Altura	27 m
Redistribuidores de líquido	
Número	3
Espaciamiento	6 m
Soporte	
Tipo	Faldones
Aislamiento	
Material	Lana de roca
Espesor	0,05 m

4.5.- Especificaciones de las columnas de Rectificación

4.5.1.- Columna de rectificación CR-01

Tabla PC.19
Datos de diseño de la columna de rectificación CR-01

Descripción	Columna de rectificación
Cubierta	
Altura	39 m
Diámetro interior	3 m
Espesor	0,0095 m
Material	Acero inoxidable SA-240
Platos	
Tipo	Perforados
Diámetro	3 m
Diámetro perforación	0,0045 m
Espaciamiento	0,6 m
Nº Platos	63
Material	Acero inoxidable SA-240
Fondo superior	
Tipo	Korbbogen
Diámetro interior	3 m
Espesor	0,0066 m
Radio interior de la curvatura	3 m
Radio interior del abombado	0,18 m
Altura de la cúpula	0,507 m
Volumen de la cúpula	2,18 m^3
Área de la cúpula	8,49 m^2
Fondo inferior	
Tipo	Korbbogen
Diámetro interior	3 m
Espesor	0,0066 m
Radio interior de la curvatura	3 m
Radio interior del abombado	0,18 m
Altura de la cúpula	0,507 m
Volumen de la cúpula	2,18 m^3
Área de la cúpula	8,49 m^2
Aislamiento	
Material	Lana de roca
Espesor	0,005 m
Soporte	Faldones

4.5.2.- Columna de rectificación CR-02

Tabla PC.20
Datos de diseño de la columna de rectificación CR-02

Descripción	Columna de rectificación
Cubierta	
Altura	31,2 m
Diámetro interior	1,25 m
Espesor	0,0143 m
Material	Acero inoxidable SA-240
Platos	
Tipo	Perforados
Diámetro	1,25 m
Diámetro perforación	0,0045 m
Espaciamiento	0,6 m
Nº Platos	50
Material	Acero inoxidable SA-240
Fondo superior	
Tipo	Korbbogen
Diámetro interior	1,25 m
Espesor	0,00336 m
Radio interior de la curvatura	1,25 m
Radio interior del abombado	0,075 m
Altura de la cúpula	0,211 m
Volumen de la cúpula	0,16 m^3
Área de la cúpula	1,52 m^2
Fondo inferior	
Tipo	Korbbogen
Diámetro interior	1,25 m
Espesor	0,00336 m
Radio interior de la curvatura	1,25 m
Radio interior del abombado	0,075 m
Altura de la cúpula	0,211 m
Volumen de la cúpula	0,16 m^3
Área de la cúpula	1,52 m^2
Aislamiento	
Material	Lana de roca
Espesor	0,040 m
Soporte	Faldones

4.5.3.- Columna de rectificación CR-03

Tabla PC.21
Datos de diseño de la columna de rectificación CR-03

Descripción	Columna de rectificación
Cubierta	
Altura	33,6 m
Diámetro interior	2,5 m
Espesor	0,0095 m
Material	Acero inoxidable SA-240
Platos	
Tipo	Perforados
Diámetro	2,5 m
Diámetro perforación	0,0045 m
Espaciamiento	0,6 m
Nº Platos	54
Material	Acero inoxidable SA-240
Fondo superior	
Tipo	Korbbogen
Diámetro interior	2,5 m
Espesor	0,00569 m
Radio interior de la curvatura	2,5 m
Radio interior del abombado	0,15 m
Altura de la cúpula	0,4225 m
Volumen de la cúpula	1,26 m^3
Área de la cúpula	5,91 m^2
Fondo inferior	
Tipo	Korbbogen
Diámetro interior	2,5 m
Espesor	0,00569 m
Radio interior de la curvatura	2,5 m
Radio interior del abombado	0,15 m
Altura de la cúpula	0,4225 m
Volumen de la cúpula	1,26 m^3
Área de la cúpula	5,91 m^2
Aislamiento	
Material	Lana de roca
Espesor	0,050 m
Soporte	Faldones

4.6.- Especificaciones de los depósitos de almacenamiento

4.6.1.- Depósitos de almacenamiento de propileno

Tabla PC.22
Datos de diseño de los depósitos de propileno

Descripción	Tanque esférico
Unidades	4
Material	Acero al carbono SA-285
Volumen	1022,7 m^3
Diámetro interior	12,5 m

4.6.2.- Depósitos de almacenamiento de amoníaco

Tabla PC.23
Datos de diseño de los depósitos de amoníaco

Descripción	Tanque esférico
Unidades	4
Material	Acero al carbono SA-285
Volumen	381,7 m^3
Diámetro interior	9 m

4.6.3.- Depósitos de almacenamiento de acrilonitrilo

Tabla PC.24
Datos de diseño de los depósitos de acrilonitrilo

Descripción	Tanque cilíndrico vertical
Unidades	4
Material	Acero al carbono SA-285
Volumen	957,84 m^3
Diámetro interior	9,33 m
Altura	14 m

4.7.- Especificaciones de los equipos de impulsión de fluidos

4.7.1.- Equipos de impulsión de fluidos

Tabla PC.25
Equipos de impulsión de fluidos

Tipo de dispositivo	Fabricante	Serie	Unidades
Bomba centrífuga	Bell&Gossett	60	2
Bomba centrífuga	Bell&Gossett	80	8
Bomba centrífuga	Bell&Gossett	1510	2
Bomba centrífuga	Bell&Gossett	1531	2

4.7.2.- Depósito de acumulación AC-01

Tabla PC.26
Datos de diseño del depósito acumulador AC-01

Material	Acero inoxidable SA-240
Cubierta	
Espesor	0,00476 m
Diámetro interior	1,490 m
Diámetro exterior	1,4995 m
Altura	4,48 m
Fondo superior	
Espesor	0,00476 m
Altura	0,2518 m
Radio interior de curvatura	1,490 m
Radio interior del abombado	0,0894 m
Diámetro externo	1,4995 m
Fondo inferior	
Espesor	0,00476 m
Altura	0,2518 m
Radio interior de curvatura	1,4995 m
Radio interior del abombado	1,490 m
Diámetro externo	0,0894 m

4.7.3.- Depósito de acumulación AC-02

Tabla PC.27
Datos de diseño del depósito acumulador AC-02

Material	Acero inoxidable SA-240
Cubierta	
Espesor	0,00476 m
Diámetro interior	0,8793 m
Diámetro exterior	0,8888 m
Altura	2,64 m
Fondo superior	
Espesor	0,00476 m
Altura	0,1486 m
Radio interior de curvatura	0,8793 m
Radio interior del abombado	0,0527 m
Diámetro externo	0,8888 m
Fondo inferior	
Espesor	0,00476 m
Altura	0,1486 m
Radio interior de curvatura	0,8793 m
Radio interior del abombado	0,0527 m
Diámetro externo	0,8888 m

4.7.4.- Depósito de acumulación AC-03

Tabla PC.28
Datos de diseño del depósito acumulador AC-03

Material	Acero inoxidable SA-240
Cubierta	
Espesor	0,00476 m
Diámetro interior	1,2655 m
Diámetro exterior	1,275 m
Altura	3,8 m
Fondo superior	
Espesor	0,00476 m
Altura	0,2139m
Radio interior de curvatura	1,2655 m
Radio interior del abombado	0,0759 m
Diámetro externo	1,275 m
Fondo inferior	
Espesor	0,00476 m
Altura	0,2139m
Radio interior de curvatura	1,2655 m
Radio interior del abombado	0,0759 m
Diámetro externo	1,275 m

4.7.5.- Depósito de acumulación AC-04

Tabla PC.29
Datos de diseño del depósito acumulador AC-04

Material	Acero inoxidable SA-240
Cubierta	
Espesor	0,00476 m
Diámetro interior	1,3545 m
Diámetro exterior	1,364 m
Altura	4,06 m
Fondo superior	
Espesor	0,00476 m
Altura	0,2289 m
Radio interior de curvatura	1,3545 m
Radio interior del abombado	0,0813 m
Diámetro externo	1,364 m
Fondo inferior	
Espesor	0,00476 m
Altura	0,2289 m
Radio interior de curvatura	1,3545 m
Radio interior del abombado	0,0813 m
Diámetro externo	1,364 m

4.8.- Especificaciones de la red de tuberías: conducciones, accesorios y válvulas.

4.8.1.- Conducciones

Las conducciones que se recogen a continuación son las diseñadas completamente, es decir, aquellas que se consideran tuberías principales del proceso.

Tabla PC.30
Datos de diseño de las conducciones de la red de tuberías

Conducción	Diámetro nominal (in)	Diámetro exterior (in)	Espesor (in)	Longitud (m)	Material
1	5	5,563	0,258	25	SA-285
2	3	3,5	0,12	29	SA-285
3	4	4,5	0,12	6	SA-285
4	3	3,5	0,109	2	SA-285
5	6	6,625	0,134	1,5	SA-285
6	6	6,625	0,134	1,5	SA-285
7	8	8,625	0,134	2	SA-285
8	18	18	0,25	2,5	SA-285
10	18	18	0,437	8	SA-240
13	24	24	0,25	22,5	SA-240
14	24	24	0,25	3	SA-240
15	24	24	0,25	3	SA-240
16	24	24	0,25	14	SA-240
23	24	24	0,25	36,5	SA-240
26	10	10,75	0,134	5	SA-240
27	6	6,625	0,109	26,45	SA-240
28	20	20	0,25	40	SA-240
29	5	5,563	0,109	3,5	SA-240
30	3,5	4	0,12	3	SA-240
31	2,5	2,875	0,12	42	SA-240
32	4	4,5	0,12	2	SA-240
33	2,5	2,875	0,12	23,9	SA-240
34	12	12,75	0,165	4	SA-240
35	24	24	0,25	4	SA-240
36	10	10,75	0,134	5	SA-240
41	10	10,75	0,134	32,25	SA-240
42	2,5	2,875	0,12	3,5	SA-240
43	2,5	2,875	0,12	3	SA-240
44	1,5	1,9	0,109	35,25	SA-240
46	5	5,563	0,109	4	SA-240
47	12	12,75	0,165	4	SA-240
48	3,5	4	0,12	4	SA-240
54	4	4,5	0,12	4	SA-240
55	2,5	2,875	0,12	4	SA-240
56	2,5	2,875	0,12	27,75	SA-240
57	20	20	0,25	34,7	SA-240
58	5	5,563	0,109	3,5	SA-240
59	4	4,5	0,12	3	SA-240
60	2,5	2,875	0,12	37,2	SA-240
62	4	4,5	0,12	4	SA-240
63	10	10,75	0,134	4	SA-240
64	3,5	4	0,12	3	SA-240
65	3,5	4	0,12	3	SA-240
66	2,5	2,875	0,12	40	SA-240

4.8.2.- Accesorios

Tabla PC.31
Accesorios de la red de tuberías

Descripción	Unidades
Codos	
Codo 90º radio largo en acero al carbono SA-285 DN 3”	6
Codo 90º radio largo en acero al carbono SA-285 DN 4”	1
Codo 90º radio largo en acero al carbono SA-285 DN 5”	2
Codo 90º radio largo en acero al carbono SA-285 DN 6”	2
Codo 90º radio largo en acero al carbono SA-285 DN 18”	2
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 1,5”	3
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 2,5”	24
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 3,5”	8
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 4”	9
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 5”	5
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 6”	2
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 10”	11
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 12”	6
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 18”	2
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 20”	4
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 24”	25
Te	
Te en acero al carbono SA-285 DN 8”	1

4.8.3.- Válvulas

Tabla PC.32
Válvulas de la red de tuberías

Descripción	Unidades
Válvula de compuerta en acero inoxidable AISI 316L DN 2,5”	2
Válvula de compuerta en acero inoxidable AISI 316L DN 3,5”	2
Válvula de compuerta en acero inoxidable AISI 316L DN 4”	3
Válvula de compuerta en acero inoxidable AISI 316L DN 5”	2
Válvula de retención en acero inoxidable AISI 316L DN 1,5”	1
Válvula de retención en acero inoxidable AISI 316L DN 2,5”	5
Válvula de retención en acero inoxidable AISI 316L DN 6”	1
Válvula de reducción en acero inoxidable AISI 316L DN 3”	1
Válvula de reducción en acero inoxidable AISI 316L DN 5”	1
Válvula de reducción en acero inoxidable AISI 316L DN 8”	1

Fdo. Juan J. Caraballo Domínguez Fdo. Rocío Saelices Aparicio

DOCUMENTO D:

PRESUPUESTO

ÍNDICE

CAPITULO 1: INTRODUCCIÓN…….. 2

CAPÍTULO 2: ESTADO DE MEDICIONES…… 3
2.1.- Presupuestos parciales…… 11
2.2.- Presupuesto de Ejecución Material (P.E.M.)……. 17
2.3.- Presupuesto de Ejecución por Contrata (P.E.C.)……..…... 18

CAPÍTULO 3: COSTES GENERALES……... 19
3.1.- Costes de Fabricación…….. 19
3.1.1- Coste de la Materia prima……...… 19
3.1.2- Honorarios de proyecto y dirección de montaje……. 20
3.1.3- Servicios generales……..……21
3.2.- Costes de Gestión……...…24
3.2.1- Gastos Comerciales……..…...24
3.3.- Coste Neto Anual……..24

CAPÍTULO 4: ESTUDIO ECONÓMICO……..…. 26
4.1.- Ingreso Anual Neto……..……26
4.2.- Beneficio Bruto Anual……..…..... 28
4.3.- Beneficio Neto Anual……..……. 28
4.4.- Rentabilidad……..…… 30
4.5.- Período de amortización……..……. 30

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

Este documento tiene como objetivo la determinación del presupuesto global para la ejecución del Proyecto Fin de Carrera "Diseño de una línea de producción para la obtención de acrilonitrilo". Para la realización del presente presupuesto, se debe tener en cuenta el coste de inmovilizado de los equipos instalados en la línea de producción.

El coste de inmovilizado se desglosa en las siguientes partidas:

- Maquinaria y equipos
- Tuberías
- Válvulas
- Aislamientos

El primer paso en la realización del presupuesto es determinar el Presupuesto de Ejecución Material (P.E.M.).

Este presupuesto incluye el precio de los equipos. Si se le incluye el Beneficio Industrial y los Gastos Generales se obtiene, el Presupuesto de Ejecución por Contrata (P.E.C.). Por último habrá que contabilizar el IVA, siendo éste un 18% del P.E.C.

A continuación, se realizará un estudio del gasto anual que conlleva el funcionamiento del proceso, añadiéndole a éste el coste de fabricación y de gestión.

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:

- Definir y determinar las unidades de cada partida.
- Incluir el número de unidades y definir las características, modelos, tipos y dimensiones de cada partida de obra o elemento del objeto del Proyecto.
- Utilizar el concepto de partida alzada cuando la unidad no sea fácilmente desglosable.
- Contener un listado completo de las partidas de obra.
- Subdividir según las partes más significativas del Proyecto.
- Servir de base para la realización del presupuesto.

Una vez conocidos estos requisitos, se procederá a la realización del siguiente estado de mediciones para el presente Proyecto:

1. Unidades de proceso.
2. Equipos de impulsión.
3. Tuberías.
4. Válvulas y accesorios.
5. Aislamiento.

- Unidades del proceso:

Tabla P.1
Unidades del proceso

DESCRIPCIÓN	Nº
Intercambiador de carcasa y tubos, 1 paso por carcasa y 2 por tubos, tipo AES. Área 11,31 m^2 y 50 tubos. Carcasa de acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) con un diámetro interior de 0,25 m y 0,0048 m de espesor. Tubos construidos en acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) de 0,0024 m de espesor, 0,019 m de diámetro exterior y una longitud de 4,27 m.	1
Intercambiador de carcasa y tubos, 1 paso por carcasa y 2 por tubos, tipo AES. Área 32,36 m^2 y 141 tubos. Carcasa de acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) con un diámetro interior de 0,387 m y 0,0048 m de espesor. Tubos construidos en acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) de 0,0024 m de espesor, 0,019 m de diámetro exterior y una longitud de 4,27 m.	1
Horno de tipo cilíndrico vertical con una eficiencia del 85% y un calor liberado de 1,8 MJ/s utilizando gas natural como combustible. El porcentaje de exceso de aire es del 10 %. La zona de radiación presenta una altura de 9 m y un diámetro de 4,5 m, mientras que la zona de convección presenta un diámetro de 3,6 m y 1,2 m de altura. El número de tubos son 7 para radiación y 16 en convección, construidos en acero inoxidable SA-240 (AISI 316L). La chimenea tiene una altura de 30 m y 1,5 m de diámetro.	1
Reactor catalítico de lecho fluidizado. Carcasa de acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) de 6 m de diámetro, 0,014 m de espesor y 11,15 m de altura. El número de tubos para la refrigeración son 1364 tubos con distribución triangular, diámetro externo de 0,0381 m, longitud de 2,47 m y un paso por carcasa. El aislante tiene un espesor de 0,150 m.	1
Intercambiador de carcasa y tubos, 1 paso por carcasa y 2 por tubos, tipo AES. Área 7,13 m^2 y 29 tubos. Carcasa de acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) con un diámetro interior de 0,205 m y 0,0048 m de espesor. Tubos construidos en acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) de 0,0024 m de espesor, 0,019 m de diámetro exterior y una longitud de 4,27 m.	1
Columna vertical de absorción de relleno con un diámetro de 3 m, una altura final de 29 m y un espesor de 0,0064 m fabricada de acero inoxidable SA-240 (AISI 316L). El relleno de material cerámico tipo Intalox Saddles de 75 mm de diámetro nominal. El espesor del aislamiento es de 0,08 m.	1
Columna vertical de absorción de relleno con un diámetro de 3 m, una altura final de 27 m y un espesor de 0,0048 m fabricada de acero inoxidable SA-240 (AISI 316L). El relleno de material cerámico tipo Intalox Saddles de 75 mm de diámetro nominal. El espesor del aislamiento es de 0,05 m.	1

Columna de rectificación de 3 m de diámetro, 40,1 m de altura y 0,0095 m de espesor. Formada por 63 platos perforados construidos de acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) de 0,00194 m de espesor y diámetro de orificio de 0,0045 m.	1
Intercambiador de calor tipo AKT, 1 paso por carcasa y 2 por tubos. Área 400,5 m^2 y 1391 tubos. Carcasa de acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) con un diámetro interior de 1,07 m y 0,0048 m de espesor. Tubos construidos en acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) de 0,0024 m de espesor, 0,019 m de diámetro exterior y una longitud de 4,88 m.	1
Columna de rectificación de 1,25 m de diámetro, 31,7 m de altura y 0,0143 m de espesor. Formada por 50 platos perforados construidos de acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) de 0,00194 m de espesor y diámetro de orificio de 0,0045 m.	1
Condensador de carcasa y tubos, 1 paso por carcasa y por tubo, tipo AES. Área 383,6 m^2 y 1569 tubos. Carcasa de acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) con un diámetro interior de 1,12 m y 0,0048 m de espesor. Tubos construidos en acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) de 0,0024 m de espesor, 0,019 m de diámetro exterior y una longitud de 4,27 m.	1
Intercambiador de calor tipo AKT, 1 paso por carcasa y 2 por tubos. Área 23,8 m^2 y 87 tubos. Carcasa de acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) con un diámetro interior de 0,30 m y 0,0048 m de espesor. Tubos construidos en acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) de 0,0024 m de espesor, 0,019 m de diámetro exterior y una longitud de 4,88 m.	1
Condensador de carcasa y tubos, 1 paso por carcasa y por tubo, tipo AES. Área 655,6 m^2 y 2380 tubos. Carcasa de acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) con un diámetro interior de 1,42 m y 0,0048 m de espesor. Tubos construidos en acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) de 0,0024 m de espesor, 0,019 m de diámetro exterior y una longitud de 4,88 m.	1
Columna de rectificación de 2,5 m de diámetro, 34,5 m de altura y 0,0095 m de espesor. Formada por 54 platos perforados construidos de acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) de 0,00194 m de espesor y diámetro de orificio de 0,0045 m.	1
Intercambiador de calor tipo AKT, 1 paso por carcasa y 2 por tubos. Área 201,4 m^2 y 724 tubos. Carcasa de acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) con un diámetro interior de 0,79 m y 0,0048 m de espesor. Tubos construidos en acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) de 0,0024 m de espesor, 0,019 m de diámetro exterior y una longitud de 4,88 m.	1
Condensador de carcasa y tubos, 1 paso por carcasa y por tubo, tipo AES. Área 501,4 m^2 y 1730 tubos. Carcasa de acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) con un diámetro interior de 1,22 m y 0,0048 m de espesor. Tubos construidos en acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) de 0,0024 m de espesor, 0,019 m de diámetro exterior y una longitud de 4,88 m.	1

Intercambiador de carcasa y tubos, 1 paso por carcasa y 2 por tubos, tipo AES. Área 15,85 m^2 y 50 tubos. Carcasa de acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) con un diámetro interior de 0,25 m y 0,0079 m de espesor. Tubos construidos en acero inoxidable SA-240 (AISI 316L) de 0,0024 m de espesor, 0,019 m de diámetro exterior y una longitud de 5,49 m.	1
Esferas de almacenamiento de propileno a una presión interna de 15 kg/cm^2 y Tª ambiente. Construidas en acero al carbono SA-285 de 12,5 m de diámetro y 1022,7 m^3.	4
Esferas de almacenamiento de amoníaco a una presión interna de 15 kg/cm^2 y Tª ambiente. Construidas en acero al carbono SA-285 de 9 m de diámetro y 381,7 m^3.	4
Depósitos de almacenamiento de acrilonitrilo cilíndricos verticales de fondo plano y techo flotante externo. Construidos en acero al carbono SA-285 de 9,33 m de diámetro y 14 m de altura. Capacidad de 957,84 m^3.	4

- Equipos de impulsión

Tabla P.2
Equipos de impulsión

DESCRIPCIÓN	UNIDADES
Bomba centrífuga Bell&Gossett Serie 1510 (9,5 in)	2
Bomba centrífuga Bell&Gossett Serie 80 (6 in)	4
Bomba centrífuga Bell&Gossett Serie 80 (5 in)	2
Bomba centrífuga Bell&Gossett Serie 1531 (9,5 in)	2
Bomba centrífuga Bell&Gossett Serie 80 (9,5 in)	2
Bomba centrífuga Bell&Gossett Serie 60 (3,75 in)	2

- Tuberías

Tabla P.3
Conducciones

DESCRIPCIÓN	LONGITUD (m)
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 3”	31
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 4”	6
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 5”	25
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 6”	3
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 8”	2

Tubería de acero al carbono SA-285 DN 18”	2,5
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 1,5”	35,25
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 2,5”	181,35
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 3,5”	13
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 4”	13
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 5”	11
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 6”	26,45
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 10”	46,25
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 12”	8
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 18”	8
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 20”	74,7
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 24”	83

- Válvulas:

Tabla P.4
Válvulas

DESCRIPCIÓN	**Nº**
Válvula de compuerta en acero inoxidable AISI 316L DN 2,5”	2
Válvula de compuerta en acero inoxidable AISI 316L DN 3,5”	2
Válvula de compuerta en acero inoxidable AISI 316L DN 4”	3
Válvula de compuerta en acero inoxidable AISI 316L DN 5”	2
Válvula de retención en acero inoxidable AISI 316L DN 1,5”	1
Válvula de retención en acero inoxidable AISI 316L DN 2,5”	5
Válvula de retención en acero inoxidable AISI 316L DN 6”	1
Válvula de reducción en acero inoxidable AISI 316L DN 3”	1
Válvula de reducción en acero inoxidable AISI 316L DN 5”	1
Válvula de reducción en acero inoxidable AISI 316L DN 8”	1

No se considerarán las válvulas de alivio, ya que éstas normalmente van directas en los equipos.

- Accesorios:

Tabla P.5
Accesorios

DESCRIPCIÓN	Nº
Codo 90º radio largo en acero al carbono SA-285 DN 3”	6
Codo 90º radio largo en acero al carbono SA-285 DN 4”	1
Codo 90º radio largo en acero al carbono SA-285 DN 5”	2
Codo 90º radio largo en acero al carbono SA-285 DN 6”	2
Codo 90º radio largo en acero al carbono SA-285 DN 18”	2
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 1,5”	3
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 2,5”	24
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 3,5”	8
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 4”	9
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 5”	5
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 6”	2
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 10”	11
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 12”	6
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 18”	2
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 20”	4
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 24”	25
Té en acero al carbono SA-285 DN 8”	1

- Aislamientos

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.21.11** del Anexo 21 en función de la temperatura. Se aislarán todos los equipos por cuestiones de seguridad en planta.

Tabla P.6
Aislamiento de los equipos

AISLAMIENTO DE EQUIPOS			
EQUIPO	**DESCRIPCIÓN**	**Tª (ºC)**	**ÁREA (m^2)**
IC-01	Lana de roca de 150 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	450	3,482
IC-02	Lana de roca de 120 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	351,02	5,320
H-01	Lana de roca de 180 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	1000	140,807
R-01	Lana de roca de 150 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	450	211,153
IC-03	Lana de roca de 80 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	225	2,879
A-01	Lana de roca de 80 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	200	274,485
A-02	Lana de roca de 50 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	92	255,283
CR-01	Lana de roca de 50 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	99,4	380,327
CD-01	Lana de roca de 40 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	69	15,153
RE-01	Lana de roca de 80 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	182	16,551
CR-02	Lana de roca de 40 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	71,2	127,334
CD-02	Lana de roca de 40 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	30	21,917

EQUIPO	DESCRIPCIÓN	Tª (ºC)	ÁREA (m^2)
RE-02	Lana de roca de 80 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	182	4,746
IC-04	Lana de roca de 50 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	99,4	2,116
CR-03	Lana de roca de 50 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	77,8	273,022
CD-03	Lana de roca de 50 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	93	18,851
RE-03	Lana de roca de 80 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	182	12,259
IC-05	Lana de roca de 50 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	77	4,584

2. Aislamiento de conducciones

En este caso, se procede a aislar las tuberías que superen los 65 ºC.

El espesor apropiado de aislante se determina en base a la temperatura de trabajo y el diámetro de la conducción (**Figura A.21.22** del Anexo 21 del presente Proyecto Fin de Carrera).

Tabla P.7
Aislamiento de conducciones

AISLAMIENTO CONDUCCIONES	
DESCRIPCIÓN	LONGITUD (m)
Lana de roca de 30 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	27,75
Lana de roca de 40 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	46,45
Lana de roca de 50 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	22
Lana de roca de 60 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	117,7
Lana de roca de 100 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	17
Lana de roca de 140 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	3
Lana de roca de 170 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	22,5
Lana de roca de 190 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	8

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.

- Unidades de proceso

Tabla P.8
Presupuesto parcial unidades

DESCRIPCIÓN	Nº	PRECIO UNITARIO (€)	PRESUPUESTO PARCIAL (€)
IC-01	1	27.998	27.998
IC-02	1	40.095	40.095
H-01	1	255.642,4	255.642,4
R-01	1	304.963,8	304.963,8
IC-03	1	26.838	26.838
A-01	1	356.305,8	356.305,8
A-02	1	325.739,5	325.739,5
CR-01	1	897.901,7	897.901,7
CD-01	1	62.331	62.331
RE-01	1	57.939	57.939
CR-02	1	396.005,3	396.005,3
CD-02	1	69.821	69.821
RE-02	1	36.788	36.788
IC-04	1	25.476	25.476
CR-03	1	720.760,2	720.760,2
CD-03	1	65.877	65.877
DESCRIPCIÓN	**Nº**	**PRECIO UNITARIO (€)**	**PRESUPUESTO PARCIAL (€)**
RE-03	1	45.782	45.782
IC-05	1	28.522	28.522
D-01	4	376.512,5	1.506.050
D-02	4	221.899,67	887.598.68
D-03	4	315.859,20	1.263.436,8
COSTE TOTAL PARTIDA DE EQUIPOS			**7.401.871,18 €**

- Equipos de impulsión

Tabla P.9
Presupuesto parcial equipos impulsión

DESCRIPCIÓN	Nº	PRECIO UNITARIO (€)	PRESUPUESTO PARCIAL (€)
Bomba centrífuga Bell&Gossett Serie 1510 (9,5 in)	2	9.669,80	19.339,6
Bomba centrífuga Bell&Gossett Serie 80 (6 in)	4	4.895,45	19.581,8
Bomba centrífuga Bell&Gossett Serie 80 (5 in)	2	4.050,39	8.100,78

Bomba centrífuga Bell&Gossett Serie 1531 (9,5 in)	2	3.890,65	7.781,3
Bomba centrífuga Bell&Gossett Serie 80 (9,5 in)	2	5.412,39	10.824,78
Bomba centrífuga Bell&Gossett Serie 60 (3,75 in)	2	2.856,25	5.712,5
COSTE TOTAL PARTIDA BOMBAS			**71.340,76 €**

- Tuberías

Tabla P.10
Presupuesto parcial conducciones

DESCRIPCIÓN	LONGITUD (m)	PRECIO (€/m)	PRESUPUESTO PARCIAL (€)
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 3”	31	14,28	442,68
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 4”	6	19,75	118,5
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 5”	25	25,20	630
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 6”	3	35,87	107,61
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 8”	2	61,42	122,84
Tubería de acero al carbono SA-285 DN 18”	2,5	257,03	642,58
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 1,5”	35,25	68,14	2401,94
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 2,5”	181,35	81,80	14.834,43
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 3,5”	13	94,50	1.228,5
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 4”	13	118,74	1.543,62
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 5”	11	189,62	2.085,82
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 6”	26,45	230,15	6.087,47
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 10”	46,25	269,70	12.541,05

DESCRIPCIÓN	LONGITUD (m)	PRECIO UNITARIO (€/m)	PRESUPUESTO PARCIAL (€)
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 12”	8	345,13	2.761,04
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 18”	8	635,39	5.083,12
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 20”	74,7	728,63	54.428,66
Tubería de acero inoxidable SA-240 DN 24”	83	790,48	65.609,84
COSTE TOTAL PARTIDA TUBERÍAS			**170.669,69 €**

- Válvulas y accesorios

1. Válvulas

Tabla P.11
Presupuesto parcial válvulas

DESCRIPCIÓN	Nº	PRECIO UNITARIO (€)	PRESUPUESTO PARCIAL (€)
Válvula de compuerta en acero inoxidable AISI 316L DN 2,5”	2	65,38	130,76
Válvula de compuerta en acero inoxidable AISI 316L DN 3,5”	2	87,90	175,8
Válvula de compuerta en acero inoxidable AISI 316L DN 4”	3	102,09	306,27
Válvula de compuerta en acero inoxidable AISI 316L DN 5”	2	145,35	290,7
Válvula de retención en acero inoxidable AISI 316L DN 1,5”	1	12,56	12,56
Válvula de retención en acero inoxidable AISI 316L DN 2,5”	5	40,62	203,1
Válvula de retención en acero inoxidable AISI 316L DN 6”	1	79,39	79,39
Válvula de reducción en acero inoxidable AISI 316L DN 3”	1	3.921,77	3.921,77
Válvula de reducción en acero inoxidable AISI 316L DN 5”	1	4.512,25	4.512,25
Válvula de reducción en acero inoxidable AISI 316L DN 8”	1	5.766,19	5.766,19
COSTE TOTAL PARTIDA VÁLVULAS			**15.398,79 €**

2. Accesorios

Tabla P.12
Presupuesto parcial accesorios

DESCRIPCIÓN	Nº	PRECIO UNITARIO (€)	PRESUPUESTO PARCIAL (€)
Codo 90º radio largo en acero al carbono SA-285 DN 3”	6	50,91	305,46
Codo 90º radio largo en acero al carbono SA-285 DN 4”	1	98,90	98,90
Codo 90º radio largo en acero al carbono SA-285 DN 5”	2	155,13	310,26
Codo 90º radio largo en acero al carbono SA-285 DN 6”	2	267,8	535,6
Codo 90º radio largo en acero al carbono SA-285 DN 18”	2	406,7	813,4
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 1,5”	3	80,34	241,02
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 2,5”	24	87,50	2.100
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 3,5”	8	98,15	785,2
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 4”	9	102,50	922,5
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 5”	5	108,99	544,95
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 6”	2	116,78	233,56
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 10”	11	460,75	5.068,25
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 12”	6	551,49	3.308,94
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 18”	2	599,85	1.199,7
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 20”	4	639,90	2.559,6
Codo 90º radio largo en acero inoxidable AISI 316L DN 24”	25	790,65	19.766,25
Te en acero al carbono SA-285 DN 8”	1	186,32	186,32
COSTE TOTAL PARTIDA ACCESORIOS			**38.979,91 €**

- Aislamiento

1. Aislamiento de equipos

Tabla P.13
Presupuesto parcial aislamiento de equipos

DESCRIPCIÓN	**PRECIO UNITARIO (€/m^2)**	**PRESUPUESTO PARCIAL (€)**
Lana de roca de 180 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	12,33	1.736,15
Lana de roca de 150 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	10,21	2.191,42
Lana de roca de 120 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	8,90	47,35
Lana de roca de 80 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	6,27	1.949,47
Lana de roca de 50 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	5,58	5.212,74
Lana de roca de 40 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	4,09	672,41
COSTE AISLAMIENTO EQUIPOS		**11.809,54 €**

2. Aislamiento de conducciones

Tabla P.14
Presupuesto parcial aislamiento de conducciones

AISLAMIENTO CONDUCCIONES		
DESCRIPCIÓN	**PRECIO UNITARIO (€/m)**	**PRESUPUESTO PARCIAL (€)**
Lana de roca de 30 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	4,02	111,56

Lana de roca de 40 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	4,68	217,39
Lana de roca de 50 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	5,58	122,76
Lana de roca de 60 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	5,80	682,66
Lana de roca de 100 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	6,70	113,9
Lana de roca de 140 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	7,58	22,74
Lana de roca de 170 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	8,18	184,05
Lana de roca de 190 mm de espesor con cubierta adhesiva de protección de aluminio	8,72	69,76
COSTE TOTAL PARTIDA AISLAMIENTO TUBERÍAS		**1.524,81 €**

2.2.- Presupuesto de Ejecución Material (P.E.M.)

Tabla P.15
Presupuesto de Ejecución Material

PARTIDAS	**COSTES (€)**
Unidades de proceso	7.401.871,18
Equipos de impulsión	71.340,76
Tuberías	170.669,69
Válvulas	15.398,79
Accesorios	38.979,91
Aislamiento	13.334,35
P.E.M.	**7.711.594,68 €**

El PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL del Proyecto **"*Diseño de una línea de producción para la obtención de acrilonitrilo*"** asciende a la cantidad de "SIETE MILLONES SETECIENTOS ONCE MIL QUINIENTOS NOVENTA Y CUATRO EUROS CON SESENTA Y OCHO CÉNTIMOS".

2.3.- Presupuesto de Ejecución por Contrata (P.E.C.)

Tabla P.16
Presupuesto de Ejecución por Contrata

PARTIDAS	**COSTES (€)**
P.E.M.	7.711.594,68
Gastos generales (13%)	1.002.507,31
Beneficio industrial (6%)	462.695,68
I.V.A. (18%)	1.388.087,04
P.E.C.	**10.564.884,72 €**

El PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA del Proyecto **"*Diseño de una línea de producción para la obtención de acrilonitrilo*"** asciende a la cantidad de "DIEZ MILLONES QUINIENTOS SESENTA Y CUATRO MIL OCHOCIENTOS OCHENTA Y CUATRO EUROS CON SETENTA Y DOS CÉNTIMOS".

Puerto Real, Junio 2011

Fdo: Juan J. Caraballo Domínguez Fdo: Mª del Rocío Saelices Aparicio

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
- Honorarios de proyecto y dirección de montaje
- Servicios generales

En cuanto a los costes de gestión se consideran:

- Gastos Comerciales

3.1.- Costes de Fabricación

3.1.1- Coste de la Materia prima

La Materia Prima a considerar son las corrientes reactivas de propileno, amoníaco y oxígeno. Por otra parte, se considerará el n-Hexano incorporado en la columna de rectificación CR-03 además de la disolución de sulfúrico de la columna de absorción con reacción química (A-01).

Tabla P.17
Coste de la Materia Prima

Corriente	Consumo (kg/h)	Consumo Anual (t/año)	Coste Unitario (€/t)	Coste Anual (€/año)
Propileno	11.203,12	93.232,35	875	81.578.306,3
Amoníaco	4.523,82	37.647,27	230	8.658.872,1
Oxígeno	12.773,15	106.298,17	1.255	133.403.990
n-Hexano	21,5	178,92	570,2	102.021,90
TOTAL PARTIDA MATERIAS PRIMAS				**223.743.190,2 €**

En el coste de la Materia Prima se ha tenido que considerar el coste del catalizador empleado en la reacción. Considerando que la vida útil del catalizador es de un año, el coste obtenido será un coste anual.

Tabla P.17
Coste del catalizador

Unidad	Consumo (kg)	Coste Unitario (€/kg)	Coste Anual (€/año)
Reactor R-01	22504,23	25	562.605,7
TOTAL PARTIDA CATALIZADOR			**562.605,7 €**

3.1.2- Honorarios de proyecto y 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:

$$H_{proyecto} = 0{,}07 \cdot 10.564.884{,}72\ € = 739.541{,}93\ €$$

3.1.3- Servicios generales

El consumo de servicios generales incluye el agua de refrigeración empleada en los condensadores de las columnas de rectificación y el intercambiador IC-05, el agua de condensación para la refrigeración del reactor R-01 y el intercambiador IC-03, agua de proceso para las absorciones, el vapor de media suministrado por la refinería para su consumo en el calderín y la electricidad consumida por las unidades de bombeo.

- Agua de refrigeración

El precio del agua de refrigeración utilizada para los equipos comentados anteriormente (7ºC) en la línea de proceso, toma un valor de 1,29 €/m^3.

Tabla P.18
Costes agua de refrigeración

Unidad	**Consumo (m^3/h)**	**Consumo Anual (m^3)**	**Coste Unitario (€/m^3)**	**Coste Anual (€/año)**
CD-01	1699,3	14.141.558,2	1,29	18.242.610,1
CD-02	460,07	3.828.667,17	1,29	4.938.980,65
CD-03	1111,59	9.250.689,55	1,29	11.933.389,5
IC-05	39,11	325.516,97	1,29	419.916,89
TOTAL PARTIDA AGUA REFRIGERACIÓN				**35.534.897,15 €**

- Agua de condensación

El precio del agua de condensación (saturada) utilizada en la refrigeración del reactor y el intercambiador IC-03 de la línea de proceso, toma un valor de 3,16 €/t.

Tabla P.19
Costes agua de condensación

Unidad	Consumo (kg/h)	Consumo Anual (t)	Coste Unitario (€/t)	Coste Anual (€/año)
R-01	62.698,78	521.779,28	3,16	1.648.822,52
IC-03	704,5	5.862,87	3,16	18.526,68
TOTAL PARTIDA AGUA SATURADA				**1.667.349,2 €**

- Vapor saturado de media presión

El precio del vapor saturado de media presión utilizado en los tres calderines de las columnas de rectificación tiene un valor de 25,53 €/t.

Tabla P.20
Costes vapor de media presión

Unidad	Consumo (kg/h)	Consumo Anual (t)	Coste Unitario (€/t)	Coste Anual (€/año)
RE-01	25.901,44	215.551,8	25,53	5.503.037,32
RE-02	1.895,70	15.776,02	25,53	402.761,84
RE-03	13.762,25	114.529,46	25,53	2.923.937,03
TOTAL PARTIDA VAPOR SATURADO				**8.829.736,2 €**

- 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^3.

Tabla P.21
Costes agua corriente

Unidad	Consumo (m^3/h)	Consumo Anual (m^3)	Coste Unitario (€/m^3)	Coste Anual (€/año)
A-01	77,61	645.920,35	0,69	445.685,04
A-02	157,49	1.310.600,09	0,69	904.314,06
TOTAL PARTIDA AGUA				**1.349.999,1 €**

- Electricidad

El consumo de energía eléctrica que suponen las unidades de impulsión de la línea de proceso, se muestra en la siguiente tabla:

Tabla P.22
Consumo electricidad

Unidad	Consumo (W)
Bomba centrífuga Bell&Gossett Serie 1510 (9,5 in)	11575,50
Bomba centrífuga Bell&Gossett Serie 80 (6 in)	2415,01
Bomba centrífuga Bell&Gossett Serie 80 (5 in)	687,13
Bomba centrífuga Bell&Gossett Serie 1531 (9,5 in)	270,79
Bomba centrífuga Bell&Gossett Serie 80 (9,5 in)	836,47
Bomba centrífuga Bell&Gossett Serie 60 (3,75 in)	83,80
CONSUMO TOTAL (kW)	**15,8687 kW**

Sabiendo que estos equipos funcionarán 24 horas al día durante 347 días al año (porcentaje de utilización 95%):

$$15{,}8687\ kW \cdot 24 \frac{h}{día} = 380{,}85 \frac{kW \cdot h}{día}$$

Siendo la tarifa industrial de $0{,}11248 \frac{€}{kWh}$ y para un funcionamiento de la línea de proceso de 347 días al año, el consumo anual asciende a:

$$380{,}85 \frac{kW \cdot h}{día} \cdot 0{,}11248 \frac{€}{kWh} \cdot 347 \frac{día}{año} = 14864{,}79 \frac{€}{año}$$

Los Costes de Fabricación suponen un total de 271.879.578,6 €

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:

$$Gastos\ C. = 271.879.578{,}6€ \cdot 0{,}04 = 10.875.183{,}1\ €$$

3.3.- Coste Neto Anual

El Coste Neto Anual se determina a partir de los Costes de Fabricación y de Gestión, los cuales suponen los Costes de Producción.

$$Costes\ de\ producción = 271.879.578{,}6\ € + 10.875.183{,}1\ € = 282.754.761{,}8\ €$$

A continuación se muestra un resumen de los costes globales que comprende las partidas consideradas en el presente presupuesto:

Tabla P.23
Resumen de costes

CONCEPTO	**COSTE (€)**
Inmovilizado	
Unidades de proceso	7.401.871,18
Equipos de impulsión	71.340,76
Tuberías	170.669,69
Válvulas	15.398,79
Accesorios	38.979,91
Aislamiento	13.334,35
Costes de Fabricación	
Materia prima	223.743.190,2
Catalizador	562.605,7
Proyectistas y dirección de montaje	739.541,93
Servicios generales	47.396.846,44
Costes de Gestión	
Gastos comerciales	10.875.183,1

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 acrilonitrilo, ácido cianhídrico y del vapor de agua saturado (de alta presión en el reactor y de baja presión en el intercambiador IC-03) producido en la línea de proceso.

La producción de acrilonitrilo final ha resultado ser de 83.393,8 t/año. El precio del acrilonitrilo en el año 2010 es de 2875 €/t, lo cual supone un beneficio anual de:

$$V = p \cdot q \qquad [P.1]$$

Donde: V Beneficio anual por la venta del producto, $\frac{€}{año}$

p Precio de venta del producto, $\frac{€}{t}$

q Volumen de producción, $\frac{t}{año}$

Sustituyendo en la **Ecuación P.1** se obtiene el beneficio anual que aportará el producto de interés (acrilonitrilo), por lo tanto:

$$V_{acrilonitrilo} = 2875\frac{€}{t} \cdot 83.393{,}8\frac{t}{año} = 252.376.084{,}7\frac{€}{año}$$

Para la venta del ácido cianhídrico producido en la línea de proceso, se toma un precio de venta de 3057 €/t (año 2010). La producción en planta de HCN toma un valor de 7993,68 t/año. Sustituyendo nuevamente los datos en la **Ecuación P.1**, se obtiene un beneficio anual de:

$$V_{\text{ácido cian hídrico}} = 7993{,}68\frac{t}{\text{año}} \cdot 3057\frac{€}{t} = 24.436.682{,}82\frac{€}{\text{año}}$$

Por otra parte, los ingresos derivados del vapor de agua producido en el reactor R-01 (vapor de alta presión) y el intercambiador IC-03 (vapor de baja presión) se determinarán a continuación. Sabiendo que la producción de vapor en el reactor es 549.241,34 t/año y en el IC-03 es 6171,45 t/año.

El vapor producido se venderá a la propia refinería. Los precios del vapor de agua son los que se muestran a continuación:

- $29{,}66\ \frac{€}{t}$ (alta presión)
- $24{,}92\ \frac{€}{t}$ (baja presión)

$$V_{vapor} = 549.241{,}34\frac{t}{\text{año}} \cdot 29{,}66\ \frac{€}{t} + 6171{,}45\frac{t}{\text{año}} \cdot 24{,}92\ \frac{€}{t}$$
$$= 16.444.290{,}7\frac{€}{\text{año}}$$

Luego el ingreso anual neto que reportan las actividades productivas de la línea de proceso ascienden a:

Tabla P.24
Ingreso anual neto

Producto	**Ingreso Anual Neto (€/año)**
Acrilonitrilo	252.376.084,73
Ácido Cianhídrico	24.436.682,82
Vapor de agua	16.444.290,7
TOTAL	**293.257.058,25 €**

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:

$$R = Ingreso\ neto\ anual - Coste\ neto\ anual \qquad [P.2]$$

Sustituyendo en la **Ecuación P.2** se obtiene:

$$R = 293.257.058{,}25€ - 282.754.761{,}8€ = 10.502.296{,}5€$$

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:

$$P = R - e \cdot I_f - \left(R - d \cdot I_f\right) \cdot t \qquad [P.3]$$

Donde:
- P Beneficio Neto anual
- R Beneficio Bruto anual
- e Factor de amortización (calculado para recuperar la inversión en inmovilizado), $\frac{€}{€ \cdot año}$
- I_f Valor del capital inmovilizado
- d Factor anual de pérdida del inmovilizado, $\frac{€}{€ \cdot año}$
- t Impuestos, $\frac{€}{€\ recibo}$

A continuación, se procederá a determinar los parámetros no conocidos de la ecuación anterior.

- *Factor de amortización, e*

Se considera una amortización no lineal expresada a través de la siguiente expresión:

$$e = \frac{i}{e^{(i \cdot n)} - 1} \quad [P.4]$$

Donde: *i* Rentabilidad promedio $i = 0{,}11 \frac{€}{año}$ (Rud y Watson, 1968)

n Vida esperada para la amortización del proyecto

Para el caso que nos ocupa, normalmente la vida esperada para el proyecto tiene un valor medio de 5 años desde el punto de vista de la amortización, por tanto se obtiene:

$$e = \frac{0{,}11 \frac{€}{año}}{e^{(0{,}11 \frac{€}{año} \cdot 5)} - 1} = 0{,}15 \frac{€}{€ \cdot año}$$

- *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_f*

Se determino en el capítulo 2 del presente Presupuesto, se corresponde con el Presupuesto de ejecución por Contrata, y su valor asciende a 10.564.884,72 €.

Conocidos todos estos datos, se sustituyen en la **Ecuación P.3** y se tiene:

$$P = 10.502.296{,}5€ - 0{,}15\,\frac{€}{€ \cdot año} \cdot 10.564.884{,}72€ - \left(10.502.296{,}5€ - 0{,}1\,\frac{€}{€año} \cdot 10.564.884{,}72\right) \cdot 0{,}35\,\frac{€}{€\ recibido} = 5.611.530{,}98\ \frac{€}{año}$$

4.4.- Rentabilidad

Para hallar la rentabilidad o tasa de retorno se recurre a la expresión:

$$i = \frac{Beneficio\ Neto\ obtenido}{Capital\ fijo\ invertido\ promedio} \cdot 100 \qquad [P.5]$$

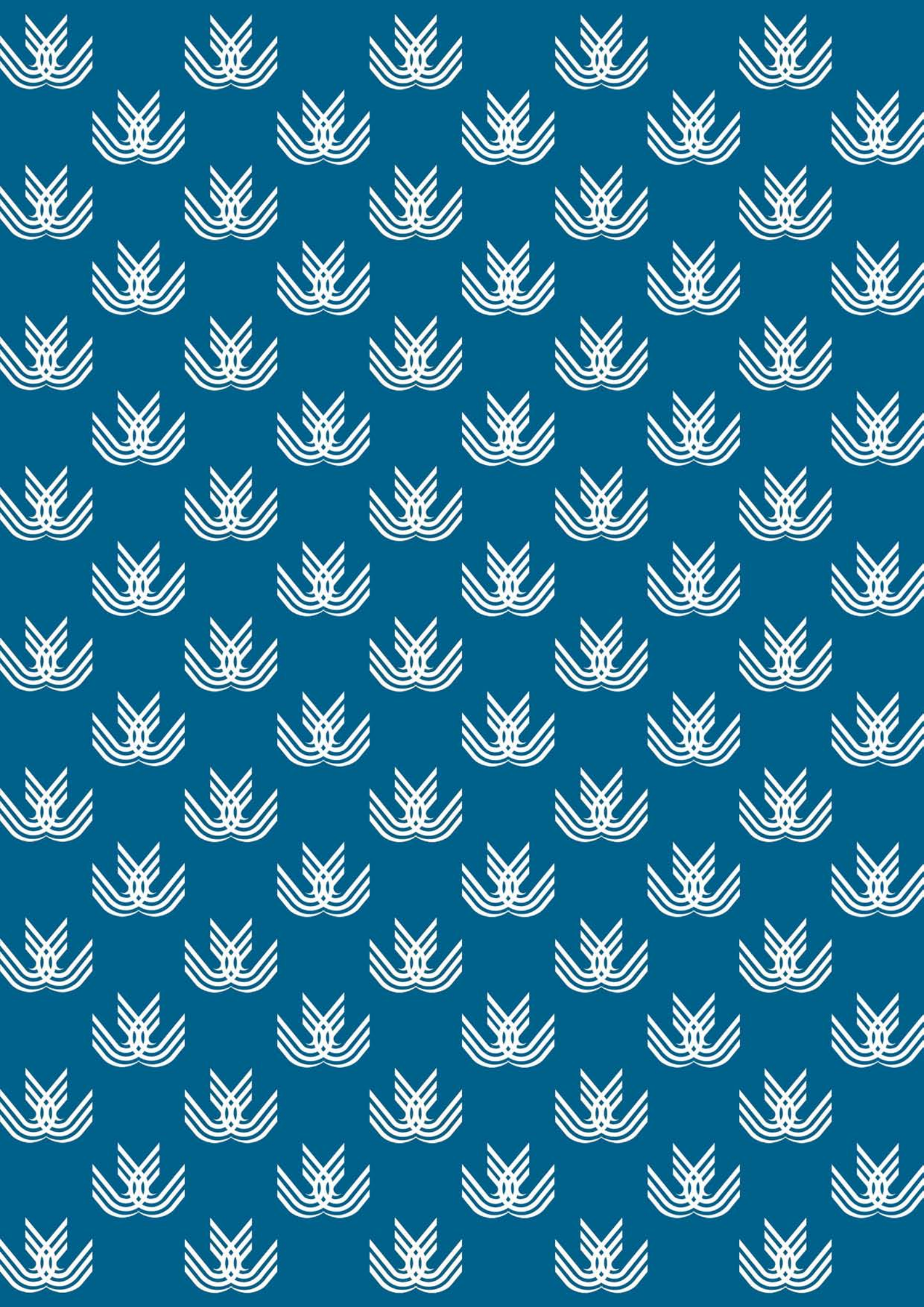
$$i = \frac{5.611.530{,}98\ \frac{€}{año}}{10.564.884{,}72\ \frac{€}{año}} \cdot 100 = 53{,}11\%$$

4.5.- Período de amortización

El periodo de amortización de la línea de producción se halla acudiendo a la expresión:

$$i = \frac{Capital\ fijo\ invertido}{Beneficio\ Bruto\ Anual} \qquad [P.6]$$

$$i = \frac{10.564.884{,}72\ \frac{€}{año}}{10.502.296{,}5\ €} = 1{,}006\ año$$

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.