

Universidad de **Cádiz**

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

Facultad: CIENCIAS

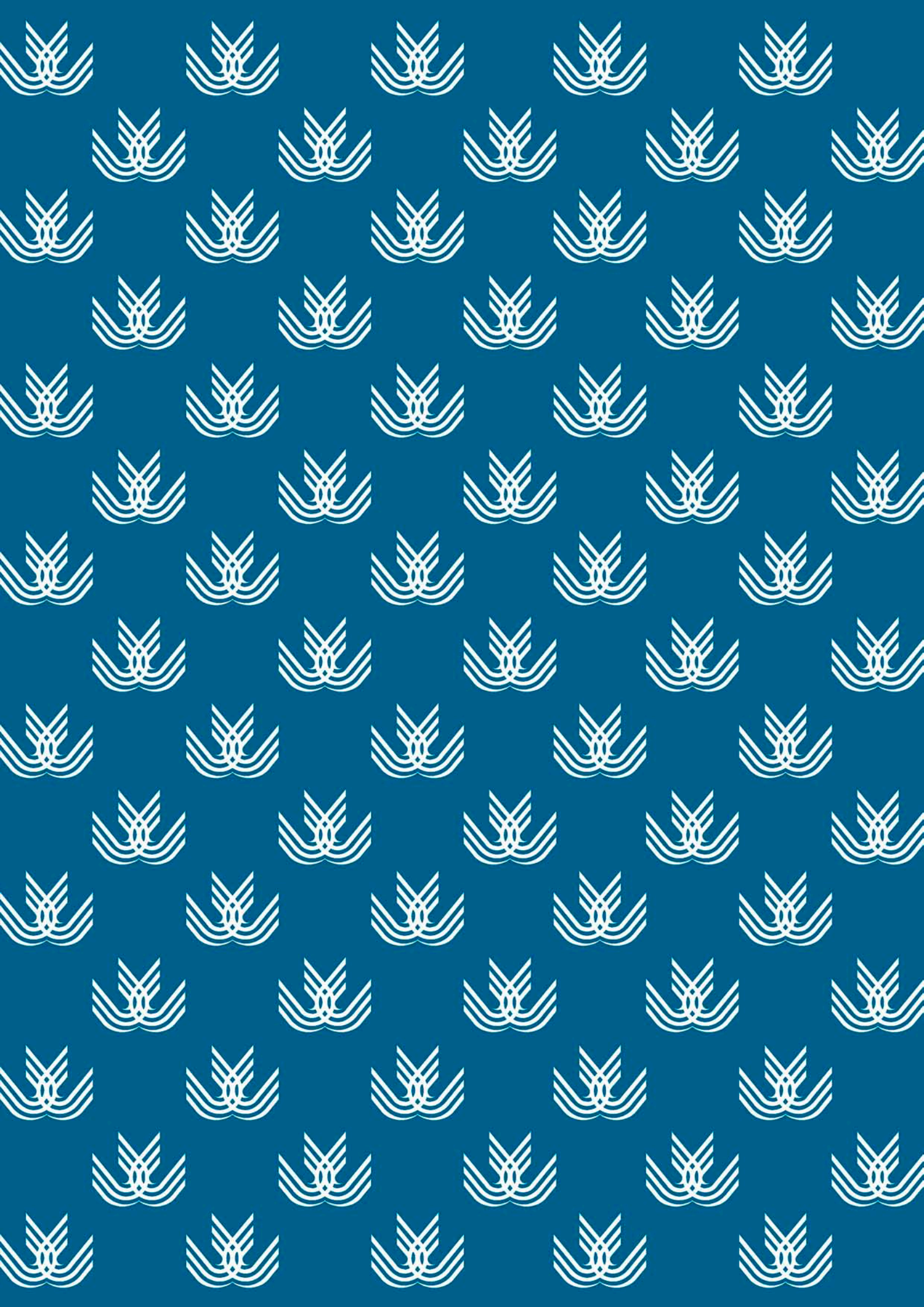
Titulación: INGENIERÍA QUÍMICA

Título: DISEÑO DE UNA PLANTA MÓVIL PARA  
LA RECUPERACIÓN DE LOS GASES Y VAPO-  
RES (VOC'S) PROCEDENTES DE TANQUES DE  
ALMACENAMIENTO

Autor: Francisco Javier MORENO MESA

Fecha: Junio 2006





**DISEÑO DE UNA PLANTA MÓVIL PARA LA  
RECUPERACIÓN DE LOS GASES Y VAPORES  
(VOC'S) PROCEDENTES DE TANQUES DE  
ALMACENAMIENTO**

**DOCUMENTO I: MEMORIA**

**I.1. MEMORIA DESCRIPTIVA**

## **DOCUMENTO I: MEMORIA**

### **I.1. MEMORIA DESCRIPTIVA**

1.1. OBJETO DEL PROYECTO Y JUSTIFICACIÓN.....	1
1.2. ALCANCE DEL PROYECTO Y LOCALIZACIÓN.....	2
1.3. ORIGEN DEL PROYECTO. ANTECEDENTES.....	3
1.4. PROCESO DE RECUPERACIÓN.....	4
1.4.1. Comparación de alternativas y justificación de la selección.....	4
1.4.2. Elección del tipo de cambiador.....	9
1.4.3. Descripción general del proceso.....	13
1.4.4. Régimen de fabricación.....	16
1.4.4.1. Régimen funcional.....	16
1.4.4.2. Régimen laboral.....	18
1.4.5. Descripción de sistemas y equipos.....	18
1.4.5.1. Lista de equipos.....	18
1.4.5.2. Selección de materiales.....	19
1.4.5.3. Intercambiador de calor.....	20
1.4.5.4. Bomba de gases licuados.....	27
1.4.5.5. Botellón de separación.....	29
1.4.5.6. Tanque de almacenamiento.....	31
1.5. MATERIAS PRIMAS Y PRODUCTOS.....	32
1.5.1. Nitrógeno líquido.....	32
1.5.2. Compuestos orgánicos volátiles (VOC's).....	33
1.5.2.1. VOC's del proyecto.....	36

1.6. INSTRUMENTACIÓN, EQUIPAMIENTO E INSTALACIONES.....	38
1.6.1. Sistema de control.....	38
1.6.1.1.Sistema de control de temperatura.....	39
1.6.1.2.Sistema de control de nivel.....	40
1.6.1.3.Sistema de control de caudal.....	41
1.6.1.4.Sistema de control de explosividad.....	41
1.6.1.5.Válvulas.....	42
1.6.2. Red de conducciones.....	43
1.6.2.1.Conducción de nitrógeno líquido.....	43
1.6.2.2.Conducción de nitrógeno gaseoso.....	43
1.6.2.3.Conducción de VOC´s gaseosos.....	44
1.6.2.4.Conducción de VOC´s desde el intercambiador al botellón y del botellón a la bomba.....	44
1.6.2.5.Conducción de VOC´s desde la bomba al tanque de almacenamiento.....	44
1.7. PREVENCIÓN DE RIESGOS LABORALES.....	45
1.7.1. Seguridad e higiene laboral.....	45
1.8. ESTUDIO ECONÓMICO.....	49
1.8.1. Importancia económica de los VOC´s.....	49
1.8.2. Estudio de costes de operación.....	50
1.9. BIBLIOGRAFÍA.....	51

## **1.1. OBJETO DEL PROYECTO Y JUSTIFICACIÓN**

El presente proyecto tiene como objetivo el diseño de una planta móvil, que será transportada en trailer, para la recuperación de los gases y vapores procedentes de la inertización con nitrógeno gaseoso de los tanques de almacenamiento de los buques butaneros y propaneros.

La recuperación de los gases y vapores se hará mediante la condensación de los mismos a presión atmosférica, refrigerándolos por debajo de su temperatura de saturación con nitrógeno líquido.

La razón por la que esta operación llega a ser rentable es porque; además de ser utilizada para inertizar tanques de buques propaneros y butaneros también existen muchos procesos industriales que utilizan disolventes o Compuestos Orgánicos Volátiles (VOC's) en alguna etapa. Aunque todos los procesos industriales tienden a favorecer la recuperación de estos compuestos, muchos son los casos en los que, debido a restricciones por rendimiento de recuperación o a otras causas, la recuperación total de los VOC's no es posible. Por lo que así se abre el abanico de aplicaciones de este proyecto.

La recuperación y la posterior reutilización de estas moléculas orgánicas en muchos casos representa un notable ahorro económico, ya que permite recuperar y reutilizar una notable cantidad de producto que se pierde en el proceso productivo, y que generalmente acaba siendo emitido al exterior disuelto en algún medio (agua o aire). Pero además del ahorro económico se cumple con el **Real Decreto 117/2003** sobre *limitación de emisiones de VOC's*.

## **1.2. ALCANCE DEL PROYECTO Y LOCALIZACIÓN**

En este proyecto se diseñará el equipamiento fundamental para la construcción de la planta de recuperación (a partir de ahora GRS: gas recovery system). Este constará de un intercambiador de calor, una bomba para la impulsión de los VOC's licuados, un tanque de almacenamiento, un botellón para la separación de los gases licuados y el nitrógeno gaseoso que pueda venir del mismo tanque del buque debido a la inertización y todas las conducciones y valvulería del sistema.

En el caso del intercambiador, que es la parte fundamental del proyecto, se contemplará el diseño térmico para ambos lados (carcasa y tubo) y se hará una selección de materiales, igual que para el resto de los equipos.

No se contemplan las Obras Civiles que serían necesarias para la construcción de la GRS. Aunque si se especificarán las condiciones que deberían de regir los trabajos de estas en el documento del "Pliego de Condiciones Generales".

La localización geográfica será variable, debido a la condición de planta móvil. En cualquier caso, el proyecto será diseñado para la empresa Gas Marine de Algeciras, que operará principalmente en la bahía de Algeciras.

### **1.3. ORIGEN DEL PROYECTO. ANTECEDENTES**

La idea de este proyecto surge de la empresa Gas Marine de Algeciras. Esta empresa ubicada en la ciudad de Algeciras se dedica principalmente a la calibración de equipos detectores de gases, realiza “gas free” (esto consiste en medir la atmósfera de un tanque en LEL o explosividad, en CO, en SH<sub>2</sub> y en oxígeno), hace “bunker survey” (que son inspecciones que se hacen en la carga y descarga de un buque) y, como actividad puntera e innovadora, realizan inertizaciones con nitrógeno gaseoso de tanques, esencialmente de buques.

Por lo tanto, la GRS formaría parte de la planta móvil de la que dispone la empresa, complementándola. La planta móvil de la empresa consiste en un evaporador de tubos aleteados con una serie de resistencias eléctricas al final y un tanque que alberga el nitrógeno líquido. Este nitrógeno se hace pasar por el evaporador que eleva la temperatura del gas hasta unos 5°C por debajo de la temperatura ambiente. La planta puede trabajar en un máximo de 3000 m<sup>3</sup>/h a unos 80°C. El tamaño que ocupa la planta completa es el equivalente a un trailer, unos 12 metros de longitud aproximadamente, con una altura de 3 metros.

En la actualidad se ha podido localizar una empresa en Holanda que presta un servicio similar, aunque pueden de existir varias repartidas por el resto del mundo. La diferencia es que estas plantas para llevar el nitrógeno a la temperatura idónea de operación utilizan exclusivamente resistencias, con lo cual se encarece la operación por el gasto energético que conlleva. Por tanto, este proyecto es mejor desde el punto de vista económico, ya que se ahorra el gasto energético para calentar el nitrógeno, puesto que esta energía la toma directamente del exterior.

#### **1.4. PROCESO DE RECUPERACIÓN**

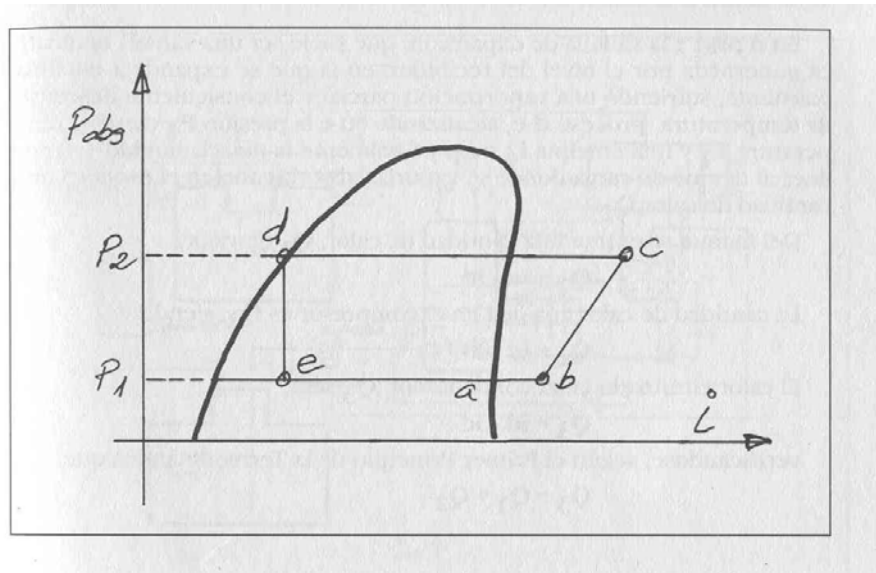


### 1.4.1. Comparación de alternativas y justificación de la selección.

Las alternativas que se presentan para la recuperación de los gases o relicuefacción en los buques, se dividen en dos grupos: directos o indirectos.

- Directos:

Etapa simple: el sistema se compone de un evaporador, separador de líquido, compresor, condensador, recibidor y válvula de expansión. El proceso es sencillo; el gas procedente del evaporador a una presión  $P_1$ , una temperatura  $T_1$  y una entalpía  $i_1$  (a) entra en el compresor a una entalpía  $i_2$  (b), habiendo pasado antes por el separador de líquido que lo recalienta ligeramente para evitar que pasen partículas líquidas nocivas al compresor. Aquí se comprime el gas hasta una  $P_2$ ,  $T_2$  y  $i_3$  (c). Después se hace pasar por un condensador refrigerado por agua de mar donde el gas pasa a líquido a su temperatura de ebullición a la presión  $P_2$ , con una entalpía  $i_4$  (d), pasando a continuación por un recibidor. Por último, el condensado atraviesa la válvula de expansión en la que se expande a entalpía constante hasta el punto de inicio con  $T_1$  y  $P_1$  (e), sufriendo una vaporización parcial.

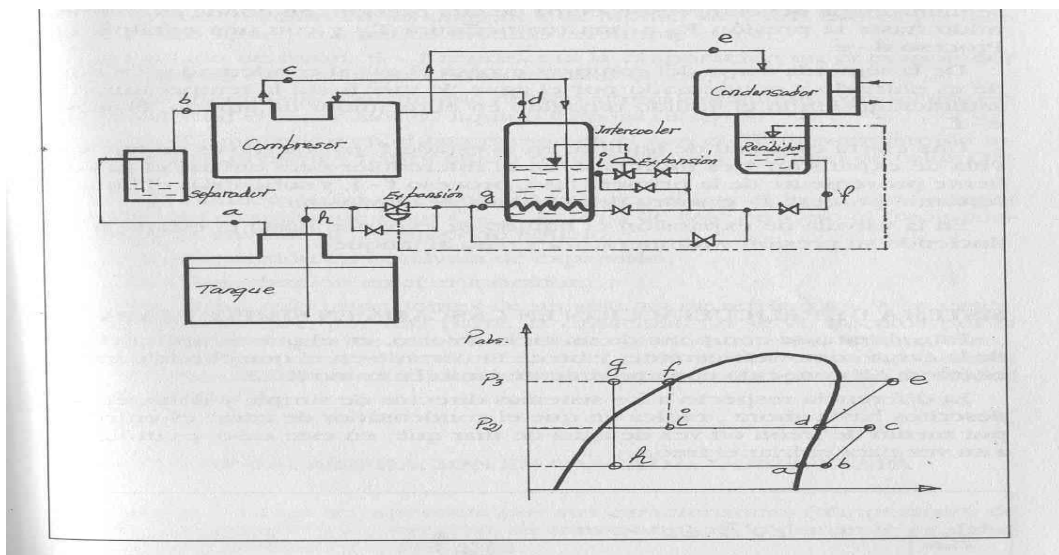


.- Figura 1. Diagrama entalpía-presión en etapa simple.

Doble etapa: este se utiliza cuando la razón de la presión de descarga a la presión de aspiración es mayor de 6:1; el rendimiento de la

máquina disminuye en forma tal que es necesario realizar la compresión en dos etapas, una de baja y una de alta presión.

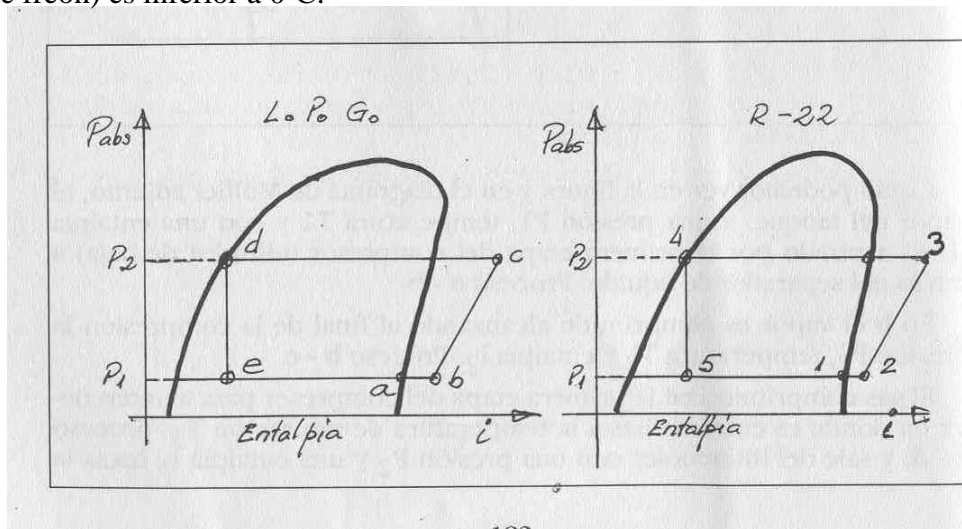
Como se puede ver en la figura 2 y en el diagrama de Mollier adjunto, el vapor del tanque, a una presión  $P_1$ , temperatura  $T_1$  y entalpía  $i_1$ , es aspirado por la primera etapa del compresor a través del separador de líquido (proceso a-b). En b el vapor es comprimido alcanzando al final de la compresión la presión  $P_2$ , temperatura  $T_2$  y entalpía  $i_2$  (proceso b-c). El gas comprimido en la primera etapa del compresor pasa al intercooler en donde es enfriado hasta la temperatura de saturación  $T_3$  (proceso c-d), y sale del intercooler con una presión  $P_2$  y una entalpía  $i_3$  hacia la segunda etapa del compresor, etapa de alta presión, en donde es comprimido hasta la presión  $P_3$  a una temperatura  $T_4$  y con una entalpía  $i_4$ . De la segunda etapa del compresor pasa el gas al condensador en donde es enfriado y condensado por el agua de mar hasta la temperatura de saturación, siendo el líquido recogida en el recibidor de líquido (proceso e-f). Una cierta cantidad de líquido, en el estado f, pasa a través de una válvula de expansión y es inyectado en el intercooler para enfriar el gas caliente proveniente de la primera fase (proceso f-i), y subenfriar el líquido restante (proceso f-g), antes de la válvula de expansión. En la válvula de expansión el líquido se expande hasta el estado h reduciendo su presión y temperatura y pasa al tanque.



.- Figura 2. Representación gráfica doble etapa. Diagrama entalpía-presión.

Cascada en simple etapa: Este sistema se compone de un ciclo abierto, en el que se utiliza el gas de la carga como refrigerante, y un ciclo cerrado en el que el refrigerante es freón 22, conocido como R-22. La diferencia es que en este caso el condensador de carga es enfriado por medio de freón en vez de agua de mar, que ahora es utilizada para enfriar el freón.

La representación en un diagrama de Mollier de estos dos ciclos la podemos ver en la figura 3. En el lado del freón, 5-1 representa la evaporación en el evaporador constituido en este caso por el condensador de carga. La etapa 1-2 es el incremento de entalpía debido al recalentamiento que el gas experimenta en el separador de líquido y en las tuberías. La etapa 2-3 es la compresión en el compresor en el que el freón comprimido incrementa su presión y temperatura recibiendo una cantidad de calor  $Q_{2-3}$ . En la etapa 3-4 ocurre la condensación del freón en el condensador enfriado por agua de mar cediéndole un calor  $Q_{3-4}$ . Al final de este proceso el freón condensado es enviado al recibidor de líquido. La etapa 4-5 es la expansión en la válvula de expansión. La etapa 5-1 es la vaporización en el evaporador del freón. La ventaja más importante de este sistema estriba en que la capacidad no se ve afectada por la temperatura del agua de mar en el mismo grado que en el sistema directo simple, y por otra parte, el rendimiento del ciclo es muy superior pues la temperatura del freón en el condensador de carga (evaporador de freón) es inferior a  $0^{\circ}\text{C}$ .



- Figura 3. Diagramas entalpía-presión para cascada en simple etapa.

Cascada en doble etapa: Los diagramas representativos del funcionamiento de una planta en estas condiciones están en la figura 4. El ciclo del freón, de acuerdo con el diagrama y con el esquema de la figura 5 es como sigue:

1.- Aspiración del freón del separador de líquido. De 1 a 2 el freón se calienta ligeramente.

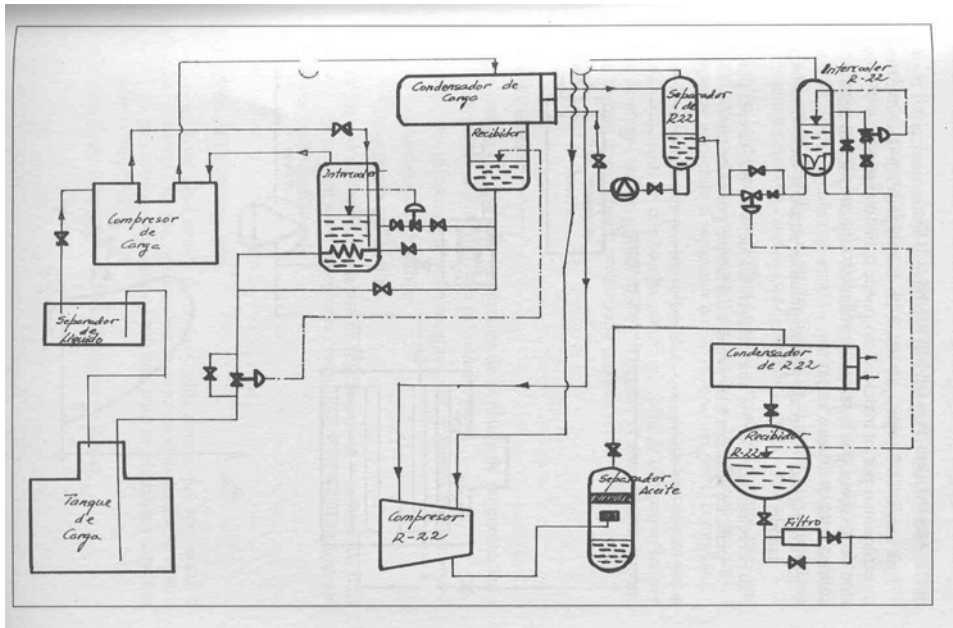
2.- El freón procedente del separador entra en la primera etapa del compresor en donde es comprimido, recibiendo una cantidad de calor  $Q_{2-3}$ , y sale de la primera etapa con una temperatura  $T_3$ , a una presión  $P_3$  y una entalpía  $i_3$  (proceso 2-3).

3.- El freón comprimido de la primera etapa, junto con el procedente del enfriador intermedio, pasa a la segunda etapa donde es comprimido hasta la presión  $P_5$ , alcanzando en el proceso una temperatura  $T_5$  y una entalpía  $i_5$ . En 5 el freón pasa al condensador y es enfriado por el agua de mar condensándose (proceso 5-6).

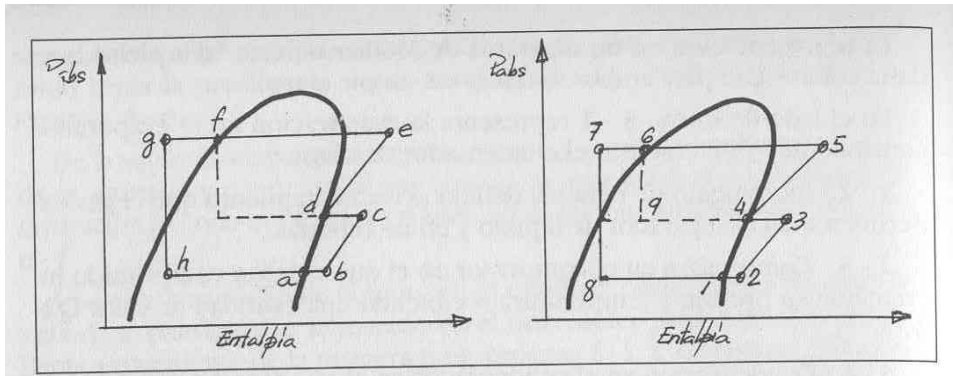
4.- Una parte del condensado se pasa a través de la válvula de expansión, proceso 6-9, y es enviado al enfriador intermedio en donde es subenfriado. En el enfriador se vaporiza una parte del líquido siendo los vapores aspirados por la segunda etapa (proceso 9-4).

5.- Otra parte del condensado es enfriado en el enfriador intermedio o intercooler (proceso 6-7), y después de expansionarse, proceso 7-8, es enviado al separador de líquido donde se produce la vaporización del freón robándole una cierta cantidad de calor al medio. De aquí pasa el freón líquido frío al condensador de carga, que es a la vez evaporador de R-22, en donde se vaporiza (proceso 8-1), y se vuelve así a iniciar el ciclo.

En el lado de la carga el proceso sería el mismo que para el sistema directo en doble etapa.



.- Figura 4. Representación gráfica de cascada en doble etapa.



.-Figura 5. Diagramas entalpía-presión para cascada en doble etapa.

▪ Indirectos:

En el caso en que la carga conlleve riesgo de explosión, toxicidad o composición química peligrosa, no puede haber compresión por lo que se utilizan sistemas de enfriamiento en los que,

1. El refrigerante circula por serpentines situados en el interior del tanque.
2. El refrigerante enfría una salmuera la que, a su vez, circula por serpentines soldados a las paredes del tanque por el exterior.
3. El refrigerante enfría los vapores de la carga en un condensador de donde retornan al

tanque, bien por su propia presión o bien por medio de una bomba.

Una vez que se han analizado todas las alternativas de las que se disponen en la actualidad para la recuperación de los gases y vapores en los buques propaneros y butaneros, se llega a la conclusión de que el que mejor se ajusta a las necesidades del proyecto es el último que se ha mencionado en los métodos indirectos. Esto es así porque los VOC's se consideran mercancía peligrosa, por lo que no se debe utilizar un compresor para su recuperación, descartando automáticamente los métodos directos. Así pues sólo quedan los métodos indirectos, de los que el más adecuado al caso que ocupa el proyecto es el tercero, ya que los otros dos se utilizan para la recuperación en el interior del buque y no en el exterior, como es el caso del proyecto. En conclusión, se diseñará un intercambiador de calor que actuará como condensador.

#### **1.4.2. Elección del tipo de intercambiador.**

Los intercambiadores de calor se clasifican normalmente de acuerdo con el arreglo del flujo y el tipo de construcción. Entre los principales tipos de intercambiadores de calor que existen actualmente en el mercado están:

- Tubos concéntricos: el fluido frío y caliente se pueden mover en la misma dirección o en direcciones opuestas.
- Flujo cruzado: puede ser con o sin aletas y en este caso uno de los flujos se mueve perpendicularmente al otro.
- Carcasa y tubo: es un haz tubular rodeado por una envoltura exterior cilíndrica. Puede tener distinto número de pasos por los tubos o por la coraza. Es el que presenta mayor relación superficie-volumen.

- De placas: estos son unos intercambiadores muy compactos y pueden ser de tubos circulares o planos; con aletas de placa o circular y se utilizan cuando uno de los fluidos es un gas. Tienen mayor relación superficie-volumen que el anterior.

Teniendo en cuenta estas posibilidades, se decide proyectar un **intercambiador de carcasa y tubo**. Los intercambiadores de placas tienen mayor relación superficie-volumen, pero son más complicados de construir, mantener y, en definitiva, son más caros. Además, el diseño elegido es aceptable para la condensación total de un componente simple o para una mezcla de componentes, y también para condensación parcial con un gas no condensable, que es el caso que ocupa el proyecto, ya que los gases a condensar llevan nitrógeno no condensable que viene de la propia inertización.

Ahora bien, para la elección de los detalles del intercambiador se deben de tener en cuenta varias consideraciones:

- El espacio del que se dispone, así se podrán colocar los tubos vertical u horizontalmente. En el caso de una condensación es mejor horizontalmente.
- El tipo de fluidos con el que se trabaja. Aquellos que dejen más depósitos y sean más corrosivos deberán circular por el interior de tubos. Aquellos que sean más viscosos irán por el exterior.
- El diámetro de tubo dependerá principalmente de los depósitos del fluido. De manera que a mayor suciedad, mayor diámetro. Los más utilizados en la industria son los de 1"y ¾".
- La posición de las placas deflectoras pueden ser perforadas, de discos y pestañas o segmentadas, siendo estas últimas las más extendidas.

➤ La disposición de los tubos puede ser de sección cuadrada y triangular. Los primeros son más fáciles de limpiar pero tienen un menor coeficiente de transferencia de calor.

➤ Las longitudes de tubos más utilizadas en la industria son las que van de 12 a 20 ft, siendo más económico a medida que el tubo es más largo.

➤ El paso de tubos ( $P_t$ ) o distancia entre los ejes de los mismos tendrá un valor igual a  $P_t \geq 1.25 \cdot d_o$ . Donde  $d_o$  es el diámetro exterior del tubo. Ver tabla.

Disposición de tubos	$d_o$	$P_t$
<b>Triangular</b>	3/4"	15/16"
	1"	1 1/4"
<b>Cuadrada</b>	3/4"	1"
	1"	1 1/4"

Tabla 1. Diámetros y pasos de tubos según sea disposición en intercambiadores de carcasa y tubo.

Una vez que se han establecido todos los requisitos para proyectar el intercambiador se pasa a la elección de los parámetros principales:

1. El intercambiador será proyectado horizontalmente, porque además de favorecer de esta forma la condensación, el transporte y manejo de la unidad será más sencillo.

2. Los fluidos irán de la siguiente forma: El nitrógeno líquido fluirá por el interior de los tubos y los VOC's irán por el lado de la carcasa, ya que entrarán como gases, siendo mejor una condensación en la carcasa. En este caso los depósitos no son un inconveniente, ya que ambos fluidos casi no dejan restos. Esto se



ve reflejado en el bajo coeficiente de las resistencias de los depósitos (ver cálculos).

3. Como  $n_c$  (número de pasos por la carcasa) se escoge 1; y para  $n_t$  (número de pasos por los tubos) se escoge 2, que son los más comunes en la industria.

4. Se decide un diámetro exterior de tubos de  $\frac{3}{4}$ ", que es el más económico y favorecerá la turbulencia en el interior del tubo y con ello la transferencia de calor. (Ver anexo 1.11.).

5. La disposición de los tubos será triangular. Esto es así porque la disposición triangular favorece hasta en un 15% la transferencia de calor con respecto a la disposición cuadrada. La desventaja es que en la disposición triangular la limpieza exterior de los tubos es más compleja; sin embargo, en este caso esto no es un inconveniente, ya que los depósitos de los VOC's son mínimos y la limpieza no será algo prioritario.

6. La longitud de los tubos será de 12 ft que es la longitud más corta dentro de las recomendadas. Esta longitud es la elegida porque si fuera más largo dificultaría en demasía el transporte. (Ver anexo 1.11.).

7. El paso de los tubos para un  $d_o = \frac{3}{4}$ " será de  $\frac{15}{16}$ ", favoreciendo de esta forma la transferencia de calor aún más.

8. El espesor de los tubos será 14 BWG (ver anexo 1.1.) que es un valor intermedio para este tipo de aplicaciones y el más utilizado en acero y aluminio.

9. Con respecto al  $D_c$  (ver anexo 1.2.) se escogerá el diámetro inmediatamente superior al número de tubos que se obtengan en el cálculo (ver memoria de cálculo, punto 2.7.).

10. Las placas deflectoras transversales serán segmentadas al 25%, es decir, tendrán un segmento libre igual al 25% del diámetro interior ( $D_c$ ) de la carcasa. Estas placas tienen como finalidad alargar el camino del fluido que circula por la

carcasa y mejorar así la transmisión de calor por el exterior de los tubos. El espaciamiento entre las placas deflectoras está comprendido entre  $D_c/5$  y  $D_c$ .

Así pues, para el condensador de este proyecto, según la Tubular Exchanger Manufacturers Association (a partir de ahora TEMA), se han elegido las siguientes designaciones:

- Para el cabezal estacionario un tipo B (casquete).
- Para la carcasa una tipo E (carcasa de un paso).
- Para el cabezal posterior un tipo U (haz de tubos de U).

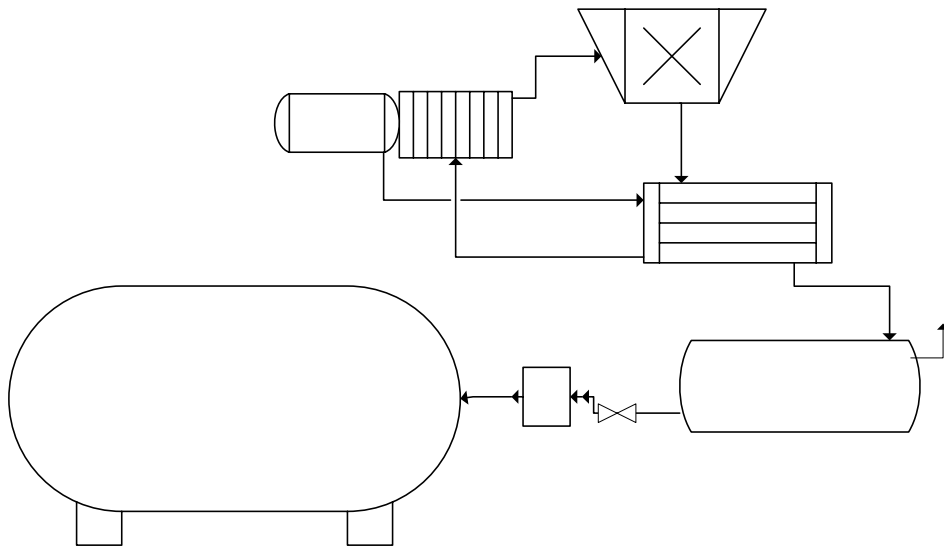
En definitiva, un intercambiador tipo BEU (ver anexo 1.3.).

Los tubos en U tienen un diseño más económico e implica menores costes de mantenimiento, sobre todo en servicios a alta presión al permitir la libre expansión de los tubos en el interior de la carcasa y evitar además el disponer de un cabezal flotante. Como contrapartida, el diámetro exterior de doblez de los tubos en U es de tres a cuatro veces el diámetro exterior del tubo, por tanto han de suprimirse los tubos situados en el interior del haz cuyo diámetro de doblez fuese inferior, por esto, el  $D_c$  debe ser el inmediatamente superior al que aparece en la tabla de cuenta de tubos.

### **1.4.3. Descripción general del proceso.**

La unidad ha sido proyectada para una producción máxima de  $3000 \text{ m}^3/\text{h}$  de VOC's. Este caudal es el mismo que el de inertización. De manera que el caudal de producción o recuperación será el mismo que el caudal de nitrógeno gaseoso para la inertización. En el diagrama 1 se puede ver la instalación.

La recuperación se lleva a cabo en la GRS diseñada para la capacidad arriba expuesta. El proceso de recuperación es un complemento al de inertización que actualmente realiza la empresa para la que ha sido diseñado el proyecto. Esto quiere decir que la GRS depende del evaporador para operar; sin embargo, el evaporador es independiente. En cualquier caso, este evaporador es necesario para generar la corriente de inertización que, a su vez, es la responsable de la corriente de recuperación del sistema proyectado.



- |                                 |                              |
|---------------------------------|------------------------------|
| 1 Depósito de nitrógeno líquido | 6 Bomba de VOC's licuados    |
| 2 Evaporador                    | 7 Tanque de almacenamiento   |
| 3 Tanque del buque              | 8 Purga de nitrógeno gaseoso |
| 4 Unidad de recuperación: GRS   |                              |
| 5 Botellón de separación        |                              |

Diagrama 1.-Esquema general del sistema.

El proceso es discontinuo. Esto es así porque la empresa trabaja por encargos, es decir, cuando un barco lo solicita se le inertiza uno o varios de los tanques de carga, acabando el servicio cuando se han introducido, aproximadamente, tres veces el volumen de nitrógeno equivalente al volumen total del tanque. Por tanto, si un tanque tienen una capacidad de unos 6000 m<sup>3</sup> se introducirán unos 18000 m<sup>3</sup> de nitrógeno gaseoso a unos 20 °C, que es la temperatura a la que se suele operar normalmente.

El proceso de inertización consiste en introducir nitrógeno gaseoso en el tanque en cuestión hasta que se implante el GRS proyectado. Este nitrógeno viene del tanque de nitrógeno líquido que se encuentra al lado del evaporador. El nitrógeno se hace pasar por el evaporador donde se calienta hasta la temperatura requerida para la operación. Este calentamiento se hace por transferencia de calor con el aire por convección, donde unos ventiladores hacen que esta transferencia sea forzada. La planta puede dar un servicio de 3000 m<sup>3</sup>/h de nitrógeno gaseoso a una temperatura máxima de 80°C. Sin embargo, siempre se suele trabajar a unos 1200 m<sup>3</sup>/h de caudal y a unos 20 °C, que es la temperatura ambiente aproximadamente. Una vez que el nitrógeno empieza a entrar en el tanque a un caudal determinado empieza a salir un caudal similar de VOC's por la salida del tanque. Este caudal de salida está compuesto principalmente de VOC's, en un inicio; sin embargo, a medida que transcurre la operación irá disminuyendo la cantidad de VOC's en la corriente y aumentando la cantidad de nitrógeno gaseoso, este procede del que se está introduciendo para inertizar.

Este nitrógeno entrará en la GRS con los VOC's y no condensará, por lo que habrá que separarlo en el botellón de separación que hay situado después del condensador. De esta manera, quedarán dos fases en el botellón, una fase líquida que es el condensado de VOC's y otra gaseosa que es principalmente nitrógeno y trazas de los VOC's que no han condensado. Este nitrógeno se eliminará a la atmósfera por una purga que tiene el botellón. El condensado pasará al tanque de almacenamiento impulsado por una bomba de

aire comprimido, la cual será explicada con más detenimiento en el apartado de descripción de sistemas y equipos.

Una etapa previa de preparación del condensador consistirá en la introducción de nitrógeno líquido a la temperatura de saturación hasta que se ha alcanzado un estado estacionario, es decir, hasta que la diferencia entre la temperatura del nitrógeno a la entrada y a la salida sea de menos de 1 °C. Este nitrógeno viene del mismo depósito de nitrógeno líquido utilizado para la inertización, el cual una vez que haya cedido su poder criogénico en el proceso de recuperación de VOC's volverá a ser introducido en el evaporador.

Los VOC's entran en el condensador en fase gas y a una temperatura máxima aproximada de 20°C. Una vez que han recorrido todo el condensador por la carcasa pasan al botellón de separación en forma líquida, a unos -50°C. Aquí quedarán estancados un tiempo mínimo de 5 minutos hasta que se han separado la fase líquida y la gaseosa. Después se transportará la fase líquida (VOC's licuados y recuperados) hasta el tanque de almacenamiento (camión cisterna), por medio de una bomba de aire comprimido.

El intercambiador de calor se ha diseñado para recuperar el 99% de los VOC's introducidos. Garantizando un funcionamiento efectivo siempre que se opere dentro de las condiciones establecidas.

#### **1.4.4. Régimen de fabricación.**

##### **1.4.4.1. Régimen funcional.**

La planta móvil operará en un régimen discontinuo y la duración de cada ciclo dependerá del volumen del tanque. De todas formas la planta se

encuentra limitada por el volumen del tanque de nitrógeno líquido, que tiene un volumen aproximado de  $16 \text{ m}^3$  de nitrógeno líquido a temperatura de saturación. Esto equivale a unos  $15000 \text{ m}^3$  de nitrógeno gaseoso a temperatura ambiente, unos  $20^\circ\text{C}$ .

Teniendo estos números en cuenta, la planta no podrá inertizar tanques de un volumen superior a  $5000 \text{ m}^3$ , a priori. Hay que recordar que el volumen introducido de gas debe ser el triple aproximadamente al volumen total del tanque.

Con respecto a la duración de la operación tampoco se puede ajustar a un patrón fijo de tiempo. Cada operación estará condicionada por una serie de factores. Normalmente, el caudal máximo de trabajo suele ser de unos  $1000\text{-}1200 \text{ m}^3/\text{h}$ . Aun así, el caudal normal es de unos  $600 \text{ m}^3$ . De esta forma se puede hacer una media del tiempo de operación de unas 8 horas. Este valor es solamente representativo.

En cada ciclo u operación se operará de la misma forma. Primero habrá que empezar a hacer pasar el nitrógeno líquido por el evaporador para llevarlo a la temperatura de operación. Al mismo tiempo se hace pasar nitrógeno líquido a un caudal similar por el condensador para que este quede a la temperatura ideal de recuperación de los gases. El nitrógeno que ya ha pasado por el condensador se devuelve al evaporador por una de las conexiones para que se una a la corriente de inertización. Después empezará a entrar la corriente de VOC's por la carcasa del intercambiador, obteniéndose una corriente de mezcla de licuados y gases por la salida. Esta corriente se separa en el botellón preparado para tal efecto y, por último, se conducen los licuados al tanque de recuperación.

Con respecto al caudal de nitrógeno por el interior de los tubos del intercambiador, se trabajará con un caudal previamente estimado que hay

en una tabla en el anexo 1.12. Este caudal será función de la composición de los VOC's (mirar punto 1.5.2. de la memoria descriptiva) y del caudal con el que estén entrando en la carcasa. El proyecto ha sido diseñado para 3.000 m<sup>3</sup>/h de propano.

#### **1.4.4.2. Régimen laboral.**

Esta planta no necesita un número excesivo de personas ya que es un sistema sencillo de manejar.

Será necesaria la presencia de un técnico que vigile los caudales en todo momento, ajustándolos si fuera necesario, en el caso en el que los VOC's no licuaran con el caudal de nitrógeno inicialmente estimado, teniendo que aumentarlo; o en el caso en el que la temperatura de subenfriamiento de los VOC's fuera muy baja con respecto a la predicha en los cálculos, con lo que tendría que disminuir el caudal de nitrógeno a la entrada en el intercambiador.

También será necesaria la presencia de dos operarios que coloquen debidamente las conexiones de las distintas líneas y que estén preparados para cualquier imprevisto, además del conductor del trailer que transporta la planta móvil.

#### **1.4.5. Descripción de sistemas y equipos.**

##### **1.4.5.1. Lista de equipos:**

Los equipos que intervienen en el proceso productivo son los que a continuación se citan:

- Intercambiador de calor.
- Bomba de gases licuados.
- Botellón de separación.
- Tanque de almacenamiento.

#### **1.4.5.2. Selección de materiales:**

Los metales y aleaciones cuya estructura es del tipo cúbica centrada en las caras (fcc) son los que se emplean más a menudo en la construcción de equipos criogénicos. Metales como Al, Cu, Ni y sus aleaciones, así como los aceros austeníticos de tipo 18-8, son de tipo fcc y no exhiben una transición dúctil-frágil por impacto a bajas temperaturas. Por lo general, las propiedades mecánicas de estos metales, con la excepción del aluminio 2024-T4, mejoran al disminuir la temperatura. Los metales y aleaciones con estructura cúbica centrada en el cuerpo (bcc) y hexagonal (hcp) no son recomendables para actividades criogénicas.

El material que ofrece mayores prestaciones en lo que a la transmisión de calor se refiere es el cobre, sin embargo, éste puede ser corroído por los gases que intervienen en la operación, con lo cual es imperativo utilizar acero inoxidable en todos los elementos del sistema.

El acero utilizado será el AISI 304 (18-8), que es el que mejor se adapta en condiciones criogénicas. Las conducciones en algunos tramos podrán ser de otro material que se especifica con mayor claridad en el punto 1.6.2.

El término 18-8 significa que tiene aproximadamente (no exactamente) 18% de cromo y 8% de níquel. El término "18-8" se usa intercambiabilmente para caracterizar montajes hechos de 302, 302HQ, 303,



304, 305, 384, XM7, y otras variables de estos grados con composiciones químicas parecidas. Hay una diferencia pequeña generalizada en la resistencia a la corrosión entre los Tipos " 18-8", pero leves diferencias en la composición química hacen que ciertos grados sean más resistentes que otros contra químicos particulares o atmósferas. El " 18-8" tiene una resistencia a la de corrosión superior a la serie inoxidable 400, generalmente es no-magnetizable, y es endurecible solamente al trabajarse en frío.

La 304 es la aleación básica. El Tipo 304 (18-8) es un acero austenítico que posee un mínimo de 18% de cromo y 8% de níquel, combinado con un máximo de 0.08% de carbono. Es un acero no-magnetizable que no puede endurecerse por tratamiento al calor, pero en cambio debe de ser trabajado en frío para obtener resistencias tensiles superiores.

Además, el intercambiador de calor, el botellón de separación, el tanque de almacenamiento y aquellas conducciones que transporten nitrógeno líquido o VOC's licuados deberán ir calorifugadas adecuadamente.

El aislante seleccionado es el poliuretano expandido. Este aislante resiste temperaturas desde -200 °C hasta 100 °C, con picos de 120 °C. Es un aislante fácil de instalar, con un mantenimiento mínimo y una eficacia en la calorifugación aceptable. El tiempo de vida mínimo es de 10 años y cumple con todas las exigencias sanitarias, de salud y de seguridad. Los equipos que vayan calorifugados con este material llevarán una cubierta de acero galvanizado para evitar el contacto directo del aislante con la lluvia, el viento, el sol, etc., pues el trabajo se hará a la intemperie; además, evitará que reciba golpes directos producidos en las tareas de transporte y manejo de la unidad.

**1.4.5.3. Intercambiador de calor:**

Este intercambiador de calor actuará como un condensador total, con lo cual permitirá la transferencia de calor entre la corriente que viaja por la carcasa y que viene del tanque inertizado y la corriente de nitrógeno empleada por el interior de los tubos.

Antes de que se describa el equipo en cuestión con los cálculos que se han realizado en el anexo de cálculos es necesario que se conozcan todas las partes de un intercambiador.

El intercambiador de carcasa y tubos está constituido por un haz de tubos, situado entre dos placas tubulares y soportadas por un número determinado de deflectores. En las figuras que siguen a continuación se pueden observar distintos tipos de intercambiadores de carcasa y tubos según sean el tipo de cabezal o el tipo de tubos.



FIG. 7.15. Intercambiador 1-2 de cabeza flotante empacada. (Patterson Foundry & Machine Co.)

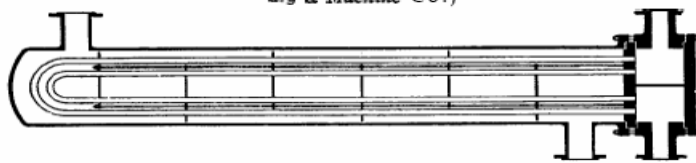


FIG. 7.16. Intercambiador 1-2 con tubos en U. (Patterson Foundry & Machine Co.)

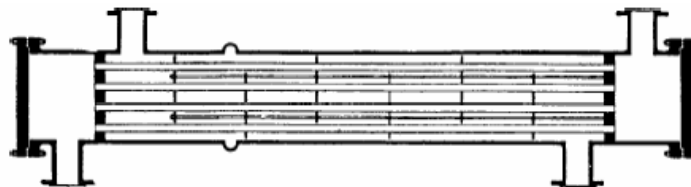


FIG. 7.9. Intercambiador con cabezal de tubos fijo con carretes integrales. (Patterson Foundry & Machine Co.)

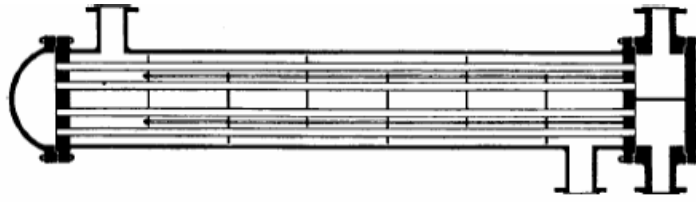


FIG. 7.10. Intercambiador 1-2 de cabezal fijo. (Patterson Foundry & Machine Co.)

- Figura 6. Ejemplos de distintos intercambiadores de carcasa y tubo.

En cada extremo del haz de tubos se fijan las cajas de distribución que aseguran la circulación del fluido por el interior del haz en uno o varios pasos. El haz de tubos se aloja en una carcasa, provista de una tobera de entrada y otra de salida para el segundo fluido, que circula por la propia carcasa siguiendo la trayectoria impuesta por las placas deflectoras.

A continuación se describen las partes fundamentales de un intercambiador de calor:

1. Haz tubular: es un cierto número de tubos unidos a una placa tubular perpendicular a ellos y colocados de una forma regular. Los tubos para intercambiadores de calor también se conocen como tubos para condensador y no deberán confundirse con tubos de acero u otro tipo de tubería obtenida por extrusión a tamaños normales de tubería de hierro. El diámetro exterior de los tubos es el diámetro exterior real en pulgadas dentro de tolerancias muy estrictas. Se pueden obtener en diferentes groesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. En el anexo 1.1., se enlistan los tamaños de tubo que generalmente están disponibles, de los cuáles los  $\frac{3}{4}$ " y 1" son lo más comunes en el diseño. Estas tablas están preparadas para los dos tipos de arreglos más usados en la industria que son el cuadrado y el triangular. Ver figura.

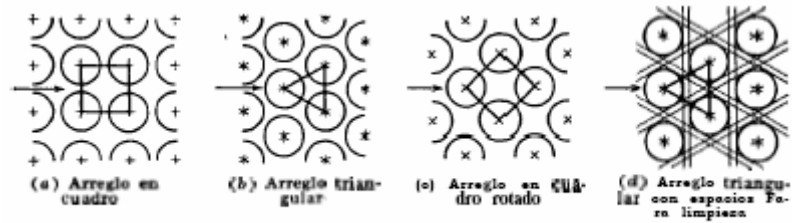


Fig. 7.3. Arreglos comunes para los tubos de intercambiadores

.- Figura 7. Tipos de arreglos más comunes.

Dentro de cada tipo de arreglo existen unos espaciados entre los tubos estándar, ya que los orificios de los tubos no pueden taladrarse muy cerca uno de otro, ya que una franja demasiado estrecha de metal entre los tubos adyacentes debilita estructuralmente el cabezal de tubos o espejo. La distancia más corta entre dos orificios adyacentes es el claro o ligadura, y éstos a la fecha, son estándar. El espaciado de los tubos  $P_t$  es la distancia menor de centro a centro en tubos adyacentes. Los espacios más comunes son los que vienen especificados en la tabla 1 de la memoria descriptiva del proyecto.

2. Coraza o carcasa: es la envolvente que rodea al haz tubular. En ella están soldados los silletes que soportan el intercambiador y que le apoyan sobre la cimentación. Las corazas de hasta 12 in de diámetro IPS se fabrican de tubo de acero. Desde 12 hasta 24 in el diámetro exterior real y el diámetro nominal del tubo son los mismos. El grueso estándar para corazas con diámetros interiores de 12 a 24 in inclusive, es de  $3/8''$ , lo que es satisfactorio para presiones de operación por el lado de la coraza hasta de  $300 \text{ lb/in}^2$ . Se pueden obtener mayores gruesos para presiones superiores. Las corazas mayores de 24 in de diámetro se fabrican rolando placas de acero.

3. Distribuidor: Es la zona por la que entra el fluido que va a pasar por el interior de los tubos. En el caso del intercambiador proyectado el distribuidor tendrá una placa de división para facilitar los dos pasos por los tubos. Como se puede observar en la figura 6 de la memoria descriptiva del proyecto. El distribuidor proyectado es un tipo B que es más fácil de

desmontar para la sustitución de los tubos que el C y soporta mejor la presión que el tipo A. Ver anexo 1.3.

4.Fondo de carcasa: Es la tapa de la carcasa que se encuentra en el lado opuesto al del distribuidor. Este fondo debe ser flotante para permitir la expansión térmica de los tubos debida a los cambios de temperatura que experimenta. En el caso de este proyecto este fondo se sustituye por un haz de tubos en U, como se muestra en la figura 6 de la memoria descriptiva.

5.Placas deflectoras: estas son una opción y no forman una parte imprescindible de un intercambiador de calor aunque sí favorecerán la transferencia de calor en gran medida. Está claro que se logran coeficientes de transferencia de calor más altos cuando el líquido se mantiene en estado de turbulencia y esto es lo que hacen las placas deflectoras. Estos deflectores hacen que el líquido fluya a través de la coraza a ángulos rectos con el eje de los tubos. Los deflectores se mantienen firmemente mediante espaciadores, que consisten de un pasador atornillado en el cabezal de tubos o espejo y un cierto número de trozos de tubo que forman hombreras entre deflectores adyacentes. Un detalle amplificado se muestra en la siguiente figura.

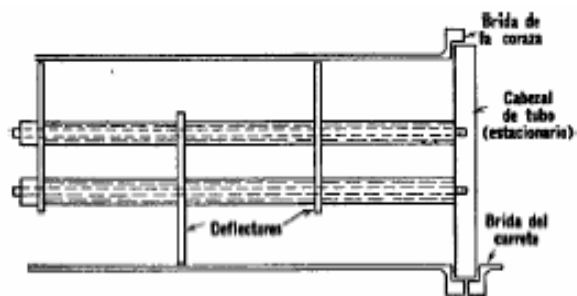


FIG. 7.5. Espaciador de deflector (aumentado)

.- Figura 8. *Espaciador de deflectores.*

Existen varios tipos de deflectores que se emplean en los intercambiadores de calor, pero los más comunes son los deflectores segmentados al 25% como se pueden ver la siguiente figura. Son hojas de metal perforadas cuyas alturas son generalmente un 75% del diámetro interior de la coraza.

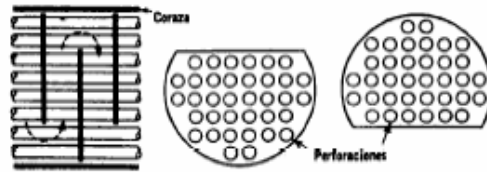


Fig. 7.6. Detalle de deflector segmentado

.- Figura 9. *Detalle de un deflector segmentado al 25%.*

El uso de un intercambiador 1-2 como condensador requiere usualmente modificaciones en la entrada para que el vapor no esté sujeto a caídas de presión considerables al entrar a la coraza. Esto puede llevarse a efecto en cualquiera de estas tres formas: el vapor puede introducirse a través del cinturón de vapor como se muestra en la siguiente figura.

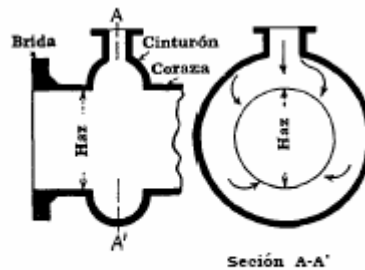


Fig. 12.14. Detalle de cinturón de vapor

.- Figura 10. *Detalle de cinturón de vapor.*

También mediante una boquilla abocinada indicada en la figura de abajo.

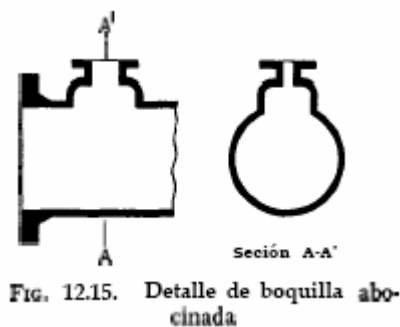


Fig. 12.15. Detalle de boquilla abocinada

.- Figura 11. *Detalle de boquilla abocinada.*

El tercer método es la eliminación de alguno de los tubos del haz situados cerca de la boquilla de entrada a la coraza. En este proyecto se ha optado por utilizar el segundo método: una boquilla abocinada.

Otro factor importante a tener en cuenta en un condensador horizontal es que cuando se usen deflectores segmentados convencionales como es el caso, es imperativo que se arreglen para flujo de lado a lado y no flujos de arriba abajo, como se muestra en la primera figura de la página anterior. Esto involucra la rotación del haz de tubos unos 90° antes de atornillar el carrete a la brida de la coraza. Si no se arregla el flujo de lado a lado, se originarán lagunas de condensado entre cada par de deflectores cuyas áreas muertas están en la parte superior de la coraza impidiendo el paso de vapor. Además de esta variación también habrá que hacer unas perforaciones en la parte más baja de las placas deflectoras para facilitar el paso de condensado hasta la salida de la carcasa; esto irá acompañado de una pequeña inclinación del intercambiador dirigida también hacia la salida del mismo. De manera que el soporte fijo sea 1 cm. más alto, aproximadamente. (Ver planos).

Una vez que se hacen los cálculos de los equilibrios y balances de calor se comprueba que el calor que hay que absorber para que los VOC's se subenfrien unos pocos grados es de un 2,5% con respecto al calor total intercambiado, por lo cual es prácticamente inapreciable. Esto quiere decir que los cálculos se han centrado en la estimación del coeficiente de transferencia de calor para la parte del desobrecalentamiento y la condensación de los gases, como se puede observar con más detalle en el anexo de cálculos. Los datos más importantes del equipo son:

<b>Tipo de intercambiador</b>	<b>BEU</b>
<b>Calor intercambiado</b>	<b>816.784,25 W</b>
<b>Coefficiente global de transferencia de calor</b>	<b>407 W/m<sup>2</sup>·K</b>
<b>LADO DE TUBOS</b>	
<b>Número de pasos</b>	<b>2</b>
<b>Longitud de tubos (ft)</b>	<b>12</b>
<b>Número de tubos</b>	<b>90</b>
<b>Espaciamiento entre tubos (in)</b>	<b>15/16"</b>
<b>Arreglo de los tubos</b>	<b>Triangular</b>
<b>Diámetro externo (in)</b>	<b>¾"</b>
<b>Espesor de los tubos (BWG)</b>	<b>14</b>
<b>Superficie exterior del tubo (ft<sup>2</sup>/ft)</b>	<b>0,1963</b>
<b>Pérdida de carga (Kg/cm<sup>2</sup>)</b>	<b>0,17</b>
<b>LADO DE CORAZA</b>	
<b>Número de pasos</b>	<b>1</b>
<b>Diámetro de la coraza (in)</b>	<b>13 ¼"</b>
<b>Distancia entre deflectores (in)</b>	<b>6"</b>
<b>Número de deflectores</b>	<b>11</b>
<b>Tipo de deflector</b>	<b>Segmentado al 25%</b>
<b>Pérdida de carga (Kg/cm<sup>2</sup>)</b>	<b>0,116</b>

- Tabla 2. Resultados del intercambiador de calor.

#### 1.4.5.4. Bomba de gases licuados:

Esta bomba se encargará del transporte de los gases y vapores una vez licuados; desde la salida del botellón de separación hasta el tanque de almacenamiento. Para ello es necesario conocer la pérdida de carga en el recorrido, el caudal de bombeo, la potencia, etc.

Esta bomba tiene una característica muy particular y es que no puede funcionar con electricidad como lo hacen la mayoría de las bombas



utilizadas en la industria. Esto es así porque el fluido que transporta es considerado mercancía peligrosa y una chispa producida por alguno de los cables de suministro eléctrico podría desembocar en un incendio o una explosión. Aunque para que esto ocurra se necesita un mínimo de un 2,5% aproximadamente de aire en la mezcla y que las temperaturas estén por encima de los 0°C, pero aún así la legislación obliga a tener una serie de permisos para poder trabajar con una bomba eléctrica, en un caso con este.

Para evitar este problema se trabaja con una bomba de aire comprimido. Estas bombas funcionan con aire a presión como su nombre indica y se clasifican en el grupo de las bombas de desplazamiento positivo. Para obviar en buena parte el inconveniente que acarrea trabajar con pulsaciones en la bomba se utilizan bombas de doble diafragma. Estas atenúan la pulsación y funcionan con el aire comprimido que incide sobre el diafragma de la bomba en el cabezal. Esto acciona el proceso de succión en la parte opuesta del cabezal. Una vez el diafragma llega a su posición de límite una válvula cambia el aire comprimido hacia el cabezal previamente no-presurizado. El medio es entonces descargado y la parte de descarga ahora empieza el proceso de succión. La igualdad de presión entre el medio descargado y el aire comprimido en el área de descarga quiere decir que los diafragmas de la bomba tienen una vida de servicio larga. Puede bombear sin esfuerzo medios líquidos viscosos y sensitivos a rozamiento.

A continuación se muestran unas fotografías de algunos tipos de bombas accionadas por aire comprimido:



- Figura 12. *Fotografías de bombas de aire comprimido.*

Los resultados obtenidos en los cálculos son los siguientes:

<b>BOMBA DE IMPULSIÓN DE LICUADOS</b>	
<b>NPSH<sub>disponible</sub> (metros)</b>	<b>2,17</b>
<b>Caudal de bombeo (m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>9,5</b>
<b>Potencia real de la bomba (CV)</b>	<b>0,5</b>
<b>Altura real de impulsión (metros)</b>	<b>20,33</b>

.- Tabla 3. Resultados de la bomba de gases licuados.

#### 1.4.5.5. Botellón de separación:

Este botellón de separación será un recipiente horizontal de un volumen determinado, calculado en la memoria de cálculo, y cuya misión es la de separar el fluido recuperado y por tanto condensado en forma líquida de los restos residuales de gas que no hayan podido ser condensados.

Este gas no condensado estará formado principalmente de nitrógeno gaseoso, el cual procede del mismo nitrógeno que se ha introducido previamente en el tanque a inertizar y que se ha mezclado con la corriente de salida del propio tanque, llegando de esta forma hasta el intercambiador. También tendrá trazas de VOC's que no se han podido condensar.

De esta forma, en el botellón se formarán dos fases bien diferenciadas, una líquida (que interesa recuperar), que quedará en el fondo por el efecto de la gravedad; y otra gaseosa que estará en la parte superior del botellón. Cuando el gas del interior supere la presión del exterior saldrá a la atmósfera a través de una válvula de seguridad en la parte alta del botellón.

Con respecto a la forma geométrica del botellón se exigirá que el recipiente tenga una forma cilíndrica con fondos toriesféricos tipo Korboggen, para facilitar la salida del condensado.

Además, todo el recipiente será de acero inoxidable AISI 304 y estará calorifugado con poliuretano (ver de memoria de cálculos).

El volumen del botellón calculado en la memoria de cálculo es tal que asegura que el condensado tendrá un tiempo de residencia mínimo de 5 minutos dentro del mismo a caudal máximo; que es el tiempo recomendado para este tipo de recipientes.

Además, dispondrá de una conexión de entrada para la mezcla gas-líquido y una conexión de salida para el líquido, ambas de 1 ½”. También tendrá una válvula de seguridad para la salida del gas de 1”. Llevará una boca de hombre de 18” de diámetro interno y dos entradas más de 1 ½” cada una para el medidor de nivel. Las conexiones serán mediante bridas de cara resaltada, de la serie 150.

Las características del recipiente son las siguientes:

<b>Diámetro interior (mm)</b>	695
<b>Distancia entre HLL y parte superior del recipiente (mm)</b>	139
<b>Distancia entre LLL y parte inferior del recipiente (mm)</b>	127
<b>Longitud entre líneas de tangencia (mm)</b>	2.085
<b>Material</b>	AISI 304
<b>Sobreespesor de corrosión (mm)</b>	3
<b>Espesor del cuerpo (mm)</b>	4,76
<b>Espesor de los fondos (mm)</b>	4,76
<b>Tipo de fondo</b>	Korbbogen
<b>Tipos de soportes</b>	Cunas

- Tabla 4. Resultados del botellón de separación.

#### **1.4.5.6. Tanque de almacenamiento:**

El cometido de este tanque es el de almacenar todos los gases y vapores recuperados por la GRS. Es el último paso de la unidad, pero no por ello menos importante.

Este tanque de almacenamiento será transportado por un camión cisterna, esto quiere decir que en realidad no forma parte directa de la planta móvil. Las dos condiciones necesarias para que el tanque sea el adecuado es que:

1. El tanque esté calorifugado de manera que los gases recuperados no vuelvan al estado vapor hasta que no sea necesario para su uso como combustible.
2. El tanque tendrá el volumen requerido para poder almacenar todo los gases licuados durante la operación de inertización. Así pues, si el tanque a inertizar tiene un volumen de unos 5000 m<sup>3</sup> el tanque de almacenamiento deberá tener un mínimo de 20 m<sup>3</sup>; y así seguiría la progresión según fuese el volumen del tanque a inertizar.

## **1.5. MATERIAS PRIMAS Y PRODUCTOS.**

### **1.5.1. Nitrógeno líquido.**

El nitrógeno líquido es considerado en el presente proyecto como la materia prima mediante la cual los VOC's pasan del estado gaseoso al estado líquido.

El nitrógeno es no tóxico, incoloro, inodoro e insípido. Puede condensarse en forma de un líquido incoloro, que a su vez puede comprimirse como un sólido cristalino e incoloro. Tiene un punto de fusión de  $-210,01^{\circ}\text{C}$ , un punto de ebullición de  $-195,79^{\circ}\text{C}$  y un densidad de  $1,251\text{ g/l}$  a  $0^{\circ}\text{C}$  y  $1$  atmósfera de presión.

El nitrógeno compone cuatro quintos del volumen de aire en la Tierra. Es inerte y actúa como agente diluyente del oxígeno en los procesos de combustión y respiración.

Se combina con otros elementos únicamente a altas temperaturas y presiones.

La mayor parte del nitrógeno utilizado en la industria química se obtiene por destilación fraccionada del aire líquido, y se usa para sintetizar amoníaco, aunque también tiene una gran aplicación como agente inertizante de tanques de almacenamiento. El nitrógeno líquido tiene una aplicación muy extendida en el campo de la criogenia como agente enfriante. De hecho es muy utilizado en la industria petroquímica para la recuperación de VOC's, que es el objeto que ocupa este proyecto.

El principio básico de la *Recuperación Criogénica* es la condensación de los Compuestos Orgánicos Volátiles (VOC's) presentes en un efluente mediante el enfriamiento a muy bajas temperaturas de la corriente

gaseosa. Para producir este enfriamiento se utiliza como refrigerante el nitrógeno líquido, cuya temperatura de almacenamiento es de  $-196^{\circ}\text{C}$ .

En la planta de criogenización de VOC's se hace pasar el efluente a través de la unidad de tratamiento, donde se produce el contacto con las superficies frías del equipo. El diseño de los equipos se realiza pensando en que debe existir la mayor superficie interna de contacto posible, de tal manera que funcione como un filtro. Como resultado final obtenemos los VOC's licuados en un depósito y una salida del efluente completamente limpio. Con la utilización de esta tecnología estaremos seguros de cumplir con los límites legales más restrictivos, tanto actuales como venideros, además de conseguir unos beneficios económicos por servicio.

### **1.5.2. Compuestos orgánicos volátiles (VOC's).**

Los VOC's son considerados el producto de este proyecto, una vez que han sido licuados por la acción del nitrógeno líquido. Hay que recordar que nunca entran en contacto directo ambas corrientes, pudiéndose así reutilizar el nitrógeno refrigerante en la salida para inertizar el tanque del que se extraen los VOC's.

Los VOC's son sustancias químicas orgánicas cuya base es el carbono y se evaporan a temperatura y presión ambiental generando vapores, que pueden ser precursores del ozono en la atmósfera. Además del carbono es posible hallar en su composición hidrógeno, flúor, oxígeno, cloro, bromo, nitrógeno o azufre. Poseen propiedades volátiles, liposolubles, tóxicas e inflamables (en sus acepciones de riesgos). Por otra parte son muy buenos disolventes y muy eficaces para la disolución de pinturas y para el desengrase de materiales.

Los VOC's más importante son:

- butano
- propano

- xileno
- alcohol butílico
- metiletilcetona
- acetona
- etilenglicol
- tricloroetileno
- clorobenceno

Los VOC's proceden de distintas fuentes naturales y artificiales, aunque su mayor producción se realiza en actividades industriales. Algunas de los principales preparados que contienen VOC's son:

- Pinturas y barnices con base disolvente.
- Disolventes.
- Pegamentos.
- Dispersantes.
- Agentes desengrasantes y limpiantes.

Entre las sustancias naturales podemos encontrarlo en:

- Disolventes biodegradables (limoneno procedente de los cítricos).
- Emisiones generadas por los vegetales.

Cualquier actividad donde se empleen fundamentalmente disolventes orgánicos es susceptible de generar VOC's. Además, los VOC's pueden provenir de buques propaneros o butaneros.

La importancia de estos gases es tanto desde el punto de vista de la prevención de riesgos laborales como desde el punto de vista medio ambiental.

### **Desde la perspectiva medio ambiental**

Tienen una doble vertiente aparentemente contradictoria, por un lado como destructores del ozono estratosférico y por otro lado como precursores del ozono troposférico.

Como destructores del ozono, los Compuestos Orgánicos Volátiles pueden influir en la degradación de la capa de ozono como son el 1,1,1-tricloroetano y el tetracloruro de carbono. El protocolo de Kyoto y de Montreal contemplan actuaciones para disminuir las emisiones de estos compuestos a la atmósfera de manera que se evite su efecto sobre el ozono estratosférico.

Como precursores del ozono troposférico se producen como consecuencia de su reacción con los óxidos de nitrógeno presentes en la atmósfera y la luz solar. Se producen una serie de reacciones químicas que provocan formación de ozono a nivel del suelo. Estas reacciones son mucho más intensas en presencia de luz solar. A este fenómeno se le conoce como *smog fotoquímico* creándose atmósferas ricas en ozono de un color marrón -rojizo. El ozono es perjudicial para los seres humanos y las plantas, pues puede provocar graves daños respiratorios. A consecuencia de esto, en todo el territorio español existen redes de alerta a la población por contaminación de ozono.

La evitación del *smog fotoquímico* se consigue a partir de la reducción de las emisiones de óxidos de nitrógeno y de los compuestos orgánicos volátiles. Sobre todo, los picos de ozono se producen en verano por el incremento de la radiación solar, la disminución del movimiento de aire creando atmósferas más confinadas en las ciudades y lugares de emisión.

### **Desde el punto de vista de la prevención de riesgos laborales**

Los efectos de los VOC's se producen tanto a largo como a corto plazo. La principal vía de entrada es la inhalatoria pues como se ha mencionado producen con facilidad vapores que son fácilmente inhalados. La otra vía de entrada es por contacto, de manera que la piel de las personas puede quedar impregnada de estas sustancias.

Estos compuestos son liposolubles almacenándose en distintos puntos del cuerpo humano, gracias a su afinidad con las grasas. Esto provoca



que se vayan bioacumulando, aunque sus metabolitos (productos de degradación) sí se pueden eliminar fácilmente porque son hidrosolubles.

Entre los efectos que pueden tener son:

- Efectos psiquiátricos: irritabilidad, dificultades de concentración...
- Problemas en el aparato respiratorio.
- Algunos de los compuestos orgánicos que generan VOC's además son carcinogénicos (como el benceno).

Otro aspecto a tener en cuenta es el riesgo de explosión y de inflamabilidad. De ahí la razón por la que no se deben utilizar equipos eléctricos que entren en contacto directo con los VOC's.

#### **1.5.2.1. VOC's del proyecto:**

Los VOC's pueden venir de un tanque que ha transportado propano y ha sido vaciado. Este es el caso del proyecto, pero en este caso existe una particularidad:

- El 90% es propano,
- El 8% es butano
- El 3% se reparte principalmente entre xileno, etano y algunos alcoholes orgánicos.

Esto significa que para hacer los cálculos de las dimensiones del intercambiador se pueden tomar las propiedades del propano, como se demuestra en la memoria de cálculos. Siendo incluso la temperatura de condensación real superior a la que se toma, por lo que los cálculos son conservativos.

En el caso de que el buque sea butanero, la composición de la corriente de VOC's será la misma pero con un 90% de butano, garantizándose

la condensación de los mismos ya que la temperatura de condensación del butano es de unos  $-0,5^{\circ}\text{C}$  y la de la mezcla unos  $-3,5^{\circ}\text{C}$ , aproximadamente.

## **1.6. INSTRUMENTACIÓN, EQUIPAMIENTO E INSTALACIONES.**

### **1.6.1. Sistema de control.**

El gran desarrollo habido en los últimos años en los procesos productivos de la industria ha dado lugar a que actualmente sea imprescindible la existencia de industrias modernas con sistemas de control adecuados.

El término de control automático o regulación automática se refiere al hecho de procurar que una variable de proceso (variable a controlar) se mantenga igual a un valor (punto de consigna), mediante la manipulación de alguna otra variable.

En este punto se exponen los principales lazos de control además de una serie de consideraciones sobre las válvulas de control y seguridad.

La instrumentación asociada al control del proceso puede clasificarse en:

- Instrumentos de medida de temperatura.
- Instrumentos de medida de nivel.
- Instrumentos de medida de caudal.
- Instrumentos de medida de explosividad.

Las válvulas de seguridad no se dimensionan en el presente proyecto, aunque si se mencionan las causas por las cuales puede darse una sobrepresión en los recipientes a presión. Estos datos servirán de partida para una posterior ingeniería de detalle. Las causas de sobrepresión determinan el caudal de descarga de la válvula, valor necesario para hallar el área del orificio, dato con el cual se dimensionan las válvulas haciendo uso de tablas aportadas por el fabricante.

Para más información se hace referencia al diagrama de control e instrumentación del documento “planos”.

### **1.6.1.1. Sistema de control de temperatura.**

La temperatura es uno de los parámetros más importantes a controlar para el correcto funcionamiento de la unidad. Para ello se elige un control de la temperatura de tipo lineal, de manera que el operario observará la lectura de la temperatura y a partir de ella aumentará o disminuirá el caudal de nitrógeno líquido que entra en el intercambiador.

Se colocarán un sensor de temperatura a la salida de los VOC's licuados; la temperatura de estos debe estar entre  $-43^{\circ}\text{C}$  y  $-50^{\circ}\text{C}$ ; de forma que cuando la temperatura sea superior al valor señalado se aumentará el caudal de nitrógeno hasta que la temperatura vuelva a estar dentro del rango marcado; cuando la temperatura esté por debajo del límite inferior se disminuirá el caudal de nitrógeno líquido.

Se ha elegido una termorresistencia para el control de la temperatura ya que tienen una gran precisión y estabilidad en amplios alcances y da una señal mayor de salida que el termopar. Su linealidad es excelente y el tiempo de respuesta es sólo de 3 segundos. El inconveniente principal que presenta es la fragilidad, por lo que deberá de ser tratado con extrema delicadeza. Estos sensores son más caros que los termopares pero dan mayores prestaciones para el servicio que se requiere. Lo que se persigue con más prioridad es la precisión, ya que un grado de error en la lectura puede hacer que el fluido se evapore; y para ello las termorresistencias son las mejores del mercado actual.

El control de temperatura constará de:

- Termorresistencia RTD Pt-100 de vaina de acero inoxidable AISI-304, modelo *Bolt-on probe P-93822-50* de *Cole-Parmer* o similar.

No habrá un controlador ya que el control será manual y lo hará el propio operario *in situ*.

Además de esto también se colocarán termómetros con rangos -200 a -40°C, según sea la corriente a controlar, en todas las entradas y salidas del intercambiador, para la observación visual de la efectividad del sistema de intercambio por parte del técnico.

#### **1.6.1.2. Sistema de control de nivel.**

Este sistema controlará en todo momento el nivel de fluido condensado en el botellón de separación, de manera que garantizará que este depósito no esté nunca lleno al 100% de su capacidad y que tampoco esté nunca vacío durante la operación.

Se colocará un sensor de nivel que será un electrodo de control. Este electrodo de control es usado comúnmente para el control de una bomba o para detectar niveles altos y bajos. De esta manera cuando el nivel del depósito supere el HLL del depósito, la bomba se pondrá en marcha accionando el mecanismo de aire comprimido. Cuando el nivel esté por debajo del LLL del depósito se detendrá la bomba, hasta que el nivel vuelva a subir de nuevo al nivel máximo de llenado (HLL).

Se elige un electrodo de control porque es muy simple y barato, aunque no es demasiado exacto. Sin embargo, en este caso eso no es importante ya que lo relevante es que el depósito nunca quede ni totalmente lleno ni totalmente vacío.

El lazo de control de nivel se compondrá de:

- *Electrodo de control 501 MJK* o similar, de acero inoxidable AISI 316.

El mismo sistema incluye un relé de nivel para montaje en carril DIN combinado con diferentes rangos de electrodos. El relé es el que se encarga de accionar el mecanismo de aire comprimido a modo de interruptor.

### **1.6.1.3. Sistema de control de caudal.**

El control del caudal de la corriente de VOC's se hace mediante el control del caudal del nitrógeno gaseoso que se introduce en el tanque a inertizar del que provienen los VOC's. Por lo tanto, el caudal que hay que controlar es el de entrada de nitrógeno líquido en el intercambiador.

El controlador de caudal será de acero inoxidable AISI 304 y se colocará en la tubería que va desde el tanque de nitrógeno líquido hasta la entrada del intercambiador.

Será un medidor tipo *VOLTEX*, con un rango de medida desde 2 m<sup>3</sup>/h hasta 15 m<sup>3</sup>/h. La precisión en condiciones normales de servicio es de +/- 1% del caudal real.

Con la lectura del caudal el operario se encargará de su regulación de forma manual.

### **1.6.1.4. Sistema de control de explosividad.**

Este sistema se colocará en el botellón de separación, donde el sensor medirá la cantidad de VOC's que no han sido condensados y que han quedado en forma gaseosa.

Este tipo de sensores se llaman sensores tipo LEL (low explosive level) y miden el nivel inferior de explosividad de una mezcla gaseosa. Este en concreto deberá concentrarse en los gases de propano y butano.

Esta medida será un indicativo de la eficacia del proceso, de manera que si el nivel de LEL es demasiado alto (más del 10%) quiere decir que el proceso no está siendo suficientemente eficaz, por lo que se podrá aumentar ligeramente el caudal de nitrógeno líquido para favorecer la condensación.

Se utilizará un medidor de gases *GD-3000* para gases inflamables (gas natural, propano, butano...) y mezclas de gasolina o similar. Las mediciones se harán en la válvula de seguridad del botellón, por donde irán

saliendo los gases sobrantes de la condensación, cada 5 minutos aproximadamente, para tener un control sobre la efectividad de la recuperación.

#### **1.6.1.5. Válvulas.**

Las válvulas son los elementos fundamentales de regulación del flujo que circula por las tuberías. El tipo de acción que ha de realizar la válvula y las características del fluido son los elementos básicos a la hora de especificar la válvula en lo que se refiere al tipo de obturador y los materiales a utilizar en las diversas partes de la misma, y de un modo particular en las partes internas que realizan el cierre.

El material de las válvulas debe ser acero inoxidable AISI 304.

Se colocarán las siguientes válvulas:

➤ *Válvula de seguridad:* tiene la función de mantener la presión de la instalación por debajo de un límite establecido, se trata de un regulador automático cuya intervención es producida por la presión estática que existe a la entrada de la válvula. Su apertura se produce de forma proporcional al aumento de la presión en la entrada. Se caracteriza por su descarga repentina, con aperturas totales y rápidas (disparo). Esta válvula irá situada en el botellón de separación para evacuar las posibles sobrepresiones que puedan tener lugar en el sistema por un mal funcionamiento o simplemente por el transcurso de la operación.

➤ *Válvula de control:* hacen la función de controlar el caudal. Se suelen activar mediante controladores, sin embargo en el presente proyecto se manejarán de manera manual. Se colocará una válvula de control en la salida del botellón de separación para controlar el flujo que entra en la bomba y otra a la entrada del mismo para controlar el caudal de entrada en el botellón.

➤ *Válvula de retención:* estará colocada entre la bomba y el tanque de almacenamiento. Sólo permiten el flujo en

una dirección, con lo cual impiden que haya un retorno de líquido hacia la bomba.

Para el control del caudal de refrigerante el propio depósito de nitrógeno líquido tiene las válvulas de control incorporadas, por lo cual no se entrará en detalle en este proyecto. Igualmente ocurre con el caudal de VOC's, que está controlado por el caudal de nitrógeno gaseoso que viene del evaporador.

### **1.6.2. Red de conducciones.**

Se han diseñado las conducciones de transporte de nitrógeno líquido desde el depósito en cuestión hasta el intercambiador, la de transporte del nitrógeno gaseoso desde el intercambiador hasta el evaporador, la de transporte de los VOC's desde el tanque a inertizar hasta el intercambiador, la de paso de los VOC's condensados desde el intercambiador hasta el botellón de separación, la que va desde el botellón hasta la bomba y la que va desde la bomba hasta el tanque de almacenamiento de gases recuperados. Todas estas conducciones, proyectadas del mismo material, se conocen en la industria como mangueras criogénicas. Las conexiones de todas las conducciones serán de brida loca de la serie 150, de cara resaltada. El espesor de las líneas es de sch-160.

#### **1.6.2.1. Conducción de nitrógeno líquido.**

Esta conducción y todos sus accesorios se han proyectado de acero inoxidable AISI 304 flexible, de diámetro nominal 1 ½". Estará aislada con poliuretano con un espesor de 85 mm.

#### **1.6.2.2. Conducción de nitrógeno gaseoso.**

Esta conducción y todos sus accesorios se han proyectado de acero inoxidable AISI 304 flexible, de diámetro nominal de 2". No estará aislada.



**1.6.2.3. Conducción de VOC's gaseosos.**

Esta conducción y todos sus accesorios se han proyectado de acero inoxidable AISI 304 flexible, de diámetro nominal de 2". No estará aislada.

**1.6.2.4. Conducción de VOC's desde el intercambiador hasta el botellón y desde el botellón a la bomba.**

Esta conducción y todos sus accesorios se han proyectado de acero inoxidable AISI 304, de diámetro nominal de 1 ½". Estará aislada con poliuretano con un espesor de 70 mm.

**1.6.2.5. Conducción de VOC's desde la bomba al tanque de almacenamiento.**

Esta conducción y todos sus accesorios se han proyectado de acero inoxidable AISI 304 flexible, con un diámetro nominal de 1 ½". Estará aislada con poliuretano con un espesor de 70 mm.

## **1.7. PREVENCIÓN DE RIESGOS LABORALES.**

Se tendrá en cuenta que la planta móvil estará situada en un muelle, por lo general, por lo que tendrá que ajustarse al plan de prevención de riesgos laborales de éste.

En este apartado se tratarán las medidas necesarias para procurar la seguridad e higiene laboral. Esto no se restringe únicamente a evitar accidentes y enfermedades profesionales, sino también a procurar las mejores condiciones posibles para los trabajadores.

### **1.7.1. Seguridad e higiene laboral.**

En el diseño de la planta y de las actividades a realizar, así como los productos a manejar, se ha tenido especial cuidado en cumplir la LEY 31/1995 de 8 de noviembre (Ley de Prevención de Riesgos Laborales). Se ha procurado seguir los principios generales de la acción preventiva expuestos en el punto 1 del Artículo 15, del Capítulo III (derechos y obligaciones) de dicha ley. Estos son:

- Evaluar los riesgos.
- Evaluar los riesgos que no se pueden evitar.
- Combatir los riesgos en su origen.
- Adaptar el trabajo a la persona, en particular en lo que respecta a la concepción del puesto de trabajo, así como a la elección de los métodos de trabajo y de producción, con miras, en particular, a atenuar el trabajo monótono y repetitivo y a reducir los efectos del mismo en la salud.
- Tener en cuenta la evolución de la técnica.
- Sustituir lo peligroso por lo que entrañe poco o ningún peligro.
- Planificar la prevención, buscando un conjunto coherente que integre en ella la técnica, la organización del trabajo, las condiciones de

trabajo, las relaciones sociales y la influencia de los factores ambientales en el trabajo.

- Adoptar medidas que antepongan la protección colectiva a la individual.
- Dar las debidas instrucciones a los trabajadores.

Para cumplir estos preceptos se ha procurado disponer en el diseño el uso de sustancias y equipos que presenten el menor riesgo posible y sean acordes con el **R. D. 1215/1997**, Utilización de equipos de trabajo.

Para las *disposiciones mínimas de seguridad y salud en los lugares de trabajo*, se tendrá presente el **R. D. 486/1997**. Estas normas mínimas son:

- Seguridad estructural: estabilidad y solidez.
- Dimensiones de los locales.
- Vías de circulación.
- Vías y salidas de evacuación y emergencia.
- Equipo de detección y lucha contra incendios.
- Orden, limpieza y mantenimiento.
- Condiciones ambientales: ventilación y temperatura.
- Iluminación.
- Locales de primeros auxilios.
- Etc.

Para los aparatos a presión se tendrá presente la siguiente normativa: **R.D. 1244/1979**, de 4 de abril, por el que se aprueba el *Reglamento de los Aparatos a Presión*, **R.D. 769/1999**, de 7 de mayo, que dicta las disposiciones de aplicación de la directiva del Parlamento Europeo y del Consejo, 97/23/CE, relativa a los equipos de presión y modifica al **R.D. 1244/1979** y la Resolución de 22 de febrero de 2001, de la Dirección General de Política tecnológica, por la que se acuerda la publicación de la relación de normas armonizadas en el ámbito del **R.D. 769/1999**.

De entre todos estos aspectos hay que destacar varios factores:

➤ Orden, limpieza y un mantenimiento adecuado son los mejores aliados de una práctica laboral segura y de una mejora de la calidad del proceso. Por ello se dispondrán limpiezas periódicas y siempre que sea necesario, se limpiará rápida y eficientemente los residuos, y se mantendrán las zonas de paso y vías de circulación libres de obstáculos.

➤ Condiciones de protección contra incendios. Las características de la planta proyectada hacen que el riesgo de incendio no sean muy altas, pero, aún así, deberá cumplir con la normativa específica en la que se establecen las características de resistencia estructural al fuego, medios de protección y extinción. Además serán fundamental la realización del Plan de emergencia y evacuación, que debe ponerse en conocimiento de todos los trabajadores, los servicios de emergencia y las autoridades locales y autonómicas.

➤ Iluminación. Para la actividad a realizar la normativa establece una iluminación mínima de 200 lux, pero se aconsejará, desde el punto de vista ergonómico, incrementar este nivel al menos hasta unos 400 lux. Además ha de ser uniforme y no debe provocar ningún tipo de riesgo eléctrico, de incendio o explosión. Por otro lado, se requiere la presencia de alumbrado de seguridad.

Aparte de estos aspectos relativos al lugar y los equipos de trabajo, hay que prestar especial atención a otros como la señalización y el uso de equipos de protección individuales. Cada uno viene regulado por un Real Decreto:

➤ **R.D. 485/1997**, *sobre disposiciones mínimas de señalización en materia de seguridad y salud en el trabajo*. Se empleará todas las señales necesarias en lo referente a equipos contra incendio, uso de EPIs, prohibición de acceso a personas ajenas, advertencia de los riesgos presentes, etc. También se

dispondrá señalización acústica y luminosa para situaciones de peligro como incendios u otras.

➤ **R.D. 773/1997**, *sobre disposiciones mínimas de seguridad y salud relativas a la utilización por los trabajadores de equipos de protección individual.*

➤ **R.D. 1316/1989**, tiene como objeto la protección de los trabajadores frente a los riesgos derivados de la exposición al ruido durante el trabajo. Es importante destacar que el mantenimiento de las máquinas y equipos es fundamental para que el nivel de ruido no aumente con el uso.

Por último, es necesario indicar que todas las medidas que se puedan adoptar tendrán poca utilidad si no se da a los trabajadores la formación y la información necesarias en la relación de la prevención de los riesgos a los que están expuestos.

## **1.8. ESTUDIO ECONÓMICO.**

### **1.8.1. Importancia económica de los VOC's.**

Como ya se ha explicado, los compuestos orgánicos volátiles que se tratan en el presente proyecto están formado en su gran mayoría por propano o butano.

Estos combustibles ofrecen grandes ventajas frente al gas-oil o el fuel-oil. En su combustión carecen de monóxido de carbono, por lo que se considera una energía limpia que no produce grandes residuos ni malos olores. Además, tienen un poder calorífico equiparable al de otros combustibles fósiles, con lo cual el propano/butano es mejor desde el punto de vista medioambiental.

Por otro lado, en el mercado, el gas licuado experimenta los mayores aumentos en sus precios, sobretodo durante el invierno.

El precio de estos gases licuados varía constantemente, casi a diario. Esto significa que es sumamente difícil establecer un precio exacto. Por ello, se ha tomado como referencia que el precio del kilo de propano/butano es de 0,90 € Este valor se ha decidido después de consultar la bolsa en distintas fechas de este último año; llegando a la conclusión que aproximadamente por año la subida en el precio es del 3%, como media entre el consumo en la industria y el consumo doméstico.

Ahora, se tomará como ejemplo un tanque de un buque porpanero de 5.000 m<sup>3</sup> del que se obtendrán unos 15 m<sup>3</sup> de gases licuados; lo que equivale a casi 9.000 kg de gases. Por lo tanto, la recuperación de los gases de un tanque de 5.000 m<sup>3</sup> da un beneficio bruto, actualmente, de unos: 8.000 €

A este beneficio hay que sumarle el valor del beneficio del servicio realizado, valor que dependerá exclusivamente de la empresa que presta el servicio de recuperación de VOC's.

### 1.8.2. Estudio de costes de operación.

El coste de una operación de inertización y recuperación de gases en un tanque de unos 5.000 m<sup>3</sup> se limita al gasto de nitrógeno líquido. Se consumiría el triple en nitrógeno correspondiente al volumen del tanque. En este caso unos 15.000 m<sup>3</sup> de nitrógeno gaseoso a 20°C.

Además de este gasto habría que sumar el gasto que conlleva el inmovilizado fijo, como es la construcción del equipo y el material; sin olvidar los gastos de mantenimiento. Estos últimos se engloban en gastos de limpieza, supervisión y reparación.

El inmovilizado fijo será estudiado con más detenimiento en el documento de presupuesto.

Por tanto, el coste de operación, suponiendo que los otros costes han sido amortizados, se resume en el coste de nitrógeno líquido. El precio de éste es de aproximadamente 0,15 €/kg. Se sabe que se gastarán unos 15.000 m<sup>3</sup> de nitrógeno gaseoso a 20°C, lo que equivale a unos 16.800 kg. Por tanto, el gasto de nitrógeno es de unos 2.500 €

De esta forma, el beneficio bruto total será:

**Beneficio bruto = servicio de inertización + servicio de recuperación + gases licuados – coste del nitrógeno líquido.**

## 1.9. BIBLIOGRAFÍA.

Para realizar este proyecto se han consultado las siguientes fuentes bibliográficas:

- D. Q. KERN, *Procesos de transferencia de calor*. 31º Edición. Ed. Cecsca. 1999.
- KREITH, F.; BOEHM, R. F.; *heat and mass transfer mechanical engineering handbook*. Ed. Frank Kreith. 1999.
- FRANK P. INCROPERA; DAVID P. DE WITT; *fundamentos de transferencia de calor*. Ed. Prentice Hall. 4º Edición.
- J. P. HOLMAN; *transferencia de calor*. Ed. Cecsca. 10º Reimpresión. 1999.
- SMITH, VAN NESS, ABBOTT; *introducción a la termodinámica en ingeniería química*. Ed. Mc Graw Hill. 5º Edición.
- W. M. ROHSENOW, J. P. HARNETT; E. N. GANGLIC; *handbook of heat transfer applications*. 2º Edición.
- TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION, INC., *standards of the tubular exchanger manufacturers association (TEMA)*. 8º Edición.
- ROBERT H. PERRY, DON W. GREEN, *manual de ingeniería química*. Ed. Mc Graw Hill. 7º Edición.
- JONH H. LIENGARD, *a heat transfer textbook*. 3º Edición.
- LUIS CARRO FERNANDEZ, J. ANTONIO MARTÍNEZ GARCÍA, *gases licuados (operación, transporte y equipo)*. Colegio oficial de la marina mercante española.
- PEDRO OLLERO DE CASTRO, EDUARDO FERNÁNDEZ CAMACHO, *control e instrumentación de procesos químicos*. Ed. Síntesis.



- *Encyclopedie des gaz -l'air liquide. (1976). Ed. Elsevier.*
- LLUÍS JUTGLAR Y BANYERAS, *aislamiento térmico. Ed. Ceac.*

**DISEÑO DE UNA PLANTA MÓVIL PARA LA  
RECUPERACIÓN DE LOS GASES Y VAPORES  
(VOC'S) PROCEDENTES DE TANQUES DE  
ALMACENAMIENTO**

**DOCUMENTO I: MEMORIA**

**I.2. MEMORIA DE CÁLCULO**

**I.2. MEMORIA DE CÁLCULO.**

2.1. CÁLCULO DE PROPIEDADES DE VOC'S.....	53
2.1.1. Objetivo.....	53
2.1.2. Estimación de propiedades.....	53
2.1.2.1. Temperatura de condensación.....	53
2.1.2.2. Conductividad térmica.....	54
2.1.2.3. Capacidad calorífica.....	55
2.1.2.4. Viscosidad.....	56
2.1.2.5. Densidad de la mezcla.....	57
2.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	59
2.2.1. Como abordar el problema.....	59
2.2.2. Dificultades en el diseño.....	60
2.2.3. Planteamiento del problema de diseño.....	63
2.2.4. ¿Qué es un desobrecalentador-condensador?.....	65
2.2.5. Procedimiento de cálculo.....	67
2.2.6. Diseño de la unidad.....	69
2.2.6.1. Cálculo del calor transferido y caudal máximo de nitrógeno.....	69
2.2.6.2. Cálculo de las temperaturas calóricas y estimación de propiedades.....	72
2.2.6.3. Cálculo de la media logarítmica de temperatura (MLDT).....	77
2.2.6.4. Cálculo de la MLDT corregida.....	81
2.2.6.5. Suposición del coeficiente global de transferencia de calor ( $U_{sup}$ ).....	82
2.2.6.6. Cálculo del área de intercambio.....	83
2.2.6.7. Cálculo del número de tubos ( $N_t$ ).....	84
2.2.6.8. Estimación de $U_{correg}$ y $A_{correg}$ .....	85
2.2.6.9. Estimación del fluido frío.....	86

2.2.6.10. Estimación del fluido caliente.....	91
2.2.6.11. Obtención del U limpio balanceado. Comprobación de $L_c$ .....	97
2.2.6.12. Cálculo del $U_{total}$ y el $A_{total}$ .....	99
2.2.6.13. Cálculo de la caída de presión en la carcasa.....	103
2.2.6.14. Cálculo de la caída de presión en los tubos.....	105
2.2.7. Resumen del equipo.....	108
2.3. BOMBA DE GASES LICUADOS.....	111
2.3.1. Características del servicio.....	111
2.3.2. Conceptos generales.....	111
2.3.3. Tipos de bombas.....	113
2.3.4. Como calcular la potencia de la bomba.....	114
2.3.5. Selección del material.....	116
2.3.6. Planteamiento del problema.....	116
2.3.7. Cálculo de la bomba.....	117
2.4. BOTELLÓN DE SEPARACIÓN.....	123
2.4.1. Servicio a realizar.....	123
2.4.2. Características principales.....	123
2.4.3. Cálculo de las dimensiones del botellón.....	123
2.4.4. Niveles de líquido HLL y LLL.....	124
2.4.5. Cálculo de espesores.....	125
2.4.6. Resumen del equipo.....	130
2.5. AISLAMIENTO TÉRMICO.....	132
2.5.1. Servicio a realizar.....	132
2.5.2. Elección del aislante térmico.....	132
2.5.2.1. Características de los aislamientos...	132

2.5.2.2. Elección del aislante.....	133
2.5.2.3. Criterios de elección del espesor.....	134
2.5.3. Cálculo de espesores de aislamiento.....	134
2.5.3.1. Cálculo del espesor de las tuberías...	134
2.5.3.2. Cálculo del espesor del condensador y el botellón de separación.....	144
2.5.4. Resumen de los espesores de aislante.....	148
2.6. CÁLCULO DE TUBERÍAS.....	150
2.6.1. Objetivo del cálculo.....	150
2.6.2. Criterios de diseño.....	150
2.6.3. Diámetro de tuberías.....	151
2.6.4. Espesores de las líneas.....	152

## 2.1. CÁLCULO DE PROPIEDADES DE VOC'S.

### 2.1.1. Objetivo.

El objetivo de este apartado es estimar las propiedades de los gases y vapores que hay que utilizar en los cálculos de las dimensiones y características de la unidad. Se podrían dar dos casos: uno en el que la corriente a condensar estuviera formada principalmente por butano y otro en el que la corriente fuera propano en su mayoría. Haciendo los cálculos desde propiedades físicas del segundo caso, se garantiza la condensación de los gases del primer caso.

Una vez que se hagan los cálculos, se demostrará que las propiedades de la mezcla serán las mismas que las del propano como sustancia pura, pudiéndose tomar las propiedades de esta especie para hacer los cálculos.

La composición de la corriente será de un 90% en peso de propano, un 8% en peso de butano y menos de un 3% que se repartirá entre distintos gases, los cuales no se tendrán en cuenta en los cálculos debido a su baja composición.

### 2.1.2. Estimación de propiedades.

#### 2.1.2.1. Temperatura de condensación.

Para calcular la temperatura de condensación de la mezcla gaseosa, se hace uso de la siguiente expresión:

$$T_{cond} = \sum_i x_i \cdot T_{i-cond}$$

Donde;  $\rightarrow x_i \equiv$  composición del gas  $i$  en la mezcla.

$\rightarrow T_{i-cond} \equiv$  Temperatura condensación del gas  $i$ .

Así pues, se sustituyen los datos en la expresión y se obtiene la temperatura de condensación de la mezcla gaseosa.

$$T_{cond} = 0,90 \cdot 231 + 0,08 \cdot 272,5 = 230K (-43^{\circ}C)$$

Se observa que la temperatura de condensación de la mezcla es prácticamente la misma que la temperatura de condensación del propano puro; con lo cual se tomará la temperatura del propano para los cálculos.

### 2.1.2.2. Conductividad térmica.

En este caso, la expresión utilizada para las mezclas gaseosa es la siguiente:

$$\bar{k} = \frac{\sum_i x_i \cdot M_i^{1/3} \cdot k_i}{\sum_i x_i \cdot M_i^{1/3}}$$

Donde;  $\rightarrow M_i \equiv$  peso molecular de la especie gaseosa i.

$\rightarrow k_i \equiv$  Conductividad térmica de la especie gaseosa i.

Se hará una estimación a dos temperaturas diferentes:

T = 273 K.

$$\bar{k} = \frac{0,90 \cdot 44^{1/3} \cdot 0,015 + 0,08 \cdot 58^{1/3} \cdot 0,014}{0,90 \cdot 44^{1/3} + 0,08 \cdot 58^{1/3}} = 0,0149 W/m \cdot K$$

T = 323 K.

$$\bar{k} = \frac{0,90 \cdot 44^{1/3} \cdot 0,021 + 0,08 \cdot 58^{1/3} \cdot 0,018}{0,90 \cdot 44^{1/3} + 0,08 \cdot 58^{1/3}} = 0,0207 W/m \cdot K$$

En ambos casos se puede observar que el valor de la conductividad térmica para la mezcla es prácticamente el mismo que para el propano como sustancia pura. Esto quiere decir que se puede tomar la conductividad térmica del propano para los cálculos. Para el resto de temperaturas se supone que el comportamiento será similar, ya que los datos de conductividad para ambas especies mantienen la misma tendencia.

### 2.1.2.3. Capacidad calorífica.

La expresión utilizada será:

$$Cp = \sum_i x_i \cdot Cp_i$$

Donde;  $\rightarrow Cp_i \equiv$  capacidad calorífica de la especie  $i$ .

Para el caso de la capacidad calorífica se tomará un ejemplo como gas y otro como líquido.

T = 298 K. GAS

$$Cp = 0,90 \cdot 1.469 + 0,08 \cdot 1.659 = 1.455 \text{ J/kg} \cdot K$$

T = 250 K. LÍQUIDO

$$Cp = 0,08 \cdot 1.159 + 0,90 \cdot 1.251 = 1.219 \text{ J/kg} \cdot K$$

En ambos casos, se puede tomar la capacidad calorífica del propano como especie pura para los cálculos.



**2.1.2.4. Viscosidad.**

La expresión que se utilizará será la siguiente:

$$\mu = \frac{\sum_i x_i \cdot \mu_i \cdot M_i^{0,5}}{\sum_i x_i \cdot M_i^{0,5}}$$

Donde;  $\rightarrow \mu_i \equiv$  viscosidad de la especie i en la mezcla.

Como se ha hecho hasta ahora, se hará la estimación para dos temperaturas diferentes.

T = 298 K.

$$\mu = \frac{0,9 \cdot 8,11 \times 10^{-6} \cdot 44^{0,5} + 0,08 \cdot 7,31 \times 10^{-6} \cdot 58^{0,5}}{0,9 \cdot 44^{0,5} + 0,08 \cdot 58^{0,5}} = 8,04 \times 10^{-6} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

T = 373 K.

$$\mu = \frac{0,9 \cdot 10,08 \times 10^{-6} \cdot 44^{0,5} + 0,08 \cdot 9,47 \times 10^{-6} \cdot 58^{0,5}}{0,9 \cdot 44^{0,5} + 0,08 \cdot 58^{0,5}} = 10,02 \times 10^{-6} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

Al igual que viene ocurriendo hasta ahora, se puede suponer que la viscosidad del propano puro es prácticamente la misma que la de la mezcla (VOC's).

### 2.1.2.5. Densidad de la mezcla.

La expresión que se utiliza en esta propiedad es:

$$\rho = \sum_i x_i \cdot \rho_i$$

Donde;  $\rightarrow \rho_i \equiv$  densidad de la especie i en la mezcla.

T = 323 K. P = 5 bar.

$$\rho = 0,90 \cdot 9 + 0,08 \cdot 12,2 = 9,07 \text{ kg/m}^3$$

La densidad de la mezcla es prácticamente similar a la del propano. Para el resto de temperaturas y presiones ocurre lo mismo.

Con respecto al **calor latente de condensación** ocurre lo mismo; se elige el del propano como sustancia pura para representar a la mezcla.

De modo que se llega a la conclusión que todas las propiedades de la mezcla pueden tomarse como si fuera propano puro, para los cálculos de la unidad, siendo este un cálculo conservativo.

## **NOTACIÓN**

$T_{\text{cond}}$  → temperatura de condensación

$\bar{k}$  → conductividad media de la mezcla

$C_p$  → capacidad calorífica

$\mu$  → viscosidad

$\rho$  → densidad

## 1.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR

### 2.2.1. Cómo abordar el problema.

Existen dos procedimientos básicos para realizar el análisis y el posterior diseño de un intercambiador de calor: el método MLDT (media logarítmica de temperatura) y el NUT (método de eficiencia). Para cualquier problema, ambos métodos se pueden usar y obtener resultados equivalentes. Sin embargo, dependiendo de la naturaleza del problema, el método NUT puede ser más fácil de aplicar.

Claramente, el uso del método MLDT se facilita por el conocimiento de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío, pues MLDT se puede entonces calcular fácilmente. Los problemas para los que estas temperaturas son conocidas se pueden clasificar como *problemas de diseño de intercambiador de calor*. Normalmente, se establecen las temperaturas de entrada del fluido y las velocidades de flujo, así como una temperatura de salida que se desea del fluido caliente o frío. El problema entonces es seleccionar un tipo de intercambiador de calor apropiado y determinar el tamaño, es decir, el área superficial de transferencia de calor  $A$  que se requiere para alcanzar la temperatura de salida que se desea. Por supuesto, el método NUT también se puede usar para obtener  $A$  al calcular primero  $\varepsilon$  (eficiencia) y  $(C_{\min}/C_{\max})$ . De esta forma, se utilizaría la ecuación apropiada según el caso para obtener el valor del NUT, que a su vez se puede usar para determinar  $A$ .

De manera alternativa, se pueden conocer el tipo del intercambiador de calor y el tamaño, cuando el objetivo es determinar la transferencia de calor y las temperaturas de salida del fluido para el caudal de fluido y temperaturas de entrada establecidas. Aunque el método MLDT se puede usar para tal cálculo

del rendimiento de un intercambiador de calor, los cálculos serían tediosos, y requerirían iteración.

La naturaleza iterativa de la solución anterior se podría eliminar al usar el método NUT. A partir del conocimiento del tipo de intercambiador de calor y el tamaño y las velocidades de flujo del fluido, los valores del NUT y de  $(C_{\text{mín}}/C_{\text{máx}})$  se podrían calcular y  $\varepsilon$  se podría determinar entonces de la ecuación apropiada. Obteniendo finalmente todos los parámetros de diseño del intercambiador en cuestión.

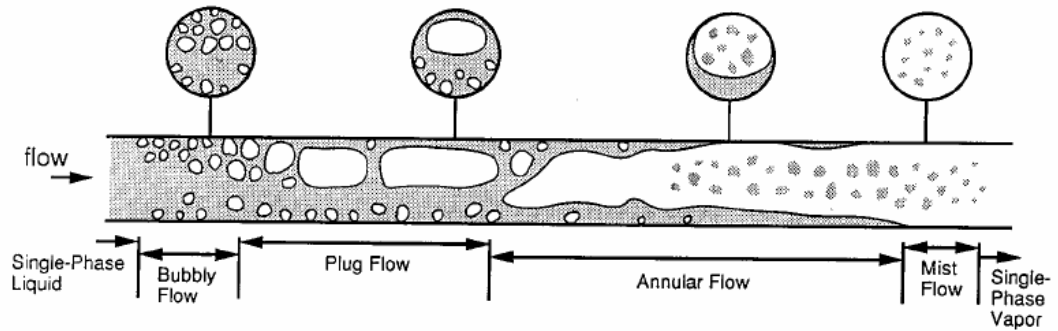
Una vez que se conocen los dos métodos por los que se puede abordar un problema de diseño de un intercambiador de calor, se tiene el conocimiento necesario para saber que método elegir según el caso. En el caso que ocupa este proyecto se elige el método de la MLDT ya que se conocen las temperaturas de entrada y salida y los caudales máxicos de las corrientes, una vez que se han aplicado los pertinentes balances de energía al sistema.

### **2.2.2. Dificultades en el diseño.**

Una vez que se ha elegido el tipo de intercambiador de calor y se ha decidido cual será el fluido que circulará por el interior de los tubos y cual por el exterior, es decir, por la carcasa, llega el momento del diseño del intercambiador, los cálculos numéricos. Para ello se necesitan conocer los coeficientes de transferencia de calor por el interior de los tubos y por la coraza. Estos coeficientes se estiman a partir de números adimensionales que se encuentran en la bibliografía, habiendo que elegir la expresión correcta según sea el caso.

Aquí aparece la primera dificultad. Cuando se quiere buscar una expresión para el caso de la transferencia de calor en el interior de los tubos no se encuentra en la bibliografía con facilidad, debido a que se está en el caso de la ebullición en convección forzada interna para flujo bifásico. Esta se asocia con la formación de burbujas en la superficie interna de un tubo caliente a través del cual fluye un líquido. El crecimiento y separación de burbujas están influenciados en alto grado por la velocidad del flujo, y los efectos hidrodinámicos difieren en forma significativa de los correspondientes a la ebullición de alberca.

Si se considera el desarrollo del flujo en un tubo horizontal como el de la figura 13 se observa que la transferencia de calor al líquido subenfriado que entra al tubo es inicialmente por convección forzada y se pueden predecir a partir de las correlaciones de convección forzada. Sin embargo, una vez que se inicia la ebullición, las burbujas que aparecen en la superficie crecen y son acarreadas en la corriente principal del líquido. Hay un aumento pronunciado en el coeficiente de transferencia de calor por convección asociado con este régimen de flujo con burbujas. A medida que aumenta la fracción de volumen del vapor, las burbujas individuales se unen para formar grupos de vapor. Este régimen de flujo en grupo es seguido por un régimen de flujo anular en el que el líquido forma una película. Esta se mueve a lo largo de la superficie interna, mientras que el vapor se mueve a una velocidad mayor a través del núcleo del tubo. El coeficiente de transferencia de calor continúa aumentando a través de los regímenes de flujo burbujeante y del flujo anular. Sin embargo, finalmente aparecen manchas secas sobre la superficie interna, punto en que el coeficiente de convección comienza a disminuir. El régimen de transición se caracteriza por el crecimiento de las manchas secas, hasta que la superficie está completamente seca y todo el líquido restante está en forma de gotas que aparecen en el núcleo del vapor. El coeficiente de convección continúa disminuyendo en este régimen. Hay poco cambio en este coeficiente en el régimen de flujo de niela, que persiste hasta que todas las gotas se convierten en vapor. El vapor se sobrecalienta por convección forzada desde la superficie.



.- Figura 13. Representación gráfica de flujo bifásico.

Como se puede observar, se está ante un caso de gran dificultad, por lo que la búsqueda de las correlaciones desarrolladas para cuantificar este fenómeno de flujo bifásico compone un tema muy específico. La solución a este primer problema en el diseño fue conseguida tras una búsqueda exhaustiva en la bibliografía, solución que se detallará en el punto 2.2.6.9.

Otro importante obstáculo que se presenta es que en la bibliografía no se recogen coeficientes de transferencia de calor de diseño para condensadores que utilizan estos fluidos (nitrógeno y VOC's), con lo que no se puede partir de un coeficiente global ( $U$ ) de referencia, habiendo que hacer una serie de aproximaciones teóricas apoyándose en los intercambiadores de carcasa y tubo encontrados para conseguir un  $U$  de referencia y así poder empezar con los cálculos.

Por otro lado, cuando se quiere hacer la estimación del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa no se puede hacer como un gas que condensa a la temperatura de saturación; sino como un gas sobrecalentado que hay que llevarlo hasta la temperatura de saturación y después condensarlo. En este caso hay que diseñar el equipo como un desobrecalentador-condensador. Este tipo de intercambiadores será explicado con más claridad en el punto 1.4. Aparte de esta dificultad aparece otra en la carcasa. Cuando los gases condensan van cayendo al fondo de la carcasa, de manera que tienen que ir fluyendo hasta la salida de la misma para poder recogerlos. Para que

esto se pueda hacer y no se formen lagunas entre cada par de deflectores hay que practicar unos orificios en la parte inferior del deflector para facilitar el paso del condensado. Esto se podrá ver con más claridad en los planos.

### **2.2.3. Planteamiento del problema de diseño.**

El problema se plantea desde el punto de vista que todo el diseño del intercambiador se hará para la situación más desfavorable en la que se pueda encontrar la GRS. Para ello se supone que el caudal volumétrico al que operará el evaporador en la inertización será de 3000 m<sup>3</sup>/h, lo que equivaldría a un caudal volumétrico similar de VOC's en la entrada del intercambiador. Lógicamente es necesario conocer el caudal másico de los gases para poder empezar con los primeros cálculos.

Antes de eso hay que aclarar cuáles son las temperaturas de saturación de ambas corrientes a presión atmosférica:

$$T_{\text{sat}}(\text{N}_2) = 77 \text{ K } (-196^\circ\text{C})$$

$$T_{\text{sat}}(\text{VOC's}) = 231 \text{ K } (-42^\circ\text{C})$$

Siguiendo con el caudal másico se supone que la temperatura de entrada en el intercambiador de los VOC's será de 20°C (que será la temperatura más alta a la que podrán entrar), de manera que utilizando la densidad de éstos a esta temperatura y a 1 atmósfera de presión se puede obtener el caudal másico:

$$\rho = 1,8422 \text{ kg/m}^3 \quad ; \quad Q_v = 3.000 \text{ m}^3/\text{h}$$

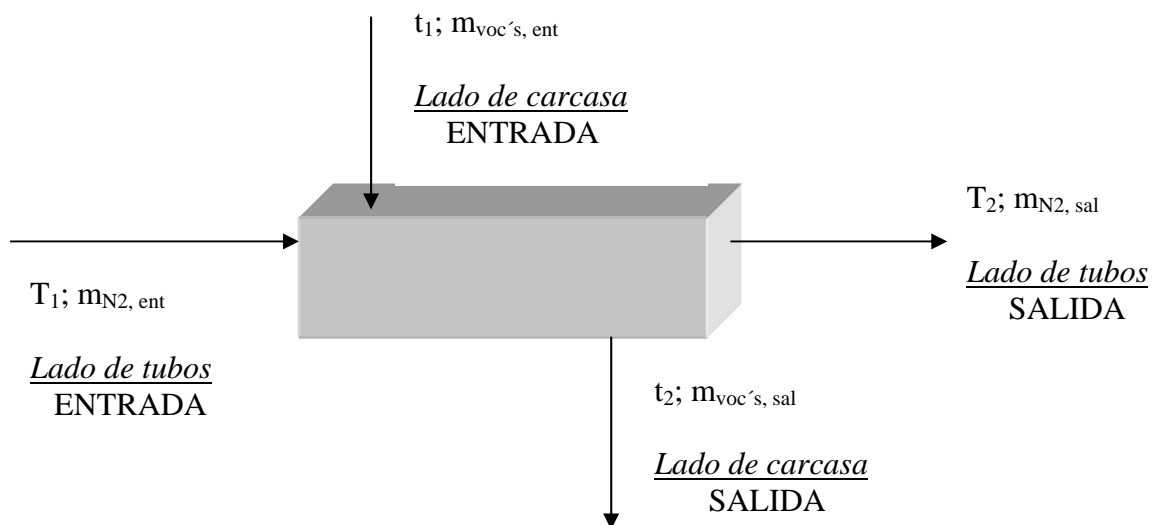
$$m = Q_v \cdot \rho / 3.600 \rightarrow \boxed{m = 1,535 \text{ kg/s}}$$



Una vez que se conoce este caudal se puede plantear el problema con los datos que se tienen, los que se suponen y los que hay que estimar.

INTERCAMBIADOR		
	ENTRADA	SALIDA
$T_1$	77 K	—
$T_2$	—	200 K
$t_1$	293 K	—
$t_2$	—	225 K
$m_{N2}$	¿?	¿?
$m_{voc's}$	1,535 kg/s	1,535 kg/s

.- Tabla 5. Caudales máxicos y temperaturas de entrada y salida del intercambiador.



.- Figura 14. Representación gráfica de entradas y salidas del intercambiador.

Observando la tabla y el dibujo se deduce que los datos de temperatura a la entrada son conocidos y los datos de temperatura a la salida son datos impuestos por el proyectista como los más idóneos para la situación, ya que  $T_2$  conviene que sea lo más alto posible para poder ser aprovechados por el

evaporador en la inertización. Con respecto a los caudales máxicos, el caudal de los VOC's se conoce como se explicó anteriormente. De manera que la única incógnita que aparece hasta el momento es el caudal máxico de nitrógeno necesario para condensar la corriente de gases impuesta por el evaporador, el cual hay que recordar enviaba una corriente de nitrógeno gaseoso al tanque a inertizar del que se extraían los VOC's. Para ello es necesario saber a que clase de equipo hay que enfrentarse, ya que el intercambiador no es un condensador normal, es un desobrecalentador-condensador.

#### **2.2.4. ¿Qué es un desobrecalentador-condensador?**

Es una unidad en la que entra un vapor sobrecalentado que hay que condensar. La condensación de un vapor sobrecalentado difiere de la del vapor saturado en que hay calor sensible que debe eliminarse. Si se considera un vapor sobrecalentado que circula por la coraza cuando éste llega a la parte caliente del condensador puede ocurrir que la temperatura de la pared del tubo puede ser menor que la temperatura de saturación del vapor. El vapor sobrecalentado que toca la pared de los tubos condensa a su temperatura de saturación casi al instante y hasta posiblemente se subenfria. A medida que el condensado gotea del tubo, probablemente intercambia calor por un "reflashing" al vapor sobrecalentado con una gran velocidad de transferencia, efectuando así gran parte del desobrecalentamiento. Entonces, el desobrecalentamiento es, casi con toda seguridad, controlado por la velocidad con que se subenfria el condensado, la que deberá ser relativamente alta para un película en la pared fría del tubo, siempre y que el condensado no drene muy rápidamente y se subenfrie.

Es también posible tener la condición contraria. Si el medio de enfriamiento ha sido calentado de manera que la temperatura de la pared del tubo en la vecindad de la parte caliente del calentador, es mayor que la temperatura de saturación, la pared del tubo estará seca en la parte caliente y

el desobrecalentamiento ocurrirá únicamente como si los VOC sobrecalentado fuera un gas seco. En este caso es necesario dividir la unidad en dos, una de desobrecalentamiento y otra de condensación.

Ahora bien, en la condensación de vapores debe notarse que existe una diferente correlación entre el contenido de calor relativo de sobrecalentamiento y el calor latente de evaporación. Por ejemplo, si se condensa vapor de agua a presión atmosférica y a unos 38°C de sobrecalentamiento, el desobrecalentamiento representa un poco menos del 5% de la carga total de calor. Sin embargo, en un vapor orgánico en las mismas condiciones el desobrecalentamiento representa hasta el 25% de la carga térmica. Además la mecánica del reflashing y difusión en la fase vapor es probablemente menos efectiva en el vapor orgánico ya que este tiene mayor densidad que el vapor de agua.

Esto quiere decir que en el caso de este proyecto, donde la carga térmica del desobrecalentamiento representa casi el 20% del total y lo que se condensan son vapores orgánicos, la técnica utilizada para los cálculos será la de dividir la unidad en una de desobrecalentamiento y otra de condensación, a pesar de que la temperatura de la pared del tubo va a ser muy inferior a la temperatura de condensación de los gases.

Antes de empezar con el diseño debe ser aclarado un punto. La recuperación de los gases en sí es la condensación sin más; ahora bien, cuando se plantea el problema se propone llevar los gases hasta unos 6°C por debajo de su temperatura de saturación, es decir, se propone subenfriarlos. Teniendo esto en cuenta lo que se debería de diseñar sería un “desobrecalentador-condensador-subenfriador”, pero el hecho de incluir el subenfriamiento en el diseño lo complica en demasía, de manera que se supone que el subenfriamiento tiene lugar simplemente por la permanencia del condensado en el intercambiador durante unos segundos. Esta suposición será suficiente, ya que no importa cuanto se subenfrie el condensado pues el

objetivo es condensar, el subenfriamiento se hace para evitar que se pierda producto recuperado por evaporación. Los seis grados son en realidad una referencia para poder hacer el cálculo del calor total transferido.

**2.2.5. Procedimiento de cálculo.**

Para que se pueda plantear un procedimiento de cálculo adecuado es necesario conocer en primer lugar cuáles van a ser las ecuaciones de diseño que van a entrar en juego. Para ello se supondrá que todo lo que entra es igual a lo que sale, es decir, que no existe acumulación de materia en el sistema, que es un sistema adiabático (no intercambia calor con el exterior) y que se opera en estado estacionario. En la siguiente tabla se puede observar con claridad las ecuaciones que se van a utilizar y el significado de cada una de ellas.

ECUACIONES	SIGNIFICADO
$Q=U \cdot A \cdot MLDT$ (1)	Ecuación de Fourier: Ec. Global del intercambiador de calor.
$MLDT = \frac{(T_2 - T_1) - (t_2 - t_1)}{\ln \left[ \frac{(T_2 - T_1)}{(t_2 - t_1)} \right]}$ (2)	Media logarítmica de temperaturas.
$m_e = m_s$ (3)	Conservación de la materia entre la entrada y salida de los tubos.
$m_e = m_s$ (4)	Conservación de la materia entre la entrada y salida de la carcasa.
$Q = m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_2 - T_1)$ (5)	Balance de energía en los tubos.
$Q = m_2 \cdot Cp_2 \cdot (t_1 - t_2)$ (6)	Balance de energía en la carcasa.
$U = U(m_1, m_2, T_1, T_2, K, D, L \dots)$ (7)	Coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador.

- Tabla 6. Ecuaciones de diseño del intercambiador.

Una vez que se han planteado las ecuaciones se deben establecer los pasos a seguir en el diseño, los cuales son:

Etapa 1: Se tiene  $m_2$ , se conoce  $Cp_2$  (bibliografía) y las temperaturas de entrada y salida por la carcasa; de manera que se calcula  $Q$  (carga térmica total o calor global transferido) con la ecuación 6. A continuación, de la ecuación 5 donde se impone  $T_2$  como variable de diseño, se extrae  $m_1$  ya que también son conocidos el resto de los términos.

Etapa 2: Se buscan las propiedades del nitrógeno y los VOC's en la bibliografía para las temperaturas medias calóricas y para la temperatura de saturación de ambas corrientes como vapor y como líquido.

Etapa 3: Cálculo de la temperatura media logarítmica mediante el uso de la ecuación 2.

Etapa 4: Se supone una  $U$  que se encuentre dentro del rango establecido por los investigadores en intercambiadores de calor similares (bibliografía).

Etapa 5: De la ecuación 1 se extrae una  $A$  supuesta ya que la MLDT, la  $U$  y la  $Q$  son conocidas.

Etapa 6: Después con el área de un tubo que se calcula con la longitud y el diámetro establecidos en la memoria descriptiva en el punto "*elección del tipo de cambiador*", se hace el cálculo del n° de tubos y con esto se recalcula el  $A$  supuesta corregida y el  $U$  supuesto corregido.

Etapa 7: Se hace la estimación del coeficiente de transferencia de calor por el interior de los tubos, donde circula el nitrógeno.

Etapa 8: En esta etapa se estima el coeficiente de transferencia de calor por la carcasa, donde circulan los VOC's.

Etapa 9: Se obtiene el U calculado limpio balanceado y se compara con el U supuesto. Si coinciden se pasa a la siguiente etapa; si no coinciden se vuelven a hacer los cálculos desde la etapa 4, utilizando como U supuesto el U calculado limpio balanceado. Se convertiría en un proceso iterativo.

Etapa 10: Finalmente se calcula el U real teniendo en cuenta la resistencia a la transferencia de calor de las incrustaciones por el interior y por el exterior de los tubos; y la resistencia a la transferencia de calor por la conducción en la pared del tubo.

## **2.2.6. Diseño de la unidad.**

### **2.2.6.1. Cálculo del calor total transferido y caudal másico de nitrógeno.**

Siguiendo los pasos propuestos en el punto anterior hay que empezar calculando el calor global transferido desde la corriente de los VOC's hasta la corriente de nitrógeno, la cual absorbe este calor. Para ello se supone que no existe intercambio de calor del sistema con el exterior. Esto se hace así por dos razones. La primera porque simplifica el cálculo asegurándose que todo el calor va en una dirección; y la segunda porque si esto no fuera así, el condensado empezaría a absorber calor del exterior hasta

llegar otra vez al estado vapor, lo cual es inaceptable. Para asegurar esta condición es necesario calorificar todo el sistema.

De manera que es necesario utilizar las ecuaciones 5 y 6 de la tabla anterior, aunque con una importante variación debido a los cambios de fase experimentados por ambas corrientes. Las ecuaciones quedarían así:

→ Lado de la carcasa:

$$Q = m_2 \cdot C_{p_{2g}} \cdot (t_1 - t_{\text{sat}}) + m_2 \cdot \lambda_{2fg} + m_2 \cdot C_{p_{2l}} \cdot (t_{\text{sat}} - t_2)$$

$m_2 \cdot C_{p_{2g}} \cdot (t_1 - t_{\text{sat}})$  → calor que hay que absorber para sobrecalentar el gas hasta  $t_{\text{sat}}$ .

$m_2 \cdot \lambda_{2fg}$  → calor que hay que absorber para condensar el gas a la  $t_{\text{sat}}$ .

$m_2 \cdot C_{p_{2l}} \cdot (t_{\text{sat}} - t_2)$  → calor que hay que absorber para subenfriar el condensado hasta  $t_2$ .

→ Lado de los tubos: (el nitrógeno entra a su temperatura de saturación).

$$Q = m_1 \cdot C_{p_{1g}} \cdot (T_2 - T_1) + m_1 \cdot \lambda_{1fg}$$

$m_1 \cdot C_{p_{1g}} \cdot (T_2 - T_1)$  → calor que hay que aportar para sobrecalentar el nitrógeno hasta la temperatura  $T_2$ .

$m_1 \cdot \lambda_{1fg}$  → calor que hay que aportar para evaporar el nitrógeno a su temperatura de saturación.

A continuación hay que apuntar las variables conocidas de ambas ecuaciones y las propiedades, buscadas en la bibliografía. Estas han sido tomadas a la temperatura calórica del gas y del líquido (que están calculadas en el siguiente apartado), según sea el caso y a presión atmosférica.

	VOC's	NITRÓGENO
$C_{p2g}/C_{p1g}$	1.505 J/kg·K	1.084 J/kg·K
$C_{p2l}$	2.247J/kg·K	—
$t_1/T_1$	293 K	77 K
$t_{sat}$	231 K	—
$t_2/T_2$	225 K	200 K
$\lambda_{2fg}/\lambda_{1fg}$	425.325 J/kg	198.380 J/kg

- Tabla 7. Calor específico de fluidos y temperaturas de entrada, salida y de saturación.

Finalmente se sustituyen los términos en la primera ecuación y se obtiene:

$$Q = 1,535 \cdot 1.505 \cdot (293 - 231) + 1,535 \cdot 425.325 + 1,535 \cdot 2.247 \cdot (231 - 225)$$

$$Q = 143.230,85 + 652.873,88 + 20.694,87 = Q_{desob} + Q_{cond} + Q_{subenf}$$

$$Q = 816.799,6 \text{ W}$$



Una vez que se ha calculado el calor global transferido se pasa a kilowatios para un manejo más sencillo, para ello se redondea el resultado por el alza hasta 820.000 W; de esta manera, además de trabajar con un número más cómodo se sobredimensiona el intercambiador.

$$Q = 820 \text{ kW}$$

Por último, en la segunda ecuación se sustituyen los términos y la Q calculada anteriormente para poder estimar la  $m_1$ .

$$820.000 = m_1 \cdot [1.084 \cdot (200 - 77) + 198.380]$$

$$m_1 = 2,47 \text{ kg/s}$$

Este será el caudal másico de nitrógeno líquido a temperatura de saturación, necesario para condensar 1,535 kilogramos por segundo de VOC's a unos 293 K hasta una temperatura de 225 K.

#### **2.2.6.2. Cálculo de las temperaturas calóricas y estimación de propiedades.**

La temperatura calórica es aquella temperatura representativa del comportamiento tanto del fluido frío como del fluido caliente. Hay que tener en cuenta que la temperatura a lo largo del intercambiador irá variando, por lo que las propiedades de los fluidos también. Sin embargo, para simplificar los cálculos se suponen unas temperaturas llamadas “calóricas” a las que se estiman las propiedades de los fluidos, suponiendo que éstas no variarán a lo largo del intercambiador.

- Temperatura calórica del fluido caliente:

$$t_c = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{293 + 225}{2} \Rightarrow t_c = 260 \text{ K}$$

- Temperatura calórica del fluido frío:

$$T_c = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{77 + 200}{2} \Rightarrow T_c = 138,5 \text{ K}$$

A continuación hay que pasar a la estimación de propiedades. Las propiedades han sido extraídas de la bibliografía, considerando 1 atmósfera de presión.

- Propiedades del vapor a la temperatura  $t_c = 260 \text{ K}$  (lado carcasa).

VOC's (VAPOR)	
Viscosidad (kg/m·s)	8,11x10 <sup>-6</sup>
Conductividad térmica (W/m·K)	0,015
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	2,086
Capacidad calorífica (J/ kg·K)	1.500

.- Tabla 8. Propiedades de VOC's a 260 K.

**NOTA:** El valor más cercano encontrado en la bibliografía de viscosidad ha sido a 297 K, el cual se considera válido al compararlo con la tabla del anexo 1.4., por la casi inapreciable variación. Con respecto a la conductividad sólo se ha podido encontrar un valor a 273 K, teniendo en cuenta que la variación

que experimenta la propiedad a medida que aumenta la temperatura es pequeña, es posible suponer que puede ocurrir lo mismo en el sentido contrario, aunque esto es imposible de prever. Con lo cual, el proyectista sólo puede considerar el valor encontrado como válido.

- Propiedades del líquido a la temperatura  $t_{sat} = 231 \text{ K}$  (lado carcasa).

VOC's (LIQUIDO)	
Viscosidad (kg/m·s)	$1,9 \times 10^{-4}$
Conductividad térmica (W/m·K)	0,095
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	582
Capacidad calorífica (J/ kg·K)	2.250

.- Tabla 9. Propiedades de VOC's a 231 K (líquido).

**NOTA:** En este caso el valor más cercano encontrado en la bibliografía para la viscosidad del líquido es a 243 K. Se considera el valor como válido. Sin embargo, en la conductividad térmica ha habido que hacer una suposición. El valor más cercano encontrado por el proyectista es a 323 K y 20 bar de presión. Este es un valor que se aleja mucho del deseado. Lo que se ha hecho para ajustarlo ha sido seguir la tendencia de la propiedad cuando la presión aumenta a la misma temperatura; y observar también la tendencia que sigue cuando aumenta la temperatura a la misma presión (las propiedades se han evaluado con la ayuda de la enciclopedia GAZ). De este modo se ha supuesto que la conductividad debe ser de aproximadamente 23 cal/cm·s·K y no de 19 como es el valor encontrado.

- Propiedades del gas a la temperatura  $t_{\text{sat}} = 231 \text{ K}$  (lado carcasa).

VOC's ( VAPOR)	
Viscosidad (kg/m·s)	$5,5 \times 10^{-6}$
Conductividad térmica (W/m·K)	0,021
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	2,423
Capacidad calorífica (J/ kg·K)	1.356

.- Tabla 10. Propiedades de VOC's a 231 K (gas).

**NOTA:** Con respecto a la conductividad ocurre lo mismo que en la tabla de los VOC's como vapor a la temperatura calórica.

- Propiedades del líquido a la temperatura  $T_{\text{sat}} = 77 \text{ K}$  (lado tubos).

NITRÓGENO (LÍQUIDO)	
Viscosidad (kg/m·s)	$153,4 \times 10^{-6}$
Conductividad térmica (W/m·K)	0,1364
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	808,607
Capacidad calorífica (J/ kg·K)	2.060

.- Tabla 11. Propiedades de nitrógeno a 77K (liquido).

- Propiedades del vapor a la temperatura  $T_{\text{sat}} = 77 \text{ K}$  (lado tubos).

NITRÓGENO (VAPOR)	
Viscosidad (kg/m·s)	$5,4124 \times 10^{-6}$
Conductividad térmica (W/m·K)	0,00753
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	4,614
Capacidad calorífica (J/ kg·K)	1.121

.- Tabla 12. Propiedades nitrógeno a 77K (gas).

- Propiedades del vapor a la temperatura  $T_c = 138,5 \text{ K}$  (lado tubos).

NITRÓGENO (VAPOR)	
Viscosidad (kg/m·s)	$9,357 \times 10^{-6}$
Conductividad térmica (W/m·K)	0,013
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	2,453
Capacidad calorífica (J/ kg·K)	1.050

.- Tabla 13. Propiedades nitrógeno a 138,5 K.

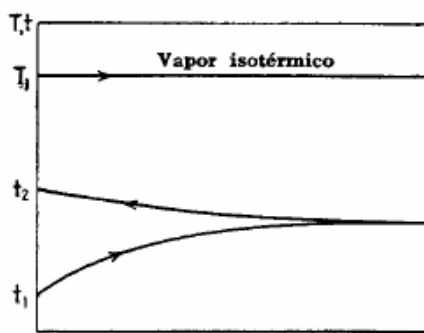
-Cálculo de la temperatura de pared ( $t_w$ ):

La temperatura de pared del tubo puede ser computada a partir de las temperaturas calóricas cuando tanto  $h_{i0}$  como  $h_o$  son conocidas. Se desprecia la diferencia de temperatura a través del metal del tubo y se considera que el tubo en su totalidad está a la temperatura de la superficie externa de la pared. En el caso en el que el fluido frío circule por el interior del tubo, la temperatura de pared se calcula con la siguiente expresión:

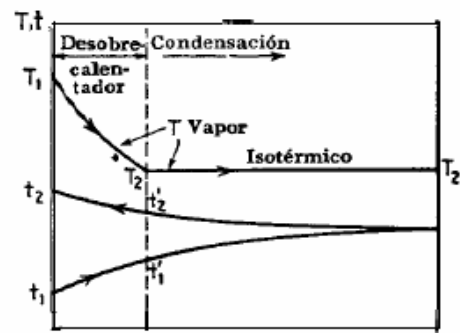
$$t_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} \cdot (t_c - T_c)$$

**2.2.6.3. Cálculo de la media logarítmica de temperatura (MLDT).**

Al establecer la diferencia verdadera de temperatura para intercambiadores 1-2 como el que está siendo proyectado, se supone que no ocurre ningún cambio parcial de fase en el intercambiador. Los desobrecalentadores-condensadores violan esta suposición, requiriéndose el desarrollo de nuevos métodos para computar la verdadera diferencia de temperatura. En la figura de la izquierda se muestran las temperaturas durante la condensación de un vapor puro. En la figura de la derecha se grafican las temperaturas durante el desobrecalentamiento y condensación de un vapor sobrecalentado. Es conveniente considerar el condensador dividido en dos zonas en serie, una para desobrecalentar y la otra para condensar, como ya se ha explicado en el punto 1.4.



**FIG. 12.18.** Distribución de temperatura vs. longitud de tubo durante la condensación isotérmica en un condensador 1-2



**FIG. 12.19.** Distribución de temperatura vs. longitud de tubo en un condensador-desobrecalentador 1-2

- Figura 15. Distribución de temperaturas para un condensador isotérmico y para un desobrecalentador-condensador.

En un condensador horizontal hay que estimar la longitud del tubo correspondiente únicamente a la condensación antes de que  $h_o$  pueda ser obtenida. Esta dificultad no se origina en las unidades verticales.

Las relaciones de temperatura en la zona de condensación de la figura de la derecha son idénticas con aquellas de un intercambiador 1-2, pero las de la zona del sobrecalentamiento difieren de cualquiera de los tipos usados normalmente en la industria. Para un sobrecalentador-condensador 1-2 de dos pasos en los tubos con sobrecalentamiento al final del carrete, la temperatura  $t'_1$  puede obtenerse de las ecuaciones diferenciales para transferencia de calor en los dos pasos de tubos de la zona de sobrecalentamiento.

Igual ocurre con el  $t'_2$ . De esta manera y haciendo otra serie de consideraciones las cuales no son relevantes para el desarrollo del proyecto, se llega a que si d y c indican las zonas de sobrecalentamiento y condensación, respectivamente, y q el calor transferido en cada una, las dos zonas pueden computarse por  $q_d = U_d \cdot A_d \cdot (\Delta t)_d$  y  $q_c = U_c \cdot A_c \cdot (\Delta t)_c$  donde  $U_d$  y  $U_c$  son los coeficientes totales limpios y  $A_d$  y  $A_c$  las superficies correspondientes.

El uso de dos zonas permite el cálculo de valores individuales de  $U_d$  y  $U_c$  para cada zona, y cada uno es un coeficiente limpio separado, y cada uno es efectivo sobre una superficie independiente. Los dos coeficientes totales pueden reemplazarse por un valor simple, el coeficiente total limpio balanceado, que se obtiene de:

$$U_b \text{ (balanceado)} = \frac{\sum U_c \cdot A_c}{\sum A_c} = \frac{U_c \cdot A_c + U_d \cdot A_d}{A_c + A_d}$$

Donde  $U_b$  es el *coeficiente total limpio balanceado*.

Para calcular el valor de  $U_D$  (coeficiente global de diseño del intercambiador) de la ecuación global del intercambiador de calor, es necesario primero conocer la MLDT. Esta puede ser balanceada en términos del calor transferido, respectivamente, por las diferencias de temperatura para condensación y sobrecalentamiento. Puesto que  $U_D \cdot A = Q/MLDT$ .

$$MLDT \text{ (balanceado)} = \frac{Q}{\frac{q_c}{MLDT_c} + \frac{q_d}{MLDT_d}}$$

Este método no sirve como medio consistente, aunque no enteramente preciso, para comparar o cotejar la operación y diseño de los sobrecalentadores-condensadores.

Una vez que se han expuesto los conceptos básicos para entender el diseño de un sobrecalentador-condensador y las diferencias principales que existen con otro tipo de condensadores, se puede proceder al cálculo de la MLDT. Para ello es preciso hacer una aproximación antes de empezar. Se va a suponer que el nitrógeno líquido que entra a temperatura de saturación en los tubos se va a evaporar de manera casi instantánea. Esta suposición simplifica y facilita el cálculo de la MLDT pudiéndose así ajustar a la segunda gráfica de la página 19. La suposición se considerará válida porque la mayor parte del poder criogénico del nitrógeno va a ser utilizado a la entrada del intercambiador.



→ MLDT (balanceado):

Primero es necesario estimar un término llamado  $\Delta t_{N_2}$  para poder utilizarlo en las tablas que ha continuación se van a exponer:

$$\Delta t_{N_2} = \frac{\frac{Q_{cond}}{m_1} - \lambda_{fg}}{Cp} = \frac{\frac{652.858}{2,47} - 198.380}{1.084} = 60,83 \text{ K.}$$

DESOBRECALENTAMIENTO MLDT <sub>d</sub>				CONDENSACIÓN MLDT <sub>c</sub>			
Fluido caliente		Fluido frío	Diferencia T <sup>a</sup>	Fluido caliente		Fluido frío	Diferencia T <sup>a</sup>
293	T <sup>a</sup> alta	200	93	231	T <sup>a</sup> alta	137,83	93,17
231	T <sup>a</sup> baja	137,83	93,17	231	T <sup>a</sup> baja	77	154
62	Diferen.	62,17	0,17	0	Diferen.	60,83	60,83

.- Tabla 14. Cálculo de la MLDT.

Ahora se puede calcular la MLDT de las dos partes, para ello se suman las diferencias de T, de la temperatura alta y de la baja y se dividen por dos.

$$MLDT_d = \frac{93 + 93,17}{2} \rightarrow \boxed{MLDT_d = 93,1 \text{ K}}$$

$$MLDT_c = \frac{93,17 + 154}{2} \rightarrow \boxed{MLDT_c = 123,6 \text{ K}}$$

A continuación se aplica la fórmula propuesta en la página 20 para obtener el valor final de la MLDT:

$$MLDT \text{ (balanceado)} = \frac{Q}{\frac{q_c}{MLDT_c} + \frac{q_d}{MLDT_d}}$$

$$MLDT = \frac{796.089}{\frac{652.858,53}{123,6} + \frac{143.230,85}{93,1}} \rightarrow \boxed{MLDT = 116,72 \text{ K}}$$

Como se ha podido observar en los cálculos, no se han tenido en cuenta los 6 grados del subenfriamiento del condensado, para una mayor simplificación. Con lo cual, al utilizar Q sólo se ha puesto en juego el calor asociado al sobrecalentamiento y a la condensación.

#### 2.2.6.4. Cálculo de la MLDT corregida.

Para intercambiadores de calor de pasos múltiples como el proyectado, la forma apropiada de la MLDT es la siguiente:

$$\boxed{MLDT_c = F \cdot MLDT}$$

Se le aplica un factor de corrección al valor de la media logarítmica de temperatura inicialmente calculado, bajo la suposición de condiciones de

contraflujo. Existen expresiones algebraicas para el factor de corrección F para varias configuraciones de intercambiador de calor de carcasa y tubos y de flujo cruzado, y los resultados se pueden expresar de forma gráfica (ver anexo 1.5.). La notación (T, t) se usa para especificar las temperaturas del fluido, con la variable t siempre asignadas al fluido del lado del tubo. Con esta convención no importa si el fluido caliente o el fluido frío fluye a través de la coraza o de los tubos.

Sustituyendo los valores de temperatura en la gráfica correspondiente a un intercambiador de un paso por la coraza y dos pasos por los tubos se extrae que:

$$R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} = \frac{293 - 231}{200 - 77} = 0,5$$

$$\rightarrow F = 0,9$$

$$P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i} = \frac{200 - 77}{293 - 77} = 0,57$$

$MLDT_{\text{correg}} = 116,72 \cdot 0,9 = 105 \text{ K}$
---

#### 2.2.6.5. Suposición del coeficiente global de transferencia de calor ( $U_{\text{sup}}$ ).

En el cálculo de los sobrecalentadores-condensadores para el logro de condiciones de proceso es difícil establecer una regla rápida para la suposición de un valor razonable de  $U_D$  para el cálculo por iteración. Este coeficiente no es solo dependiente de los coeficientes de película del vapor sobrecalentado y saturado, sino también de la distribución de la carga de calor entre condensación y sobrecalentamiento, la que puede tener cualquier valor.

Por otro lado hay que tener en cuenta que el intercambiador que está siendo proyectado no es muy común en la industria, con lo cual se hace muy difícil la búsqueda en la bibliografía de un rango aproximado para el coeficiente de diseño.

Así pues, con el apoyo de las tablas del anexo 1.6., se ha llegado a la conclusión que un valor razonable para empezar con las iteraciones sería  $U_D = 600 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ .

Ahora bien, para evitar alargar en demasía la memoria de cálculos se ha evitado exponer en el proyecto todas las iteraciones necesarias hasta llegar al coeficiente de diseño exacto. Con lo cual se partirá directamente del coeficiente global de diseño exacto, que se representará por  $U_{\text{sup}}$  y será:

$$U_{\text{sup}} = 570 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

#### 2.2.6.6. Cálculo del área de intercambio.

Aplicando la ecuación de Fourier se extrae el área del intercambiador, que por ahora se llamará  $A_{\text{sup}}$  ya que es un área supuesta porque viene de sustituir en la ecuación un coeficiente de diseño supuesto.

$$A_{\text{sup}} = \frac{Q}{U_{\text{sup}} \cdot MLDT_{\text{correg}}} = \frac{820.000}{520 \cdot 105} = 13,7 \text{ m}^2 = 147,44 \text{ ft}^2$$

### 2.2.6.7. Cálculo del número de tubos ( $N_t$ ).

Para establecer el número de tubos del intercambiador hay que conocer en primer lugar el área de un tubo ( $a$ ). Para ello es necesario establecer el diámetro externo y la longitud total del tubo. Una vez que esto es conocido y el área del tubo también se procede a dividir el área de intercambio global entre el área de un tubo. De esta manera se obtiene el número de tubos sabiendo que todos los tubos serán del mismo tamaño y grosor.

Como ya se explicó en la *elección del tipo de cambiador* en la memoria descriptiva, se tomará un diámetro externo de  $\frac{3}{4}$ " y una longitud de unos 12 ft. Con estos valores se extrae el área de un tubo. Ahora bien, el tubo tendrá aproximadamente unos 10 cm (0,328 ft) metidos en la placa tubular para que quede soportado, por ello este tramo no influirá en el intercambio de calor. Esto quiere decir que el área real de un tubo es:

$$a = \pi \cdot d_o \cdot l = \pi \cdot \frac{3}{4}'' \cdot 12 \frac{in}{ft} \cdot (12 - 0,328)ft = 330,02'' = 0,213m^2$$

A continuación se pasa al cálculo del número de tubos aplicando una sencilla fórmula:

$$N_t = \frac{A_{sup}}{a \cdot n_c} = \frac{13,7}{0,213 \cdot 1} = 64,32$$

Por último se redondea al alza el número de tubos, con lo que se sobredimensiona en cierto modo el intercambiador. Se supondrán:

$$N_t = 66 \text{ Tubos}$$

Una vez que se conocen el número de tubos hay que elegir el diámetro de la carcasa. Este diámetro se escogerá de las tablas de cuenta de tubos del anexo 1.2., en el que se tomará el diámetro de carcasa inmediatamente superior al correspondiente según el número de tubos. Este diámetro también dependerá del diámetro del tubo, del arreglo de estos, del paso entre ellos ( $P_t$ ) y del número de pasos por los tubos ( $n_t$ ).

Esto se hace para evitar problemas al diseñar la disposición de los tubos, ya que estos serán en forma de U y no podrán ser colocados en la parte central del intercambiador, necesitando una carcasa más ancha de la que le correspondería. Se elige un diámetro de carcasa ( $D_c$ ):

$$D_c = 12" = 0,3072m$$

#### 2.2.6.8. Estimación de $U_{correg}$ y de $A_{correg}$ .

Al haber aumentado el número de tubos con respecto al que se obtenía en la fórmula de la página anterior se ha variado ligeramente el área global de intercambio y con ella el coeficiente de diseño supuesto, por lo que hay que hacerles una corrección de la siguiente manera:

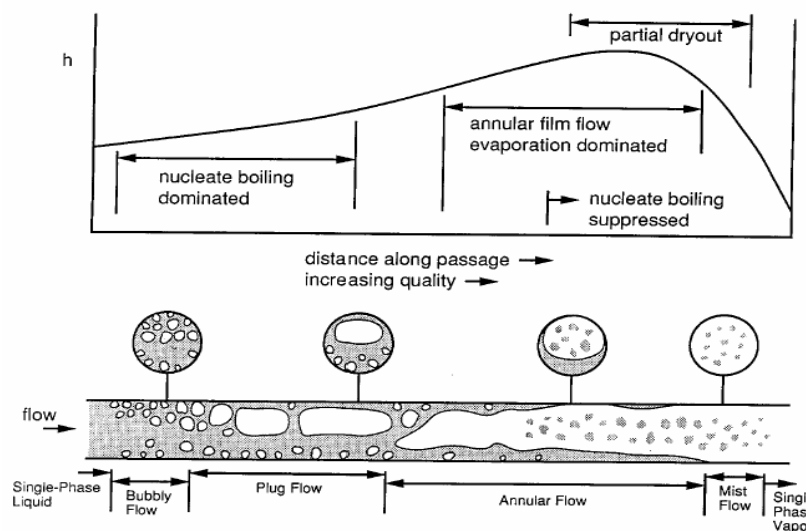
$$A_{correg} = N_t \cdot a \cdot n_c = 66 \cdot 0,213 \cdot 1 = 14,058m^2$$

$$U_{correg} = \frac{Q}{A_{correg} \cdot MLDT_{correg}} = \frac{820.000}{14,058 \cdot 105} = 555,5 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

**2.2.6.9. Estimación del fluido frío (lado de los tubos):**

El flujo en ebullición en tubos es probablemente el proceso de convección más complejo que existe. En la siguiente figura se describe un proceso típico de flujo bifásico en evaporación en un tubo horizontal. En este ejemplo el líquido entra subenfriado y sale como vapor sobrecalentado. La diferencia es que en el intercambiador proyectado el líquido entra a la temperatura de saturación y no subenfriado.

Como indica la figura, el fluido pasa de un régimen de ebullición a un régimen bifásico a medida que va entrando en el tubo. Los regímenes encontrados dependen de las condiciones de entrada y de las condiciones térmicas del fluido y la pared del tubo. Cuando la calidad del vapor es baja (más líquido que vapor en la mezcla, inicio del tubo) el proceso de vaporización que domina es la ebullición nucleada. A medida que la calidad aumenta, el fluido entra rápidamente en una película de régimen de flujo anular, en el cual la evaporación de la película anular es el mecanismo de transferencia de calor que domina. A continuación, la evaporación de la película anular de flujo deja la pared del tubo seca. Finalmente se evaporan las gotas de líquido que quedan en el tubo después del post-dryout hasta que sólo haya vapor en el tubo.



.- Figura 16. Representación gráfica de la evolución del coeficiente de transmisión de calor en flujo bifásico.

Con respecto al cálculo del coeficiente de transferencia de calor por el interior de los tubos para flujo bifásico es importante remarcar que no es un valor constante, como el que si podría ser en caso de flujo monofásico. En este tipo de sistemas el coeficiente tiende a ir cambiando a medida que se avanza en la longitud del tubo como se puede observar en el primer dibujo de la figura anterior.

Cuando la calidad es baja en la transferencia de calor domina la ebullición nucleada, con lo cual el coeficiente puede ser predicho usando una correlación para ebullición nucleada. Después se entra en un régimen de flujo anular en el que el coeficiente de transferencia aumenta de manera apreciable. Por último, tras el la etapa del post-dryout el coeficiente vuelve a disminuir hasta su valor más bajo, siendo éste el valor que tendrá el coeficiente hasta que finalice el tubo, donde el fluido que circula es 100% vapor.

Uno de los mejores métodos para este particular tipo de ebullición es la correlación de Kandlikar (1.989), la cual ha ido bien para abordar la enorme gama de datos en tubos horizontales. Según este método, el coeficiente de transferencia de calor para un tubo de diámetro  $d_o$  está dado por:

$$h_i = h_l \cdot \left[ C_1 \cdot Co^{C_2} \cdot (25 \cdot Fr_{le})^{C_5} + C_3 \cdot Bo^{C_4} \cdot F_k \right]$$

Donde,

$$Co \equiv n^\circ \text{ convectivo}; \quad Co = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \cdot \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5}$$

$$Bo \equiv n^\circ \text{ ebullición}; \quad Bo = \frac{q''}{G \cdot h_{fg}}$$

$$Fr_{le} \equiv n^\circ \text{ Froude para líquido}; \quad Fr_{le} = \frac{G^2}{\rho_l^2 \cdot g \cdot d_o}$$



$h_l$  es el coeficiente de transferencia de calor monofásico para la fase líquida si estuviera fluyendo sola en el tubo, se calcula con la correlación de Dittus-Boelter:

$$h_l = 0,023 \cdot \left(\frac{k_l}{d_o}\right) \cdot \left(\frac{G \cdot (1-x) \cdot d_o}{\mu_l}\right)^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \Rightarrow Nu = 0,023 \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4}$$

Las constantes de la  $C_1$  a la  $C_5$  están dadas en la siguiente tabla:

	Co < 0,65 (Región convectiva)	Co ≥ 0,65 (Región nucleada)
$C_1$	1,1360	0,6683
$C_2$	-0,9	-0,2
$C_3$	667,2	1.058,0
$C_4$	0,7	0,7
$C_5$	0,3	0,3

$C_5 = 0$  para tubos verticales y horizontales con  $Fr_{le} > 0,04$

- Tabla 15. Valor de constantes para correlación de Kandlikar.

El factor  $F_k$  es un parámetro que depende del fluido. Kandlikar obtuvo su valor para algunos fluidos:

FLUIDO	$F_k$	FLUIDO	$F_k$
Agua	1,0	R113	1,3
R11	1,3	R114	1,24
R12	1,5	R13a	1.63
R13B1	1,31	R15a	1,1
R22	2,2	Nitrógeno	4,7

- Tabla 16. Valor  $F_k$  según sea el fluido refrigerante.

Si el tubo es de acero inoxidable, el valor de  $F_k$  es igual a 1 para todos los fluidos.

-Cálculo del coeficiente  $h_i$ :

Esta correlación cuando se hace para nitrógeno sólo es válida en el intervalo de calidad que va desde 0,1 hasta 0,95; según Steiner y Schlunden (1.977).

Antes de desarrollar el problema se debe especificar como se calculan  $q''$  y G:

$$q'' = \frac{Q}{A_{correg}} ; \quad G = \frac{m_1}{a_t} ; a_t = \frac{N_t \cdot a_t'}{n_t} \Leftarrow a_t' = 0,268 \text{ in}^2 = 1,73 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

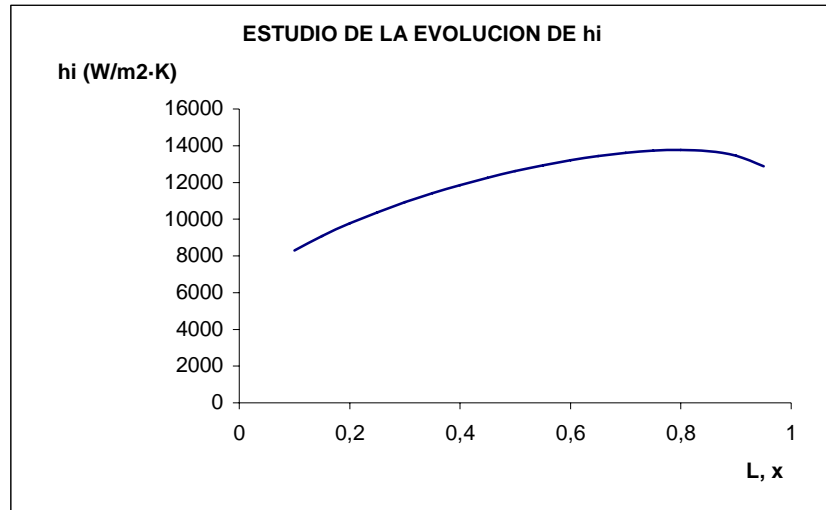
$\rho_v$ (kg/m <sup>3</sup> )	4,614
$\rho_l$ (kg/m <sup>3</sup> )	808,607
$h_{fg}$ (J/kg)	198379
g (m/s <sup>2</sup> )	9,81
$d_o$ (m)	0,01905
$k_l$ (W/m·s)	0,1364
$\mu_l$ (kg/m·s)	0,0001534
$Cp_l$ (J/kg·K)	2060
Pr <sub>l</sub>	2,32
$q''$ (W/m <sup>2</sup> )	58329,77
G (kg/m <sup>2</sup> ·s)	432,65

	Co<0,65	Co>0,65	Fr <sub>le</sub> >0,04
C <sub>1</sub>	1,136	0,6683	-
C <sub>2</sub>	-0,9	-0,2	-
C <sub>3</sub>	667,2	1058	-
C <sub>4</sub>	0,7	0,7	-
C <sub>5</sub>	0,3	0,3	0

Bo	0,00068
Fr <sub>le</sub>	1,53
F <sub>k</sub>	1

x	Co	h <sub>l</sub>	h <sub>i</sub>
0,01	2,983	1392	9672
0,05	0,796	1346	9577
0,1	0,438	1289	8294
0,15	0,303	1232	9085
0,2	0,229	1173	9770
0,25	0,182	1114	10376
0,3	0,149	1055	10920
0,35	0,124	994	11412
0,4	0,104	932	11857
0,45	0,089	870	12258
0,5	0,076	806	12617
0,55	0,064	741	12934
0,6	0,055	674	13208
0,65	0,046	606	13436
0,7	0,038	535	13612
0,75	0,031	463	13727
0,8	0,025	387	13765
0,85	0,019	308	13697
0,9	0,013	222	13462
0,95	0,007	128	12873

A continuación se mostrará una gráfica de la evolución del coeficiente interno  $h_i$  según va aumentando la calidad, hasta que todo el fluido es vapor:



.- Figura 17. Representación gráfica del valor de  $h_i$ .

Teniendo en cuenta que esta correlación sólo es válida con una  $x$  desde 0,1 hasta 0,95 se puede presumir que se asemeja a la evolución normal que seguiría el coeficiente de transferencia de calor interno de un fluido bifásico normal.

El siguiente paso es tomar un valor fijo de  $h_i$  para todo el tubo. Si se tiene en cuenta que en la mayoría del tubo el fluido va a ser vapor (esta suposición se hizo para el cálculo de la MLDT), el coeficiente que debe predominar es el mayor obtenido en los cálculos, de unos 13.000 W/m<sup>2</sup>·K aproximadamente, que es donde la gráfica tiene el máximo. Aún así se hará una media ponderada para tomar  $h_i$ , la cual será inferior al valor anterior. De esta forma, se solventan los problemas derivados de este tipo de situaciones donde las correlaciones pueden tener un error de hasta un 25% o incluso más. El valor tomado será:

$$h_i = 12.072W / m^2 \cdot K$$

Este es el valor del coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos referido al diámetro interno del mismo. El que se necesita para el cálculo del coeficiente global del intercambiador es el referido al diámetro externo del tubo. Para ello se hace la siguiente variación:

$$h_{io} = h_i \cdot \frac{d_i}{d_o} = 12.072 \cdot \frac{0,584}{0,75}$$

$$h_{io} = 9.400 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

#### 2.2.6.10. Estimación del fluido caliente (lado de la carcasa):

Para poder hacer el cálculo del coeficiente de transferencia externo de calor  $h_o$  es necesario saber cual es el área real que va a recorrer el gas a condensar. Esto es así porque al existir placas deflectoras que conducen al gas por caminos preferenciales, hacen que el área de recorrido de los VOC's sea superior al valor que se obtendría conociendo el diámetro y la longitud de la carcasa. Además de esto, la velocidad lineal y de masa del fluido cambia constantemente a través del haz de tubos, ya que el ancho de la coraza y el número de tubos varía desde cero en la parte superior y el fondo hasta un máximo en el centro de la coraza.

Así pues, el área transversal de flujo para el lado de la coraza  $a_s$ , está dada por la expresión:

$$a_s = \frac{D_c \times C' \times B}{P_t \times 144} ; \text{ Los valores se deben introducir en pulgadas y el}$$

área transversal se obtiene en pies al cuadrado.

Donde los valores de los términos de la ecuación están tomados de la memoria descriptiva del proyecto del punto *elección del tipo de cambiador*. Los cuáles son:

$$D_c \equiv 12'' , \text{ según el punto 2.2.6.7., de la memoria de cálculo.}$$

$$P_t \equiv 15/16''$$

$$C' \equiv P_t - d_o = 15/16'' - 3/4'' = 3/16''$$

$$B \equiv 6'' \rightarrow D_c / 5 < B < D_c \Rightarrow 2,4'' < B < 12'' , \text{ se elige un valor medio de } 6''.$$

$$a_s = \frac{12 \times 3/16 \times 6}{15/16 \times 144} = 0,1 \text{ ft}^2 = 0,00929 \text{ m}^2$$

A continuación hay que calcular dos coeficientes de transferencia de calor externos. Una para la parte del desobrecalentamiento llamado  $h_{od}$  y otro para la parte de la condensación que se llamará  $h_{oc}$ .

-Cálculo del coeficiente  $h_{od}$ :

Para este coeficiente lo primero que hay que conocer es un término llamado masa-velocidad (G) y que se calcula así:

$$G = \frac{m_2}{a_s} = \frac{1,535}{0,00929} = 165,23 \text{ kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s}$$

El siguiente paso es calcular el n° de Reynolds (Re) utilizando la masa-velocidad ya estimada. El Re tiene la siguiente expresión:

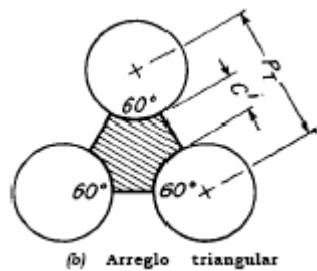
$$\text{Re} = \frac{G \cdot D_e}{\mu}$$

La  $G$  ya es conocida, la  $\mu$  se extrae de las propiedades de los VOC's a la temperatura calórica que es  $8,11 \times 10^{-6}$  Kg/m.s. Sólo queda conocer el valor de  $D_e$ , que es el diámetro equivalente.

Este término representa lo que debería de ser el radio hidráulico de la coraza que corresponde al área de un círculo equivalente al área de un canal no circular y consecuentemente en un plano a ángulos rectos a la dirección del flujo. El radio hidráulico empleado para correlacionar los coeficientes de la coraza para un haz que tiene deflectores, no es el verdadero radio hidráulico. La dirección del flujo en la coraza es en parte a lo largo y en parte a ángulo recto al eje mayor de los tubos del haz. El área de flujo a ángulos rectos respecto al eje mayor es variable de hilera a hilera. Un radio hidráulico basado en el área de flujo a través de cualquier hilera, no podría distinguir entre un arreglo en cuadro o un arreglo triangular. Para poder obtener correlaciones simples combinando tanto el tamaño como la cercanía de los tubos y su tipo de arreglo, se logra una excelente correlación si el radio hidráulico se calcula a lo largo en lugar de a través del eje mayor de los tubos. El diámetro equivalente para la coraza se toma entonces, como cuatro veces el radio hidráulico obtenido por el arreglo dispuesto en el cabezal de tubos. La expresión es:

$$D_e = \frac{4 \times \text{árealibre}}{\text{perímetromojado}}$$

En el caso de arreglo triangular, como el del proyecto, la expresión quedaría del siguiente modo:



$$D_e = \frac{4 \times \left( \frac{1}{2} \cdot P_t \times 0,86 \cdot P_t - \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot d_o^2 / 4 \right)}{\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot d_o}$$

Sustituyendo las incógnitas de la ecuación, que son conocidas, se obtiene el diámetro equivalente:

$$D_e = \frac{4 \times (0,5 \cdot 0,9375 \times 0,86 \cdot 0,9375 - 0,5 \cdot \pi \cdot 0,75^2 / 4)}{0,5 \cdot \pi \cdot 0,75}$$

$$D_e = 0,533in = 0,014m$$

También existe otra forma más rápida de calcular el diámetro equivalente. El método consiste simplemente en tomar el valor del  $D_e$  directamente de la tabla del anexo 1.7., conociendo el diámetro del tubo, el paso de los tubos y el arreglo. Sin embargo, aunque el valor es prácticamente el mismo, no es 100% exacto. En este caso, 0,55in.

Finalmente, se calcula el valor del Re, sustituyendo se extrae que:

$$Re = \frac{0,014 \cdot 165,23}{8,11 \times 10^{-6}} = 2,8 \times 10^5$$

Con este valor del Reynolds hay que ir a la gráfica del anexo 1.7., y extraer el valor de  $jH$ , después se aplica la correlación correspondiente a esta gráfica que sólo es válida para deflectores segmentados al 25%, como los que forman parte del intercambiador que está siendo proyectado. Con respecto a las propiedades que hay que incluir en esta ecuación, es importante señalar que la que más peso tiene es la conductividad, ya que la capacidad calorífica varía muy poco en diferentes rangos de temperatura y la viscosidad, aunque pueda ser diferente a la tomada, no tiene una influencia demasiado importante al ser del orden del sexto decimal.

$$jH = 350$$

$$jH = \frac{h_{od} \cdot D_e}{k} \times \left( \frac{Cp \cdot \mu}{k} \right)^{-1/3} \times \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \Rightarrow h_{od} = \frac{3500,015}{0,014} \times \left( \frac{1.5008,11 \times 10^{-6}}{0,015} \right)^{1/3} \times \left( \frac{8,11}{5,5} \right)^{0,14}$$

De donde,

$\mu_w$  ≡ Es la viscosidad de los VOC's a la temperatura de pared, la cual no se conoce. El valor de la viscosidad es  $5,5 \times 10^{-6}$  Kg/m·s; tomado a la temperatura de saturación (231 K) ya que a una temperatura inferior todos los VOC's son líquido.

El coeficiente en la carcasa para el sobrecalentamiento es:

$$h_{od} = 369,3W / m^2 \cdot K$$

-Cálculo del coeficiente  $h_{oc}$ :

Para poder estimar el coeficiente en la carcasa para el tramo referente a la condensación es necesario suponer cual será el porcentaje de área que actuará como condensador propiamente dicho.

Se va a suponer que aproximadamente en el 60% de la longitud de los tubos va a tener lugar la condensación. De manera que:

$$L_c = 12,ft \times 0,6 = 7,2,ft = 2,195m$$

A continuación hay que aplicar la expresión correspondiente a la masa-velocidad para el lado de la coraza, que dependerá del caudal másico de gases, de la longitud del tubo para condensación y del número de tubos:

$$G = \frac{W}{L_c \cdot N_t^{2/3}} = \frac{1,535}{2,195 \cdot 72^{2/3}} = 0,0428kg / m \cdot s$$

El siguiente paso es suponer un coeficiente de condensación aproximado y con ello extraer la temperatura de pared del tubo. Esto es



necesario para poder estimar las propiedades de los VOC's a la temperatura de película ( $t_f$ ) que harán falta para poder utilizar la correlación correspondiente en este caso.  $t_f = (t_{\text{sat}} + t_w)/2$ .

Se supondrá que  $h_{oc}' = 700$ .

La temperatura de pared será:

$$t_w = 138,5 + \frac{700}{9400 + 700} \cdot (231 - 138,5) = 144,9K$$

La temperatura de película será:

$$t_f = \frac{(231 + 144,9)}{2} = 188K$$

Las propiedades que hay que buscar para el correcto uso de la correlación son la conductividad, la viscosidad y la densidad a la temperatura de película. Estas son:

$$k_f = 0,095W / m \cdot K$$

$$\rho_f = 640kg / m^3$$

$$\mu_f = 1,9 \times 10^{-4} kg / m \cdot s$$

Todas están tomadas a la temperatura de saturación (231 K), ya que no se han encontrado las propiedades para una temperatura inferior.

Mc Adams descubrió que a partir de las correlaciones de datos de varias investigaciones, que los coeficientes de condensación observados para vapor en los tubos verticales eran 75% mayores que los coeficientes teóricos calculados mediante la ecuación de condensado para un tubo en régimen laminar. Así llegó a la conclusión que debía encontrar una correlación más exacta. Este caso es aplicable a condensadores horizontales, como el

proyectado. Así pues, tras varias investigaciones se llegó a que la correlación correspondiente para condensación en tubos horizontales por la carcasa es:

$$h_{oc} = 1,5 \times \left( \frac{4 \cdot G}{\mu_f} \right)^{-1/3} \times \left( \frac{\mu_f^2}{k_f^3 \cdot \rho_f^2 \cdot g} \right)^{-1/3}$$

Sustituyendo las incógnitas de la ecuación, se obtiene que:

$$h_{oc} = 1,5 \times \left( \frac{4 \cdot 0,0428}{1,9 \times 10^{-4}} \right)^{-1/3} \times \left( \frac{(1,9 \times 10^{-4})^2}{0,095^3 \cdot 640^2 \cdot 9,81} \right)^{-1/3}$$

El coeficiente en la carcasa para la parte de condensación es:

$$h_{oc} = 709,7W / m^2 \cdot K$$

Al compararlo con el que se supuso ( $h_{oc}' = 700$ ) para estimar la temperatura de pared se puede ver que es bastante parecido; con lo cual la suposición se considera válida y el coeficiente calculado correcto.

**2.2.6.11. Obtención del U limpio balanceado. Comprobación de  $L_c$ :**

Ahora es el momento de hacer uso de las expresiones expuestas en el apartado del cálculo de la media logarítmica de temperatura. Para hacerlo correctamente hay que dividir el cálculo en dos, como se ha hecho hasta el momento. Por un lado hay que calcular el coeficiente limpio para la parte del sobrecalentamiento ( $U_d$ ); y por otro lado se calcula el coeficiente limpio para la parte de la condensación ( $U_c$ ). Después se estiman las áreas correspondientes a cada fenómeno, comprobando si la suposición del 60% del área total como condensador real es acertada. Por último, en este apartado, se calcula el coeficiente total limpio balanceado del intercambiador.

Se empezará con el sobrecalentamiento:

$$U_d = \frac{h_{io} \cdot h_{od}}{h_{io} + h_{od}} = \frac{9400 \cdot 369,3}{9400 + 369,3} = 355,3 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

A continuación se hace lo mismo para la condensación:

$$U_c = \frac{h_{io} \cdot h_{oc}}{h_{io} + h_{oc}} = \frac{9400 \cdot 709,7}{9400 + 709,7} = 659,88 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

Ahora se calculan las áreas correspondientes a cada tramo. Para ello se utiliza la ecuación de Fourier, despejando el término de área:

$$A_d = \frac{q_d}{U_d \cdot MLDT_d} = \frac{143.230,85}{355,3 \cdot 93,1} = 4,33 \text{ m}^2$$

$$A_c = \frac{q_c}{U_c \cdot MLDT_c} = \frac{652.858,53}{659,88 \cdot 123,6} = 8 \text{ m}^2$$

Lo siguiente es comprobar la suposición del área de condensación ( $A_c$ ). Primero se sumarán las dos áreas y se verá si coinciden con el área total de intercambio; después se hará la comprobación.

$$A = A_d + A_c = 4,33 + 8 = 12,33 \text{ m}^2 \neq 14,058 \text{ m}^2$$

Existe una diferencia de áreas de 1,73 metros cuadrados. La explicación a esto es que esos 1,73 metros son los correspondientes al sobredimensionamiento que se ha ido haciendo a lo largo del diseño. Además, tampoco se ha tenido en cuenta el área correspondiente al subenfriamiento, por lo que se considera que irá incluida ahí. También hay que decir que esto es lógico que ocurra en los problemas de este tipo; esto asegura que el área supuesta es suficiente.

Comprobación de la suposición:

$$\frac{A_c}{A} \times 100 = \frac{8}{12,33} \times 100 = 64\% \approx 60\%$$

A la vista de los resultados, *la suposición se considera válida.*

Finalmente, cálculo del coeficiente total limpio balanceado ( $U_b$ ):

$$U_b = \frac{\sum U_c \cdot A_c}{\sum A_c} = \frac{U_c \cdot A_c + U_d \cdot A_d}{A_c + A_d} = \frac{355,3 \times 4,33 + 659,88 \times 8}{4,33 + 8}$$

$$\boxed{U_b = 552,92 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}}$$

El último término que queda por comprobar si fue bien elegido cuando se supuso es el coeficiente total limpio balanceado.

$$\underline{\underline{U_b = 552,92 \cong 555,5 = U_{\text{correg}}}}$$

Si se observan todos los resultados finales y la verificación positiva de las suposiciones, se llega a la conclusión de que todo el procedimiento de diseño hasta ahora está siendo bien planteado.

#### 2.2.6.12. Cálculo del $U_{\text{total}}$ y el $A_{\text{total}}$ .

El coeficiente arriba calculado no ha tenido en cuenta la resistencia a la transferencia de calor ofrecida por las incrustaciones de los fluidos circulantes. Durante la operación normal de un intercambiador de calor, a menudo las superficies están sujetas a la obstrucción por impurezas, formación de moho, u otras reacciones entre el fluido y el material de la pared. La siguiente deposición de una película o incrustaciones sobre la superficie puede aumentar mucho la resistencia a la transferencia de calor entre los fluidos. Este efecto se puede tratar mediante la introducción de una resistencia térmica

adicional, denominada factor de impureza ( $R_f$ ). Su valor depende de la temperatura de operación, velocidad del fluido, del tipo de fluido y del tiempo de servicio del intercambiador de calor.

Tampoco se ha tenido en cuenta la resistencia a la transmisión de calor a través de la pared del tubo de acero. Esta resistencia, a veces se ignora, ya que se suelen utilizar paredes muy finas con una gran conductividad de calor. De todas formas, en este proyecto se tendrá en cuenta para un cálculo más exhaustivo del intercambiador.

Esto quiere decir que habrá que calcular un coeficiente total U que tenga en cuenta estas resistencias añadidas, a partir del conocimiento de los coeficientes de convección de los fluidos caliente y frío.

Para una geometría cilíndrica de los tubos del intercambiador la expresión utilizada es la que se detalla a continuación:

$$U = \frac{1}{R_{total}} = \frac{1}{R_o + R_i + R_{so} + R_{si} + R_f}$$

Donde;

-  $R_o = \frac{1}{h_{global}}$   $\equiv$  Resistencia a la transferencia de calor por

convección en el exterior del tubo e igual a la inversa del coeficiente externo.

-  $R_i = \frac{1}{h_{io}}$   $\equiv$  Resistencia a la transferencia de calor por convección

en el interior del tubo e igual a la inversa del coeficiente interno.

-  $R_{so}$  = Resistencia debida a la película de ensuciamiento depositada en el exterior del tubo.

-  $R_{si}$  = Resistencia debida a la película de ensuciamiento depositada en el interior de los tubos.

-  $R_f$  = Resistencia debida a la pared metálica del tubo.

El valor de  $R_f$  teniendo en cuenta que los tubos tienen geometría cilíndrica, se puede determinar como:

$$R_f = \frac{d \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot k_{acero}}$$

En esta ecuación,  $d$  representa al diámetro medio de la pared del tubo. El término  $k_{acero}$  representa la conductividad térmica del acero tomada a la temperatura de pared:

$$t_w = t_c - \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} \cdot (t_c - T_c) = 260 - \frac{9400}{9400 + 590,16} \cdot (260 - 138,5) = 146K$$

Tomando esta temperatura de pared, la conductividad del acero será de 10.9 W/m·K. Siendo el valor de la resistencia de:

$$R_f = \frac{0,0169 \cdot \ln\left(\frac{0,75}{0,584}\right)}{2 \cdot 10,9} = 0,000194(W / m^2 \cdot K)^{-1}$$

Las resistencias debidas a las incrustaciones están tomadas de la bibliografía, anexo 1.6., en la que:

$$R_{so} = 0,00026475(W / m^2 \cdot K)^{-1}; \text{ referida al propano, butano...}$$

$$R_{si} = 0,0001765(W / m^2 \cdot K)^{-1}; \text{ referida a líquidos refrigerantes}$$

Las únicas resistencias que quedan por estimar son las referidas a los coeficientes de transferencia de calor. La que se refiere al coeficiente del interior del tubo es conocida. Para calcular la que se refiere al coeficiente externo del tubo es preciso conseguir el coeficiente externo, para ello:

$$h_o = \frac{h_{oc} \times A_c + h_{od} \times A_d}{A_c + A_d} = \frac{709,7 \times 8 + 369,3 \times 4,33}{8 + 4,33} = 590,16 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

Este coeficiente ha sido utilizado para el cálculo de la temperatura de pared. Ahora se puede estimar el coeficiente total de transferencia de calor del intercambiador U:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{9400} + \frac{1}{590,16} + 0,000194 + 0,00026475 + 0,0001765} = 410,5 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

El siguiente y último paso es calcular una nueva área A con este nuevo coeficiente. Después se estimará el número de tubos reales al alza. Se elegirá un diámetro de carcasa; y, finalmente, con el número de tubos definitivos se extraerá el área y el coeficiente total reales.

→Área:

$$A = \frac{Q}{U \cdot MLDT} = \frac{820.000}{410,5 \cdot 105} = 19,02 \text{ m}^2$$

→Número de tubos:

$$N_t = \frac{A}{a \cdot n_c} = \frac{19,02}{0,213 \cdot 1} = 89,3 \text{ tubos}; \text{ Se suponen } \boxed{90 \text{ tubos.}}$$

→Diámetro de carcasa:

$$\boxed{D_c = 13^{1/4} \text{''}}$$

→Cálculo de  $A_{total}$  y  $U_{total}$ :

$$\boxed{A_{total} = N_t \cdot a \cdot n_c = 19,17 \text{ m}^2}$$

$$\boxed{U_{total} = \frac{Q}{A_{total} \cdot MLDT} = 407,4 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}}$$

### 2.2.6.13. Cálculo de la caída de presión en la carcasa.

La caída de presión a través de la carcasa de un intercambiador es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz entre los deflectores. También es proporcional a la distancia a través del haz, cada vez que lo cruza.

Usando una modificación de la siguiente ecuación  $f = \frac{\Delta P \cdot 2 \cdot g \cdot \rho \cdot D \cdot \alpha}{4 \cdot G^2 \cdot L \cdot \text{Re}^d}$ , se

obtiene una correlación usando el producto de la distancia a través del haz, tomando  $D_s$  en pies como el diámetro interior de la coraza y el número de veces que el haz se cruza como  $N + 1$ , donde  $N$  es el número de deflectores. Si  $L$  es la longitud del tubo en pies,

Número de cruces,  $N + 1 = \text{longitud del tubo, plg/espaciado de los deflectores, plg} = 12 \times L/B$ .

Siempre habrá un número impar de cruces si las dos boquillas de la coraza están en lados opuestos de la misma, y un número par si las dos boquillas están en el mismo lado de la coraza. Con un espaciado de los deflectores estrecho, a intervalos convenientes como de 6 plg o menores, se puede omitir un deflector si el número de cruces no es un número entero. El diámetro equivalente usado para calcular la caída de presión es el mismo que para la transferencia de calor, se desprecia la fricción adicional de la coraza. La ecuación isotérmica para la caída de presión para fluidos que se calientan o enfrían y que incluye las pérdidas de entrada y salida es:

$$\Delta P_c = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot D_s \cdot (N+1)}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot D_e \cdot \phi_c} = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot D_c \cdot (N+1)}{5,22 \times 10^{10} \cdot D_e \cdot s \cdot \phi_c}$$

Donde  $s$  es la gravedad específica,  $G_s$  es la masa-velocidad en lb/pie·h que ya ha sido calculada con anterioridad,  $D_c$  es el diámetro de la carcasa en pies,  $(N+1)$  es el número de cruces que ha sido más arriba explicado,  $D_e$  es el diámetro equivalente en pies y  $\phi_c$  es la relación entre las viscosidades del fluido que circula por la carcasa a la temperatura calórica y a



la temperatura de pared,  $(\mu / \mu_w)^{0,14}$ , que ya fue calculado para la estimación del coeficiente de transferencia de calor en la parte del sobrecalentamiento.

Todos los términos de la ecuación son conocidos excepto el factor de fricción  $f$ . Calculando el Reynolds se puede extraer  $f$  de la gráfica del anexo 1.8.

$$Re = \frac{G \cdot D_e}{\mu} = \frac{165,23 \cdot 0,014}{8,11 \times 10^{-6}} = 2,8 \times 10^5$$

$f$  es igual a:

$f = 0,0011 \text{ ft}^2/\text{in}^2$
---------------------------------------

El siguiente término que hay que estimar es el número de cruces (N+1):

$$N+1 = 12 \times L/B = 12 \times 4,8/6 = 10 \leftarrow L = 12\text{ft} \times 0,4 = 4,8\text{ft}$$

Por último se calcula la gravedad específica y se pasa el diámetro de carcasa a pies.

$$s = 0,131/62,5 = 0,0021$$

$$D_c = 13,25''/12 = 1,104 \text{ ft.}$$

Finalmente se sustituyen todos los términos y se consigue la pérdida de carga en la carcasa para la parte del sobrecalentamiento.

$\Delta P_{desob} = \frac{0,0011 \times 121.570^2 \times 1,104 \times 10}{5,22 \times 10^{10} \times 0,044 \times 0,0021 \times 1,056} = 1,55 \text{ lb} / \text{in}^2$
---

Una vez que se conoce la caída de presión para el desobrecalentamiento hay que calcular la caída de presión para la condensación. Se utilizará la siguiente expresión:

$$\Delta P_{cond} = \frac{1}{2} \cdot \frac{f \cdot G_s^2 \cdot D_c \cdot (N+1)}{5,22 \times 10^{10} \cdot D_e \cdot s}$$

En este caso,  $G_s$ ,  $D_c$ ,  $f$  y  $D_e$  son iguales que para el desobrecalentamiento. Los términos que varían son:

$$N + 1 = 12 \times L/B = 12 \times 7,2/6 = 14$$

$$s = 0,58$$

$$\Delta P_{cond} = \frac{1}{2} \cdot \frac{0,0011 \times 121.570^2 \times 1,104 \times 14}{5,22 \times 10^{10} \times 0,044 \times 0,58} = 0,094 \text{ lb/in}^2$$

La pérdida de carga total en la carcasa será igual a la suma de las pérdidas de carga en el desobrecalentamiento y la condensación.

$$\Delta P_c = \Delta P_{desob} + \Delta P_{cond} = 1,55 + 0,094 = 1,644 \text{ lb/in}^2 = 0.116 \text{ kg/cm}^2$$

#### 2.2.6.14. Cálculo de caída de presión en los tubos.

Sieder y Tate correlacionaron los factores de fricción para fluidos que se calientan o enfrían dentro de tubos. Esas correlaciones están graficadas en el anexo 1.9., en forma dimensional y se usan en la siguiente ecuación:

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L_n}{5,22 \times 10^{10} \cdot D_e \cdot s \cdot \phi_t}$$

donde  $n$  es el número de pasos,  $L$  la longitud del tubo y  $L_n$  es la longitud total de la trayectoria en pies. No se dan las desviaciones, pero la curva ha sido aceptada por TEMA. Al fluir de un paso al otro, pasando por el carrete y el cabezal flotante o la curva de los tubos, el fluido cambia de dirección bruscamente en  $180^\circ$ , aun cuando el área de flujo en el carrete y en la doblez de los tubos no deberá ser menor que el área de flujo combinada de todos los tubos en un solo paso. El cambio de dirección introduce una caída de presión adicional  $\Delta P_r$ , llamada pérdida de regreso y se consideran cuatro cabezas de velocidad por paso como pérdida. La cabeza velocidad  $V^2/2g$  ha sido graficada en el anexo 1.10., frente la masa velocidad para un fluido con gravedad específica de 1, y la pérdida de regreso para cualquier fluido será:

$$\Delta P_r = \frac{4n}{s} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Así pues, la caída de presión total del lado de los tubos será igual a:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

En primer lugar hay que calcular la pérdida de carga en la parte recta del tubo, para lo cual hay que estimar  $f$  de la figura del anexo 1.9., con ayuda del Reynolds. Después habrá que estimar  $s$  y el factor  $\phi_t$ .

$$\text{Re} = \frac{D \cdot G_t}{\mu} = \frac{0,01905 \cdot 432,65}{9,357 \times 10^{-6}} = 8,8 \times 10^5$$

$$\boxed{f = 0,00009 \text{ ft}^2 / \text{in}^2}$$

$$s = 0,0024$$

$$\phi_t = \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} = 0,994$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene:

$$\Delta P_t = \frac{0,00009 \cdot 318.456^2 \cdot 12 \cdot 2}{5,22 \times 10^{10} \cdot 0,75 \cdot 0,0024 \cdot 0,994} = 2,35 \text{ lb} / \text{in}^2$$

Ahora hay que calcular la pérdida de carga por retorno, para ello se supondrá que la gravedad específica es igual a 1, para así poder hacer uso de la figura del anexo 1.10. En esta gráfica se sustituye la masa velocidad, obteniendo el valor del término  $V^2/2g$ , que en este caso es igual a 0,012. Finalmente se obtiene que:

$$\Delta P_r = \frac{4 \cdot 2}{1} \cdot 0,012 = 0,1 \text{ lb} / \text{in}^2$$

La pérdida de carga total en los tubos es:

$$\Delta P_T = 0,1 + 2,35 = 2,45 \text{ lb} / \text{in}^2 = 0,17 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

**2.2.7. Resumen del equipo.**

<b>Tipo de intercambiador</b>	<b>BEU</b>
<b>Calor intercambiado</b>	<b>816.784,25 W</b>
<b>Coefficiente global de transferencia de calor</b>	<b>407 W/m<sup>2</sup>·K</b>
<b>LADO DE TUBOS</b>	
<b>Número de pasos</b>	<b>2</b>
<b>Longitud de tubos (ft)</b>	<b>12</b>
<b>Número de tubos</b>	<b>90</b>
<b>Espaciamiento entre tubos (in)</b>	<b>15/16"</b>
<b>Arreglo de los tubos</b>	<b>Triangular</b>
<b>Diámetro externo (in)</b>	<b>3/4"</b>
<b>Espesor de los tubos (BWG)</b>	<b>14</b>
<b>Superficie exterior del tubo (ft<sup>2</sup>/ft)</b>	<b>0,1963</b>
<b>Pérdida de carga (kg/cm<sup>2</sup>)</b>	<b>0,17</b>
<b>LADO DE CORAZA</b>	
<b>Número de pasos</b>	<b>1</b>
<b>Diámetro de la coraza (in)</b>	<b>13 1/4"</b>
<b>Distancia entre deflectores (in)</b>	<b>6"</b>
<b>Número de deflectores</b>	<b>11</b>
<b>Tipo de deflector</b>	<b>Segmentado al 25%</b>
<b>Pérdida de carga (kg/cm<sup>2</sup>)</b>	<b>0,116</b>

## NOTACIÓN

- $T$  → temperatura referida al fluido que circula por los tubos  
 $t$  → temperatura referida al fluido que circula por la carcasa  
 $\rho$  → densidad  
 $Q_v$  → caudal volumétrico  
 $m$  → caudal másico  
 $C_p$  → capacidad calorífica  
 $\lambda_{fg}$  → calor de condensación  
 $Q$  → flujo de calor transferido  
 $Q_{desob}$  → flujo de calor durante el desobrecalentamiento  
 $Q_{cond}$  → flujo de calor durante la condensación  
 $Q_{subenf}$  → flujo de calor durante el subenfriamiento  
 $U_c$  → coeficiente de calor global en la condensación  
 $U_d$  → coeficiente de calor global en el desobrecalentamiento  
 $U_b$  → coeficiente de calor global limpio balanceado  
 $U_{sup}$  → coeficiente de calor global supuesto  
 $U_{correg}$  → coeficiente de calor global corregido  
 $U_{total}$  → coeficiente de calor total  
 $U_D$  → coeficiente de calor global de diseño  
 $n_c$  → número de pasos por la carcasa  
 $n_t$  → número de pasos por los tubos  
 $N_t$  → número de tubos  
 $a$  → área de un tubo  
 $d_o$  → diámetro externo de un tubo  
 $l$  → longitud de un tubo  
 $A_{sup}$  → área de transferencia de calor supuesta  
 $A_{correg}$  → área de transferencia de calor corregida  
 $A_{total}$  → área de transferencia de calor total  
 $A_c$  → área de transferencia de calor en la condensación  
 $A_d$  → área de transferencia de calor del desobrecalentamiento  
 $D_c$  → diámetro interior de la carcasa  
 $h_i$  → coeficiente de transmisión de calor en el interior tubos

$h_{i0}$  → coeficiente de transmisión de calor en tubos referido al diámetro externo

$h_{od}$  → coeficiente de transmisión de calor en carcasa referido al sobrecalentamiento

$h_{oc}$  → coeficiente de transmisión de calor en carcasa referido a la condensación

$h_o$  → coeficiente de transmisión de calor en la carcasa

$\Delta P_{desob}$  → pérdida de carga en la carcasa sobrecalentamiento

$\Delta P_{cond}$  → pérdida de carga en la carcasa por condensación

$\Delta P_c$  → pérdida de carga en la carcasa total

$\Delta P_t$  → pérdida de carga en los tubos

$\Delta P_r$  → pérdida de carga en los tubos por retorno

$\Delta P_T$  → pérdida de carga total en los tubos

## **2.3. BOMBA DE GASES LICUADOS.**

### **2.3.1. Características del servicio.**

En este documento se va a determinar la potencia requerida en el equipo de impulsión, para permitir una circulación del flujo óptima a través del sistema de recuperación.

La misión de la bomba es transportar los gases y vapores recuperados en forma líquida desde el botellón de separación hasta el tanque de almacenamiento de gases licuados.

Para determinar la potencia absorbida por la bomba será necesario disponer de las presiones en la aspiración y la impulsión de la misma, así como también será necesario conocer las pérdidas de carga en cada una de las conducciones y el caudal a bombear.

### **2.3.2. Conceptos generales:**

→ NPSH: altura positiva neta de aspiración:

Este concepto representa la diferencia entre la presión del líquido a bombear referida al eje del impulsor y la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo.

Hay que distinguir entre NPSH disponible y NPSH requerido.

➤ NPSH disponible: será aquella provista por el tipo de distribución y el conjunto de la instalación elegida para la bomba.



- NPSH requerido: es un dato típico de cada bomba, y varía según el modelo, tamaño y las condiciones de servicio será, por tanto, un dato a facilitar por el fabricante de la bomba.

Para que la bomba funcione correctamente sin que tenga lugar cavitación, el NPSH disponible en la instalación debe ser igual o superior al NPSH requerido por el equipo de impulsión. La cavitación puede presentarse, si en algún momento, en el tubo de aspiración se alcanzase la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo, dando lugar a la formación de burbujas que producirían fenómenos como vibraciones y erosión de partes mecánicas.

La cavitación puede tener lugar si no se dispone de una NPSH lo suficientemente alta, y por tanto, la forma de evitar éste fenómeno puede radicar en:

- Disminuir la altura del tubo de aspiración.
- Rebajar la temperatura del fluido a bombear.
- Disminuir las pérdidas de presión en el tubo de aspiración.
- Instalar una bomba con un NPSH requerido inferior.

→ Rendimiento:

En las bombas, el rendimiento varía con el caudal y la altura de elevación. Un valor medio para los cálculos es tomar como un 0,7% el rendimiento total del equipo de impulsión, comprendiendo éste los rendimientos volumétricos, hidráulicos y mecánicos.

Por otra parte, para estimar la potencia que ha de consumir el motor, habrá que tener en cuenta también el rendimiento del propio motor y el rendimiento de acople a la bomba, tomando éstos valores 0,8 y 0,9 respectivamente.

De todas formas, en el caso que ocupa este proyecto se tendrá en cuenta un rendimiento global de un 60%, ya que no existe ni motor eléctrico ni acople con el eje y la bomba utilizada será una de desplazamiento positivo, pudiendo ser también una centrífuga.

### **2.3.3. Tipos de bombas:**

Los equipos de impulsión de líquido pueden clasificarse en dos grandes grupos:

- Dinámicos
- Desplazamiento positivo

En los primeros, la energía es comunicada al fluido por un elemento giratorio (rodete) que imprime al líquido un movimiento rotativo, que se transforma luego en energía de presión. El caudal a una determinada velocidad de rotación, depende de la resistencia al movimiento en la línea de descarga.

En las bombas de desplazamiento positivo, existe una relación directa entre el movimiento de los elementos de bombeo y la cantidad de líquido movido.

Así pues, se puede hacer una clasificación genérica como la siguiente:

- Desplazamiento positivo:
  - Alternativo: diafragma, pistón, émbolo, buzo, etc.
  - Rotativo: engranaje, tornillo, paletas...
- Centrífugas:
  - Axial, radial, flujo mixto, etc.

La bomba a calcular en este proyecto será una de desplazamiento positivo de doble diafragma, aunque también es válida una centrífuga. La primera presenta mayor uso en la industria cuando la energía no es proporcionada por electricidad sino por aire comprimido. Además, los requerimientos de altura y caudal proporcionados por estas bombas son más que suficientes para los que son necesarios en este proyecto.

### 2.3.4. Como calcular la potencia de la bomba.

La potencia de una bomba se expresa normalmente en caballos de vapor (CV) o en vatios (W). Esta potencia puede ser representada en metros, estos metros son los metros hasta los que la bomba es capaz de impulsar el fluido, salvando las pérdidas de carga en los accesorios de la tubería de impulsión y aspiración (codos, válvulas, etc.).

El paso de metros a vatios es sencillo, sólo hay que multiplicar el número de metros por la gravedad, por la densidad del fluido impulsado a su temperatura correspondiente y por el caudal de la bomba.

La manera de estimar la altura que suministra la bomba es utilizando la *ecuación de Bernouilli*. Esta ecuación expresada en “cargas” queda de la siguiente forma:

$$\frac{\Delta P}{\rho \cdot g} + \frac{\Delta v^2}{2 \cdot g} + \Delta z + h_f = \eta \cdot \Delta h$$

Cada término significa lo siguiente:

$$\rightarrow \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} \equiv \text{Carga debida a la diferencia de presión.}$$

$$\rightarrow \frac{\Delta v^2}{2 \cdot g} \equiv \text{Carga cinética debida a la diferencia de velocidades.}$$

$$\rightarrow \Delta z \equiv \text{Carga potencial debida a la diferencia de alturas.}$$

→  $h_f \equiv$  Pérdida de carga en la tubería y los accesorios.

→  $\eta \cdot \Delta h \equiv$  Altura teórica que suministra la bomba.

La ecuación de Bernouilli se aplica entre dos puntos, entre los cuales se encuentra situada la bomba. Las diferencias de presión, velocidad y altura son entre estos dos puntos.

Ahora bien, el término  $h_f$  que representaba las pérdidas de carga se calcula con la *ecuación de Fanning*, la cual tiene la siguiente expresión:

$$h_f = (4f) \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

El término de  $L$  representa la longitud de la tubería desde el punto 1 hasta el 2 en metros; a la que se le suma la longitud de tubo recto de igual diámetro que el accesorio que produciría una pérdida de energía análoga a la producida por éste, esta última se conoce como  $L_{equ}$  (longitud equivalente).

La  $D$  es el diámetro de la tubería en cuestión y  $v$  es la velocidad del fluido que circula por la tubería.

El término  $(4f)$  se llama *factor de Darcy* y es un factor de fricción que se calcula empírica o gráficamente. Para el cálculo gráfico se utiliza el *gráfico de Moody*, que depende del Reynolds del fluido y de un factor adimensional  $\left(\frac{\varepsilon}{D}\right)$ , el cual representa la altura media de las rugosidades de la tubería dividido por el diámetro de la misma. Este factor a su vez depende del tipo de material empleado para construir la tubería.

Una vez que se resuelven las ecuaciones se extrae la altura teórica que suministra la tubería, la cual hay que dividirla por el rendimiento de la

bomba para obtener la altura real. Por último, se pasa el valor de la altura en metros a watios o caballos de vapor y ya se tiene la potencia necesaria de la bomba para transportar el fluido indicado entre los 2 puntos que se han tomado en el cálculo de la *ecuación de Bernouilli*.

### **2.3.5. Selección del material.**

Con respecto al material de la bomba, será toda de acero inoxidable del mismo tipo que el del intercambiador AISI 304 (18-8). No será necesario que la bomba vaya calorifugada, ya que el tiempo de residencia del líquido en ella será tan bajo que no se evapora una cantidad apreciable de fluido recuperado.

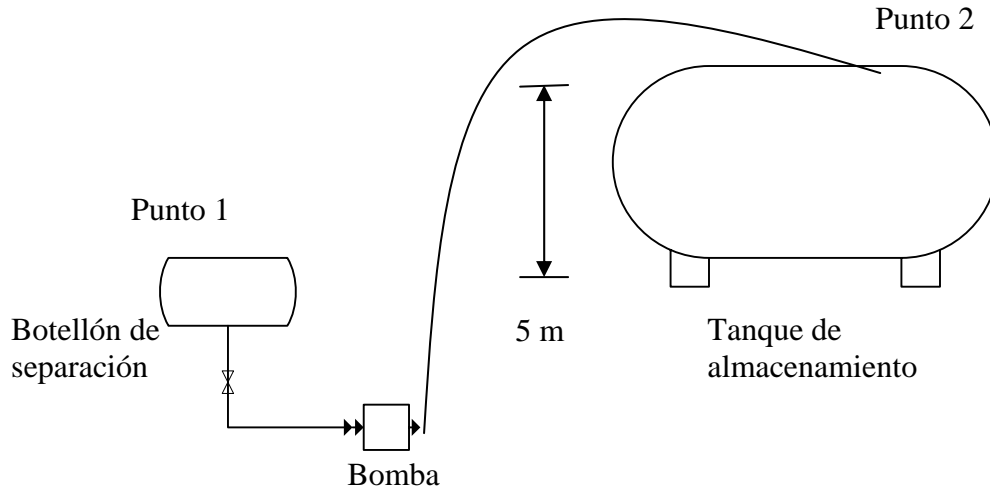
### **2.3.6. Planteamiento del problema.**

El procedimiento de cálculo es sencillo. Se aplicará Bernouilli entre el nivel de líquido del botellón de separación y la entrada en el tanque de almacenamiento del fluido recuperado.

Entre ambos puntos se supondrá una altura máxima de 5 metros y como accesorios habrá una válvula de control a la salida del botellón de separación y un codo de 90° liso entre la válvula y la entrada a la bomba.

En el punto 1 se supondrá que la velocidad es nula ya que el nivel de líquido se mantendrá prácticamente constante a lo largo del proceso y que la presión será la atmosférica.

En el punto 2 se supondrá una velocidad máxima correspondiente al caudal másico máximo de trabajo, la presión será la atmosférica. En el siguiente gráfico se puede observar con más claridad.



.-Figura 17. Representación gráfica de la situación de la bomba.

### 2.3.7. Cálculo de la bomba.

En primer lugar, se plantea la ecuación de Bernoulli entre los puntos 1 y 2.

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + h_f = \eta \Delta h$$

Tanto en el punto 1 como en el 2 la presión es la misma, presión atmosférica, por lo que la carga de presión es igual a cero. En el caso de la velocidad en el punto 1 es igual a cero. El resto de los términos tienen que ser calculados.

#### 1.- Velocidad en el punto 2:

La expresión de la velocidad para una tubería de sección constante es la siguiente:

$$v = \frac{Q_{\max}}{s} = \frac{m}{\rho s}$$

- Donde; →  $m \equiv$  caudal másico de fluido recuperado (1,535 kg/s).  
 →  $\rho \equiv$  Densidad del fluido a la temperatura de condensación 231 K (582 kg/m<sup>3</sup>).  
 →  $s \equiv$  Sección transversal de la tubería, en este caso tubería circular.

$$s = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

Finalmente, se obtiene el valor de la velocidad en metros por segundos.

$$v_2 = \frac{1,535 / 582}{\pi \cdot 0,0508^2 / 4} = 1,3 \text{ m/s}$$

## 2.- Diferencia de alturas:

Este término representa la diferencia de altura entre el punto 1 y el 2, la cual se dijo que sería de unos 5m como máximo.

## 3.- Pérdida de carga:

Para el cálculo de la pérdida de carga se hace uso de la *ecuación de Fanning*.

$$h_f = (4f) \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Primero hay que estimar el valor del *factor de Darcy* sabiendo que las tuberías son de acero inoxidable y que el diámetro de la misma es de 2 plg. Sustituyendo en la gráfica del anexo 2.1., se obtiene el valor del factor adimensional  $\left(\frac{\varepsilon}{D}\right) = 0,0009$ .

A continuación se calcula el Reynolds (Re):

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot D \cdot v}{\mu} = \frac{582 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,0508 \text{m} \cdot 1,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1,9 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}} = 2,0 \times 10^5$$

Se sustituye en la gráfica de Moody el factor adimensional  $\left(\frac{\varepsilon}{D}\right)$  y el valor de Re extrayendo el valor del *factor de Darcy*.

$$(4f) = 0,021$$

De la *ecuación de Fanning* se conoce el *factor de Darcy*, la velocidad del fluido y el diámetro de la tubería; falta por estimar la longitud equivalente de los accesorios, ya que la de la tubería es conocida.

$$L = L_{\text{tubo}} + L_{\text{equ}} = L_{\text{aspiración}} + L_{\text{impulsión}} + L_{\text{válvulacontrol}} + L_{\text{codo90}^\circ}$$

$$\rightarrow L_{\text{aspiración}} = 2 \text{ m}$$

$$\rightarrow L_{\text{impulsión}} = 10 \text{ m}$$

$\rightarrow L_{\text{válvulacontrol}} = 15 \text{ m}$ , este valor se toma de la gráfica del anexo 2.2., donde se estima como si fuera una válvula de asiento abierta, que es el caso más desfavorable.

$\rightarrow L_{\text{codo90}^\circ} = 0,6 \text{ m}$ , este valor se toma de la gráfica del anexo 2.2., suponiendo un radio de 0,2 m y una curvatura ordinaria en un solo segmento.

$$L = L_{\text{aspiración}} + L_{\text{impulsión}} + L_{\text{válvulacontrol}} + L_{\text{codo90}^\circ} = 2 + 10 + 15 + 0,6 = 27,6 \text{ m}$$

Por último se hace el cálculo de la pérdida de carga en toda la tubería desde el punto 1 hasta el punto 2.



$$h_f = 0,021 \times \frac{27,6}{0,0508} \times \frac{1,3^2}{2 \cdot 9,81} = 0,983m$$

#### 4.- Potencia de la bomba:

Para conocer la altura máxima de impulsión de la bomba se sustituye en la *ecuación de Bernoulli*:

$$\eta \Delta h = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + h_f = 0 + \frac{1,3^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81} + 5 + 0,983$$

$$\boxed{\eta \Delta h = 6,1m}$$

Esta es la altura teórica, para conseguir la altura real se divide por el rendimiento que será de un 30%. De esta forma, al tomar un rendimiento tan bajo se engloban todas las pérdidas mecánicas que pudieran ocurrir en la bomba.

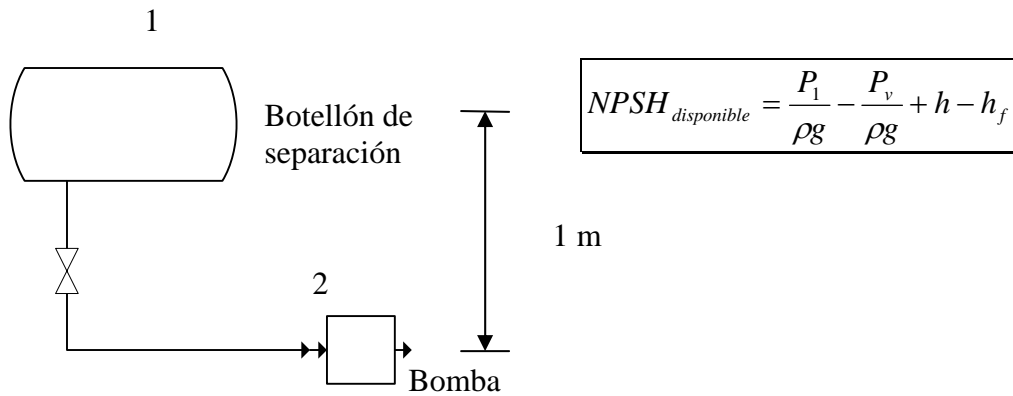
$$\boxed{\Delta h = \frac{6,1}{0,3} = 20,33m}$$

Finalmente, se obtiene la potencia real necesaria de la bomba ( $P$ ).

$$P = \Delta h \times g \times \rho \times Q = 20,33 \times 9,81 \times 582 \times 0,00264$$

$$\boxed{P = 306,4W = 0,5C.V.}$$

Para calcular el  $NPSH_{disponible}$  se utiliza la siguiente expresión:



.- Figura 18. Representación gráfica del el punto 1 hasta la bomba.

Donde;

→  $P_1$  ≡ Presión en el punto 1. Presión atmosférica (1 atm).

→  $P_v$  ≡ Presión de vapor del líquido a la temperatura de entrada en la bomba (-45°C). Igual a 0,9 atm.

→  $h$  ≡ Altura desde el punto 1 hasta el 2.

→  $h_f$  ≡ Pérdida de carga entre los dos puntos, incluyendo la válvula y el codo.

Sustituyendo se obtiene que;

$$NPSH_{disponible} = \frac{101.325}{582 \cdot 9,81} - \frac{91192,5}{582 \cdot 9,81} + 1 - 0,61 = 2,17m$$

Los resultados finales son:

<b>BOMBA DE IMPULSIÓN DE LICUADOS</b>	
<b><math>NPSH_{disponible}</math> (metros)</b>	<b>2,17</b>
<b>Caudal de bombeo (<math>m^3/h</math>)</b>	<b>9,5</b>
<b>Potencia real de la bomba (CV)</b>	<b>0,5</b>
<b>Altura real de impulsión (metros)</b>	<b>20,33</b>

## NOTACIÓN

- $\Delta P$  → diferencia de presión entre dos puntos  
 $\Delta v$  → diferencia de velocidad entre dos puntos  
 $\rho$  → densidad  
 $\mu$  → viscosidad  
 $g$  → gravedad  
 $\Delta z$  → diferencia de altura entre dos puntos  
 $h_f$  → pérdida de carga en la conducción y los accesorios  
 $\eta$  → rendimiento de la bomba  
 $\Delta h$  → altura capaz de suministrar una bomba  
 $L$  → longitud de la conducción  
 $D$  → diámetro interno de la conducción  
 $P$  → potencia de una bomba

## **2.4. BOTELLÓN DE SEPARACIÓN.**

### **2.4.1. Servicio a realizar.**

En el botellón tendrá lugar la separación final gas-líquido, para obtener un producto a la salida del recipiente libre de gases.

Existirán dos corrientes de salida en este equipo, una de producto líquido terminado que será impulsado al tanque de almacenamiento, y otra por la que circulará el gas empobrecido, que será expulsado a la atmósfera.

### **2.4.2. Características principales.**

El botellón separador es un recipiente a presión horizontal, con un cuerpo cilíndrico y fondos toriesféricos de tipo Korbbogen. Estará fabricado de acero inoxidable AISI 304.

Dispondrá de una conexión de entrada para la mezcla gas-líquido y una conexión de salida para el líquido, ambas de 1 ½". También tendrá una válvula de seguridad para la salida del gas de 1". Llevará una boca de hombre de 18" de diámetro interno y dos entradas más de 1 ½" cada una para el medidor de nivel. Las conexiones serán mediante bridas de cara resaltada, de la serie 150.

Se operará a una temperatura de 223 K (-50°C) y 1,1 kg/cm<sup>2</sup> de presión.

### **2.4.3. Cálculo de las dimensiones del botellón.**

Este recipiente tendrá que tener un volumen capaz de albergar todo el condensado que pueda venir desde el intercambiador cuando el caudal de trabajo sea máximo.

$$Q_{\max} = \frac{m}{\rho} = \frac{1,535}{582} = 0,00264 \frac{m^3}{s} = 0,158 \frac{m^3}{\min}$$

El recipiente tendrá un volumen capaz de acumular el volumen a caudal máximo durante un tiempo de 5 minutos, que es el tiempo aconsejado en recipientes horizontales para separación gas-líquido, con lo cual:

$$D = \left[ \frac{V_L \cdot t}{\frac{L}{D} \cdot \frac{\pi}{4}} \right]^{\frac{1}{3}} = \left[ \frac{0,158 \cdot 5}{3 \cdot \frac{\pi}{4}} \right]^{\frac{1}{3}} = 0,695 m.$$

Para la presión de trabajo la relación  $L/D = 3$ , por lo que la longitud del botellón es igual a 2,085 m.

#### 2.4.4. Niveles de líquido HLL y LLL.

Estos son los niveles alto y bajo de líquido y se establecen de la siguiente forma:

→ HLL:

Es el nivel alto de líquido que deberá ser superior al 20% del diámetro interno y también superior a 10 pulgadas.

El diámetro interno es de 0,695 m, es decir, 27,3622 in, el 20% del diámetro será 5,472 in, por tanto existirá una distancia superior a 10 pulgadas desde el fondo hasta el nivel superior del líquido.

→ LLL:

Este se calcula con la siguiente expresión:

$$D - h_L \geq 0,1 \cdot D_i \geq 5in.$$

Teniendo en cuenta que;

$$D - h_L = h = 0,1 \cdot 27,3622 = 2,73622in.$$

Se escoge una distancia de **5 in** desde la parte inferior del depósito has el nivel LLL.

### 2.4.5. Cálculo de espesores.

En este apartado se calculan los espesores, tanto del casco cilíndrico, como del fondo cónico, así como el peso total del equipo.

Las temperaturas y presiones de diseño, se han calculado según recomendaciones del autor Megyesy, con las siguientes ecuaciones:

$$P_d = 1,1 \cdot P_{\text{max-operación}} \qquad T_d = T_{\text{max-operación}} + 20^\circ C$$

$$P_d = P_{\text{max-operación}} + 2 \frac{kg}{cm^2}$$

a) Presión de diseño:

La presión ejercida por el líquido es igual a:

$$P_H = \frac{H \cdot \rho_L}{10^4} = \frac{0,695 \cdot 582}{10^4} = 0,0405 \frac{kg}{cm^2}$$

$$P_{\text{total}} = 1,1 \frac{kg}{cm^2} + 0,0405 \frac{kg}{cm^2} = 1,1405 \frac{kg}{cm^2}$$

Se escogerá el mayor valor obtenido:

$$P_d = 1,1 \cdot 1,1405 = 1,255 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_d = 1,1514 + 2 = 3,1514 \text{ kg/cm}^2$$

Se elige el segundo valor como presión de diseño.

b) Espesor del casco cilíndrico:

El espesor se determina por la siguiente expresión (ver anexo 3.1.)

$$t_c = \frac{P_d \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_d} + C = \frac{3,1514 \cdot 347,5}{1.406 \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 3,1514} + 3 = 3,92 \text{ mm}$$

Donde;

$t_c$   $\equiv$  Espesor del casco,

$S$   $\equiv$  Tensión máxima admisible del AISI 304

$E$   $\equiv$  Coeficiente de soldadura sobre la virola = 0,85 (examinada por zonas), ver anexo 3.2.

$C$   $\equiv$  Sobreepesor de corrosión = 3 mm.

$R$   $\equiv$  Radio de virola = 347,5 mm.

Tomando el espesor inmediatamente superior de los espesores estándar, 3/16", se obtienen **4,76 mm** de espesor.

c) Comprobación del espesor de la virola a presión de prueba hidráulica:

$$T_p = \frac{P_h \cdot R}{S_e \cdot E - 0,6 \cdot P_h} = \frac{4,69 \cdot 347,5}{2.460 \cdot 0,85 - 0,6 \cdot 4,69} = 0,78 \text{ mm}$$

Donde;

$P_h$   $\equiv$  Presión de prueba hidráulica =  $P_d \cdot 1,5$ .

$S_e$   $\equiv$  Límite elástico del AISI 304 = 2.460 kg/cm<sup>2</sup>.

Se puede observar que el espesor adoptado es MAYOR que el espesor a la presión de prueba hidráulica, por lo que es VÁLIDO.

d) Espesor del fondo Korbogen:

Los espesores de este tipo de fondos son calculados en función de los valores de L y r (ver anexo 3.3.).

→El procedimiento es el siguiente:

Espesor supuesto,  $t_s = 4,76$  mm.

$D_i = 695$  mm.

$D_o = D_i + 2 t_s = 704,52$  mm.

$h = 3,5 \cdot t_s = 16,66$  mm.

$r = 0,154 \cdot D_o = 108,496$  mm.

$L = 0,8 \cdot D_o = 563,616$  mm.

$\frac{L}{r} = \frac{563,616}{108,496} = 5,1948.$

Para una relación  $L/r < 16$ , la ecuación que hay que utilizar es la siguiente:

$$t = \frac{P_d \cdot L \cdot M}{2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P_d} + C = \frac{3,1514 \cdot 563,616 \cdot 1,32}{2 \cdot 1.406 \cdot 1 - 0,2 \cdot 3,1514} + 3 = 3,83 \text{ mm.}$$

En este caso  $E = 1$ , porque el fondo no lleva soldadura (ver anexo 3.2.). El valor de M se calcula con el anexo 3.1.

El espesor del fondo será de  $3/16''$ , es decir, **4,76 mm**.

e) Comprobación del espesor del fondo Korbogen a presión de prueba hidráulica:

$$T_p = \frac{P_h \cdot L \cdot M}{2 \cdot S_e \cdot E - 0,2 \cdot P_h} = \frac{4,69 \cdot 563,616 \cdot 1,32}{2 \cdot 2.460 \cdot 1 - 0,2 \cdot 4,69} = 0,71 \text{ mm.}$$

Se observa que el espesor adoptado es VÁLIDO.



f) Peso del equipo:

→ Cilindro:

El peso de la carcasa vendrá dado por:

$$W_c = L \cdot \pi \cdot (D_o \cdot t - t^2) \cdot \rho = 2,085 \cdot \pi \cdot (0,70452 \cdot 0,00476 - 0,00476^2) \cdot 7.900 = 172,36 \text{ kg}.$$

→ Fondos:

El peso del fondo se determina con esta expresión:

$$W_f = (\pi \cdot D_d^2 \cdot t \cdot \rho) = \pi \cdot 0,85543^2 \cdot 0,00476 \cdot 7.900 = 86,45 \text{ kg}.$$

$$\text{Donde: } D_d = 1,174 \cdot D_o + 1,7h$$

→ Peso total:

$$W_{total} = W_c + W_f = 172,36 + 86,45 = 258,81 \text{ kg}.$$

g) Diseño de las cunas:

El diseño está basado en que el soporte sea capaz de soportar la fuerza horizontal F (ver anexo 3.4.) en la sección más baja de la cuna, correspondiendo este sección con un tercio del radio del recipiente.

$$F = K_{11} \cdot Q$$

El valor  $K_{11}$ , varía según sea el ángulo de contacto entre el recipiente y el apoyo:

Angulo de contacto	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
$K_{11}$	0,204	0,222	0,241	0,259	0,279	0,298	0,318

- Tabla 17. Valor  $K_{11}$  según sea el ángulo de contacto.

En este caso, el ángulo de contacto será de 120°, por lo que la  $K_{11}$  valdrá 0,204.

El peso del equipo es de 258,81 kg, a lo que habrá que sumarle el peso del líquido contenido en todo el recipiente.

El casco cilíndrico tendrá un volumen y un peso de líquido de:

$$V_c = \pi \cdot r^2 \cdot L = \pi \cdot 0,3475^2 \cdot 2,085 = 0,791m^3.$$

$$W_{\text{líquido-carcasa}} = \rho \cdot V_c = 582 \cdot 0,791 = 460,36kg.$$

Los fondos, serán:

$$V_{\text{fondos}} = 2 \cdot 2,45 \times 10^{-5} \cdot (D_o - 2 \cdot t)^3 = 2 \cdot 2,45 \times 10^{-5} \cdot (0,70452 - 2 \cdot 0,00476)^3 = 0,0284m^3$$

$$W_{\text{líquido-fondos}} = 582 \cdot 0,0284 = 16,53kg.$$

Por tanto, el peso total al que estarán sometidos cada uno de los apoyos será de:

$$\frac{16,53 + 460,36 + 258,81}{2} = 367,85kg = 809,27lb.$$

$$F = K_{11} \cdot Q = 0,204 \cdot 809,27 = 165,091lb.$$

$$\frac{r}{3} = \frac{13,68}{3} = 4,56in.$$

Para soportar esta fuerza, el área mínima efectiva del plato debe cumplir la siguiente igualdad:

$$\frac{F}{\frac{r}{3} \cdot t} = \frac{2}{3} 13.750 \rightarrow t = \frac{9 \cdot F}{2 \cdot r \cdot 13.750} = 0,00395in.$$

Se adoptará un espesor de chapa de 1/16”.

**2.4.6. Resumen del equipo.**

<b>Diámetro interior (mm)</b>	695
<b>Distancia entre HLL y parte superior del recipiente (mm)</b>	139
<b>Distancia entre LLL y parte inferior del recipiente (mm)</b>	127
<b>Longitud entre líneas de tangencia (mm)</b>	2.085
<b>Material</b>	AISI 304
<b>Sobreespesor de corrosión (mm)</b>	3
<b>Espesor del cuerpo (mm)</b>	4,76
<b>Espesor de los fondos (mm)</b>	4,76
<b>Tipo de fondo</b>	Korbbogen
<b>Tipos de soportes</b>	Cunas

**NOTACIÓN:**

HLL → Nivel máximo de líquido

LLL → Nivel mínimo de líquido

D → diámetro del depósito

L → longitud del depósito

$\rho$  → Densidad

$m$  → caudal másico

$V_L$  → caudal volumétrico de líquido

$t$  → espesor

$P_d$  → presión de diseño

$T_d$  → temperatura de diseño

H → altura de líquido

$P_h$  → presión hidráulica

$W_c$  → peso del cilindro

$W_f$  → peso de los fondos

$D_o$  → diámetro exterior del cilindro

## 2.5. AISLAMIENTO TÉRMICO.

### 2.5.1. Servicio a realizar:

El objetivo de este aislamiento térmico es el de impedir que el calor del exterior del sistema entre en el mismo, perdiendo así parte del poder criogénico del nitrógeno líquido y no consiguiendo condensar los VOC's total o parcialmente.

Habrà que aislar la unidad GRS, el botellón de separación, la conducción de nitrógeno líquido, la conducción de VOC's licuados hasta el botellón de separación, hasta la bomba y hasta el tanque de almacenamiento y el propio tanque de almacenamiento. Este último, será un camión cisterna para transporte criogénico, por lo que ya irá preparado para la operación.

### 2.5.2. Elección del aislante térmico.

#### 2.5.2.1. Características de los aislamientos.

El proyectista debe conocer las propiedades de los aislantes térmicos mejores, a fin de poder elegir aquel que cubra las necesidades del proyecto de manera más concreta. Para ello se deben conocer las diferentes características de los aislantes, las cuales son:

- Conductividad térmica: se suele expresar en  $W/m\cdot K$  y varía con la temperatura, por lo que habrá que especificar la temperatura para la cual es válido el valor elegido.
- Permeabilidad al vapor de agua: se suele expresar en  $g\cdot cm/m^2\cdot mmHg\cdot día$ . Este valor no incluye el efecto de posibles juntas, huecos o discontinuidades.
- Densidad aparente: se expresa en  $kg/m^3$ , es la masa de la unidad de volumen de aislante en las condiciones de suministro o de instalación del material seco.

- Capacidad calorífica: se expresa en kJ/kg·K. Es un dato de gran importancia en el estudio de problemas de regímenes transitorios.
- Absorción de agua: esta propiedad se define como la cantidad de agua que absorbe una probeta del material ensayado al sumergirse en agua durante un tiempo determinado y a una temperatura específica. Puede indicarse en masa de agua o volumen de material aislante.
- Propiedades mecánicas: interesa conocer la resistencia a la compresión, a la flexión, el módulo de elasticidad y el coeficiente de dilatación térmica.
- Intervalo de temperaturas de trabajo: es interesante saber cuales son los rangos de temperatura de trabajo ya que según sea éste habrá unos aislantes mejores que otros.
- Datos de interés económico: son por ejemplo el tiempo de vida, el coste unitario, la facilidad y el coste de instalación, etc.

#### **2.5.2.2. Elección del aislante.**

Se deberán de tener en cuenta los siguientes criterios:

- Exigencia sanitaria y de salud.
- Exigencias de seguridad.
- Condiciones de trabajo.
- Facilidades de suministro y repuesto.
- Instalación y mantenimiento.
- Coste y vida de la instalación.

Teniendo todos estos factores en cuenta, se decide elegir como aislante térmico para toda la instalación **espuma de poliuretano expandida**. Ya que esta es muy ligera (con una densidad de unos 35 kg/m<sup>3</sup>) y fácil de instalar, el rango de temperatura en el que puede operar es muy amplio (desde los -200°C hasta los 100°C, aceptando picos de 120°C), requiere un mantenimiento casi nulo, tiene un tiempo de vida de unos 10 años y cumple todas las exigencias sanitarias y de salud.

### 2.5.2.3. Criterios de elección del espesor.

Una vez que se elige el aislante se debe de elegir el espesor del material que se ha de instalar.

Para la determinación del espesor se tendrá en cuenta exigencias de ahorro energético, evitar la posibilidad de formar condensados, etc. Pero además, tendrá que cumplir ciertos criterios que son de obligado cumplimiento puesto que vienen fijados por la legislación vigente y conducen a espesores mínimos que deben respetarse, sea cual sea el espesor económicamente aconsejable. Estos se recogen en la Norma Básica de la Edificación NBE-CT-79., más concretamente para intercambiadores de calor en el Reglamento de Instalaciones IT.IC.19.

### 2.5.3. Cálculo de espesores de aislamiento.

#### 2.5.3.1. Cálculo del espesor de las tuberías.

Aplicando la ecuación general para el cálculo del coeficiente de transmisión de calor por unidad de longitud en tuberías al caso de una tubería recubierta de un material aislante, se cumple que la resistencia superficial interior y la debida a la pared de la tubería son independientes del espesor del aislante y se puede escribir así:

$$U_L = \frac{1}{R_a + R_{ex}}$$

La resistencia térmica debida al aislante crece con el espesor de aislante, como se puede observar en la siguiente expresión:

$$R_a = \frac{\ln\left(\frac{r_a}{r_t}\right)}{2\pi k_a}$$

Donde;

$r_t$  es el radio exterior de la tubería, que coincide con el interior del aislante.

$r_a$  es el radio exterior del aislante.

$k_a$  es la conductividad térmica del material aislante.

La resistencia térmica superficial exterior decrece con el espesor de aislante:

$$R_{ex} = \frac{1}{2\pi r_a h_{ex}}$$

Donde;

$h_{ex}$  es el coeficiente de transmisión superficial exterior.

En consecuencia, la resistencia térmica del conjunto tubería y aislante alcanzará un valor mínimo para el cual se tendrá un máximo de flujo de calor a un mínimo de aislamiento. El radio correspondiente es el llamado *radio crítico* y se obtiene imponiendo la siguiente condición:

$$\frac{d(R_a + R_{ex})}{dr_a} = 0$$

de donde se obtiene que el *radio crítico* es:

$$r_{crit} = \frac{k_a}{h_{ex}}$$

En consecuencia a esto, el espesor elegido del aislamiento debe corresponder a un radio exterior mayor que el crítico para que el aislamiento comporte un ahorro de pérdidas de calor. Hay que recordar que el coeficiente de transmisión exterior engloba la radiación y la convección:

$$h_{ex} = h_r + h_c$$



y el calor disipado por unidad de tiempo en un tubería de longitud L es:

$$Q = LU_L (t_{in} - t_{ex})$$

Según el reglamento de instalaciones IC-IT-19 establece unos espesores mínimos de aislante referidos a un aislante de conductividad 0,040 W/m·K medida a 0°C.

Diámetro de la tubería en mm	Temperatura del fluido en °C			
	>-10	-10 a 0	0 a 10	>10
D<32	40	30	20	20
32<D<50	50	40	30	20
50<D<80	50	40	30	30
80<D<125	60	50	40	30
125<D	60	50	40	30

- Tabla 18. Espesor mínimo de aislamiento térmico en mm.

Cuando la conductividad del aislante utilizado sea distinta, la resistencia térmica del aislamiento debe ser la misma que se obtendría si se instalara un aislante de 0,040 W/m·K. Este criterio es de aplicación general para cualquier superficie. Aplicado a una tubería resultará:

$$\frac{\ln\left(\frac{r_a}{r_t}\right)}{k_a} = \frac{\ln\left(\frac{r_a'}{r_t'}\right)}{k_a'}$$

Donde:

$$k_a = 0,040 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$k_a'$  es la conductividad del aislante utilizado.

$r_t$  es el diámetro exterior de la tubería que coincide con el interior del aislante.

$$r_a = r_t + \text{espesor, según la tabla anterior.}$$

$r_a'$  es el radio exterior mínimo del aislante instalado.

Como las tuberías discurren por el exterior, el espesor será el deducido en la tabla más 20 mm al tratarse de un fluido frío.

Otro punto muy importante a tener en cuenta en el cálculo del espesor mínimo de aislante es la prevención de condensaciones en el exterior, debido a la baja temperatura de la tubería; ya que la superficie estará a una temperatura inferior a la del aire en contacto y habrá condensación superficial siempre que esta temperatura sea igual o inferior a la del punto de rocío. El agua líquida puede difundirse a través del aislante y llegar a la superficie metálica de la tubería, ocasionando problemas de corrosión. Además, al humedecerse el aislante aumenta su conductividad, disminuyendo la temperatura superficial aún más y condensándose mayor cantidad de agua.

Para evitar este problema se recomiendan una serie de precauciones, tales como:

- ✓ Pintar la tubería con pintura antioxidante.
- ✓ Evitar huecos entre la tubería y el aislante.
- ✓ Evitar discontinuidades entre distintas piezas de la tubería.
- ✓ Situar barreras de vapor en el exterior.
- ✓ Calcular un espesor de aislante tal que garantice que la temperatura superficial nunca será inferior a la del rocío del aire circundante en las condiciones más extremas posibles según dónde esté situada la tubería.

Así pues, llamando  $t_e$  a la temperatura superficial exterior, debe cumplirse que:

$$\frac{R_{ex}}{R} = \frac{t_{ex} - t_e}{t_{ex} - t_{in}}$$

Siendo  $R = R_a + R_{ex}$

De donde se obtiene:

$$t_e = t_{ex} - (t_{ex} - t_{in}) \frac{R_{ex}}{R}$$

Sustituyendo las resistencias resulta que:

$$t_e = t_{ex} - \frac{t_{ex} - t_{in}}{1 + \frac{h_{ex} r_e}{k_a} \cdot \ln \frac{r_e}{r_i}}$$

Dado que la temperatura superficial debe ser superior a la del rocío del aire ambiente, tras sencillas transformaciones se llega a la condición de no condensación:

$$r_e \cdot \ln \frac{r_e}{r_i} > \frac{k_a}{h_{ex}} \cdot \frac{t_r - t_{in}}{t_{ex} - t_r}$$

Donde:

$t_r$  es la temperatura del rocío del aire en las condiciones ambiente que rodean la tubería estudiada y que puede obtenerse del diagrama psicrométrico del anexo 4.1.

El cálculo del espesor de las tuberías hay que hacerlo con cada tubería de manera independiente:

#### 1.- Tuberías de VOC's licuados:

Para los fluidos que transportan estas tuberías es imperativo que no cambien de estado, y se mantengan como líquido. Para ello se necesita un espesor de aislante capaz de garantizar esta necesidad. La temperatura de trabajo será de unos  $-50^{\circ}\text{C}$ . El valor de conductividad del aislante es de  $0,019 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ . El espesor de aislante será:

$$\frac{\ln\left(\frac{38,1 + (50 + 20)}{38,1}\right)}{0,040} = \frac{\ln\left(\frac{38,1 + e}{38,1}\right)}{0,019}$$

Al espesor que se toma de la tabla de la normativa IT.IC.19 para las características del sistema hay que sumarle 20 mm por encontrarse las conducciones a la intemperie. De aquí se obtiene el espesor  $e$  del aislante.

$$e = 24,5mm$$

Este espesor es inferior al obtenido según la normativa, con lo cual, el espesor de aislante para las tuberías de transporte de VOC's líquido será de **70 mm**.

Ahora debe determinarse que el espesor es suficiente para evitar condensaciones superficiales. La temperatura superficial, aplicando la expresión dada en la página anterior es:

$$t_e = t_{ex} - \frac{t_{ex} - t_{in}}{1 + \frac{h_{ex} r_e}{k_a} \cdot \ln \frac{r_e}{r_i}}$$

De esta expresión no se conoce el coeficiente de transmisión de calor exterior  $h_{ex}$ , por lo que habrá que estimarlo:

$$h_{ex} = h_r + h_c$$

Primero se estimará el coeficiente de convección. Hay que apuntar que en este caso la convección es natural por lo que se utilizará la siguiente expresión (para poder utilizarla es necesario que se cumpla  $0,5 < Pr < 100$ ):

$$Nu = a(Gr \cdot Pr)^m$$

Donde;

$$Nu = \frac{hL}{k} \Rightarrow n^\circ \text{ Nusselt}$$

$$Pr = \frac{Cp\mu}{k} \Rightarrow n^\circ \text{ Pr andtl}$$

$$Gr = \frac{g\beta\Delta tL^3}{\nu^3} \Rightarrow n^\circ \text{ Grashof}$$

Y a su vez;

h es el coeficiente de convección.

L es la dimensión característica de la superficie (diámetro...)

k es la conductividad del fluido.

Cp es el calor específico del fluido.

μ es la viscosidad dinámica.

g es la aceleración de la gravedad.

β es el coeficiente de expansión.

Δt es la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido.

ν = μ/ρ es la viscosidad cinemática.

Las constantes a y m se determinan experimentalmente y dependen de la superficie y del valor del número de Rayleigh (Ra).

$$Ra = Pr \cdot Gr$$

Situación	Campo de aplicación	a	m	Longitud característica
Superficie o cilindro vertical	Ra > 10 <sup>4</sup>	0,59	0,25	Altura
	Ra < 10 <sup>4</sup>	0,13	0,33	
Cilindro horizontal	Ra > 10 <sup>4</sup>	0,53	0,25	Diámetro
	Ra < 10 <sup>4</sup>	0,13	0,33	

.- Tabla 19. Valor de a y m según sea Ra y la situación del equipo.

A continuación se busca en la bibliografía el valor de las propiedades del aire a 35°C y 90% de humedad relativa (situación más desfavorable) que entran en juego en los números adimensionales.

$$C_p = 1.007 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

$$\rho = 1,16 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0,026 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$\mu = 1,9 \times 10^{-5} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$$

$$\beta = 3,19 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

$Pr = 0,73$ ; se comprueba que Prandtl está dentro del rango.

Ahora se calculan el resto de los números adimensionales:

$$Gr = 9,81 \cdot 3,19 \times 10^{-6} \cdot (35 - (-50)) \cdot 0,038^3 / (1,6 \times 10^{-5})^3 = 3,5 \times 10^7$$

$$Ra = 0,73 \cdot 3,5 \times 10^7 = 2,6 \times 10^6$$

De aquí se puede obtener a y m en la tabla anterior:

$$a = 0,53 \quad m = 0,25$$

Por último se utiliza la primera expresión y despejando se obtiene el coeficiente de transmisión de calor de convección:

$$h_c = k \cdot a (Gr \cdot Pr)^m / D = 0,026 \cdot 0,53 \cdot (2,6 \times 10^6)^{0,25} / 0,178 = 5,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Ahora se hará la estimación del coeficiente de transmisión de calor por radiación ( $h_r$ ), la expresión que se utilizará será:

$$h_r = \sigma \cdot \varepsilon_1 \cdot (T_1 - T_2) \cdot (T_1^2 + T_2^2)$$

Donde;

$\sigma = 56,7 \times 10^{-9} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$  (constante de Stefan-Boltzman).

$\varepsilon < 1$  es la emisividad de la superficie del cuerpo.

$T_1 \rightarrow$  temperatura de la superficie.

$T_2 \rightarrow$  temperatura ambiente (35°C).

La emisividad del cuerpo será de 0,3. La superficie irá recubierta con una fina capa de acero galvanizado, para proteger al aislante de la lluvia, viento, sol... y para evitar que reciba golpes directos en las tareas de montaje y transporte.

La temperatura de la superficie se supondrá que es de unos 33°C. Así pues, el coeficiente será:

$$h_r = 56,7 \times 10^{-9} \cdot 0,3 \cdot (35 - 33) \cdot (35^2 + 33^2) = 0,0000046 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Ahora se puede obtener el coeficiente de transmisión externo:

$$h_{ex} = 5,5 + 0,0000046 \cong 5,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Por último, se obtiene la temperatura superficial externa:

$$t_e = 35 - \frac{35 - (-50)}{1 + \frac{5,5 \cdot 0,089}{0,019} \cdot \ln \frac{89}{19}} = 33^\circ \text{C}$$

La suposición de  $T_1$ , se considera válida.

Para las condiciones ambientes supuestas (35°C y 90% de humedad) la temperatura de rocío es de unos 32,8°C, según el diagrama psicrométrico del anexo 4.1.; en consecuencia, no habrá condensación superficial y el espesor será suficiente.

## 2.- Tubería de nitrógeno líquido:

Esta tubería transportará el nitrógeno líquido desde el depósito de nitrógeno líquido, propiamente dicho, hasta la entrada del intercambiador. El recorrido será de unos pocos metros, pero debe de estar calorifugado para evitar que el nitrógeno se evapore en el interior de la conducción durante el transporte, ya que es imprescindible el calor latente de vaporización del nitrógeno para la condensación de los gases. La tubería se encontrará a unos -196 °C. El valor de la conductividad para esta temperatura es de 0,007 W/m·K. Así pues, el espesor del aislante será:

$$\frac{\ln\left(\frac{50,8 + (50 + 20)}{50,8}\right)}{0,040} = \frac{\ln\left(\frac{50,8 + e}{50,8}\right)}{0,007}$$

Despejando, se obtiene:

$$e = 8,5mm$$

Como el espesor obtenido es inferior al mínimo exigido por la normativa, se tomará como espesor inicial el de la normativa **70 mm**.

El siguiente paso es comprobar que la temperatura exterior de la superficie es mayor que la temperatura de rocío del ambiente en las condiciones más desfavorables posibles ( $T_{\text{rocío}} = 33^{\circ}\text{C}$ ).

Como las condiciones no han variado, el  $h_{\text{ex}}$  será prácticamente el mismo que para el caso anterior, obteniendo directamente la  $t_e$ .



$$h_c = k \cdot a(Gr \cdot Pr)^m / D = 0,026 \cdot 0,53 \cdot (2,6 \times 10^7)^{0,25} / 0,190 = 5,16 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$h_{ex} \cong h_c$$

$$t_e = 35 - \frac{35 - (-196)}{1 + \frac{5,16 \cdot 0,0954}{0,007} \cdot \ln \frac{95,4}{25,4}} = 30,73^\circ \text{C}$$

Esta temperatura es menor que la temperatura de rocío, por lo que podría haber condensaciones. Para solucionar el problema se supone un espesor de aislante de **85 mm** y se vuelven a hacer los cálculos.

$$h_c = k \cdot a(Gr \cdot Pr)^m / D = 0,026 \cdot 0,53 \cdot (2,6 \times 10^7)^{0,25} / 0,221 = 4,45 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$h_{ex} \cong h_c$$

$$t_e = 35 - \frac{35 - (-196)}{1 + \frac{4,45 \cdot 0,1054}{0,007} \cdot \ln \frac{105,4}{25,4}} = 32,9^\circ \text{C}$$

En este caso se comprueba que el espesor es válido.

### 2.5.3.2. Cálculo del espesor del condensador y el botellón.

En este caso, como los dos se pueden considerar depósitos se hará el cálculo en el mismo apartado. La temperatura de operación de ambos será la misma, aproximadamente  $-50^\circ\text{C}$ .

Si el depósito está aislado térmicamente podemos suponer, sin cometer grandes errores, que la resistencia térmica superficial interior es nula, con lo cual el cálculo del calor fugado será mayor que el real, y el espesor

calculado de aislante resultará conservativo, puesto que se obtendrá un valor algo mayor del necesario.

El reglamento IT.IC.19 establece que para generadores de calor, depósitos acumuladores e intercambiadores de calor, el espesor mínimo de aislante de conductividad 0,040 W/m·K será de 50 mm si la superficie es superior a 2 m<sup>2</sup> y de 30 mm si es inferior. Tanto para fluidos fríos como para fluidos calientes.

#### 1.- Cálculo del espesor del condensador:

La superficie exterior del condensador es menor a 2 m<sup>2</sup>, por lo que el espesor mínimo de aislamiento, según el reglamento ya citado, es de 30 mm para un aislante de conductividad 0,040 W/m·K, para el aislante que se maneja en este proyecto el espesor será:

$$\frac{\ln\left(\frac{336 + (30)}{336}\right)}{0,040} = \frac{\ln\left(\frac{336 + e}{336}\right)}{0,019}$$

El espesor será:

$$e = 14mm$$

Como este espesor es inferior al obtenido por el reglamento se elegirá el del reglamento, es decir, **30 mm**.

A continuación se comprueba que la temperatura de la superficie es superior a la temperatura de rocío para las condiciones ya elegidas.

El coeficiente de transmisión de calor exterior será prácticamente igual al coeficiente de transmisión de calor por convección en el exterior a partir de ahora, como ya se ha podido comprobar en los casos anteriores; por lo tanto será:

$$h_c = k \cdot a(Gr \cdot Pr)^m / D = 0,026 \cdot 0,53 \cdot (1,7 \times 10^{10})^{0,25} / 0,396 = 12,6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$t_e = 35 - \frac{35 - (-50)}{1 + \frac{12,6 \cdot 0,198}{0,019} \cdot \ln \frac{198}{168}} = 31,2^\circ \text{C}$$

Con este espesor se dará condensación en el exterior, con lo cual se elige un espesor superior para salvar este contratiempo. El espesor será **60 mm**.

$$h_c = k \cdot a(Gr \cdot Pr)^m / D = 0,026 \cdot 0,53 \cdot (1,7 \times 10^{10})^{0,25} / 0,456 = 10,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$t_e = 35 - \frac{35 - (-50)}{1 + \frac{10,6 \cdot 0,228}{0,019} \cdot \ln \frac{228}{168}} = 32,9^\circ \text{C}$$

Este espesor cumple la exigencia de que la temperatura superficial del condensador en las condiciones más desfavorables posibles, sea superior a la temperatura de rocío.

## 2.- Cálculo del espesor del botellón de separación:

La superficie exterior del condensador es superior a 2 m<sup>2</sup>, por lo que el espesor mínimo de aislamiento, según el reglamento ya citado, es de 50 mm para un aislante de conductividad 0,040 W/m·K, para el aislante que se maneja en este proyecto el espesor será:

$$\frac{\ln\left(\frac{695 + (50)}{695}\right)}{0,040} = \frac{\ln\left(\frac{695 + e}{695}\right)}{0,019}$$

$$e = 23,3 \text{ mm}$$

Nuevamente, se elige como espesor del botellón **55 mm**.

Se vuelve a comprobar cual es la temperatura exterior de la superficie.

$$h_c = k \cdot a(Gr \cdot Pr)^m / D = 0,026 \cdot 0,53 \cdot (1,5 \times 10^{11})^{0,25} / 0,0795 = 10,8 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

$$t_e = 35 - \frac{35 - (-50)}{1 + \frac{10,8 \cdot 0,3975}{0,019} \cdot \ln \frac{397,5}{347,5}} = 32,9^\circ \text{C}$$

El espesor se considera suficiente.

En este caso, en el que el botellón de separación actúa como un depósito acumulador es necesario saber si la temperatura del condensado va a cambiar en el tiempo que va a estar estancado. Para ello se va a utilizar la siguiente expresión, suponiendo que el tiempo máximo de estancia del condensado sea de 1 hora (3.600 segundos):

$$t_f = t_{ex} + (t_i - t_{ex}) \cdot e^{-n\theta}$$

Donde;

$$n = \frac{FU}{\rho_w c_w}$$

$$F = \frac{S}{V} \rightarrow \text{Es el factor de forma del depósito.}$$

U es el coeficiente global de transmisión de calor (coincide con  $h_c$ )

S es la superficie del depósito

V es el volumen del depósito

$\rho_w$  es la densidad del fluido

$c_w$  es el calor específico del fluido

$$F = \frac{4,55}{3,2} = 1,42$$

$$n = \frac{1,42 \cdot 10,8}{582 \cdot 1.330} = 0,00002s^{-1}$$

Finalmente, se obtiene la temperatura final del fluido en el interior del depósito una vez pasada la hora.

$$t_f = 35 + (-50 - 35) \cdot e^{-0,00002 \cdot 3.600} \cong -44^\circ C$$

Se observa que la temperatura en el interior del depósito cambia unos 6 grados aproximadamente, durante una hora de estancamiento como máximo, situación que nunca se va a dar, por lo que el cálculo es conservativo, conservándose el fluido en estado líquido.

#### 2.5.4. Resumen de los espesores de aislante.

EQUIPO	ESPESOR (mm)
Tuberías de VOC's licuados	70
Tubería de nitrógeno líquido	85
Intercambiador de calor	60
Botellón de separación	55

## **NOTACIÓN**

$t_{ex}$  → temperatura ambiente

$t_e$  → temperatura superficial del aislante

$t_{in}$  → temperatura interior del equipo

$t_f$  → temperatura del fluido acumulado

## 2.6. CÁLCULO DE TUBERÍAS.

### 2.6.1. Objetivo del cálculo.

En este apartado se pretende definir el diámetro de cada una de las tuberías de la unidad, en base a las velocidades recomendadas de flujo. A continuación se determinarán los espesores correspondientes de cada tubería.

### 2.6.2. Criterios de diseño.

De las recomendaciones que hay que tener en cuenta, la más importante es no usarse tubos con diámetro de 3/8", 1 1/4", 2 1/2", 3 1/2", 4 1/2", 5" y 7", puesto que no se encuentran con facilidad en el mercado. Los drenajes, ventilaciones, etc., deben utilizarse de 3/4" como mínimo.

Para el cálculo del diámetro de la tubería se hará uso de la siguiente expresión, suponiendo que el flujo dentro de la tubería es de una sola fase:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}}$$

Donde;

Q es el caudal volumétrico de fluido máximo transportado

v es la velocidad recomendada por Baquero y Crane.

La velocidad de flujo, siguiendo las recomendaciones de la bibliografía, será:

- Servicio con hidrocarburo gaseoso: 200 m/s
- Servicio con hidrocarburo líquido: 2 m/s

Para nitrógeno gaseoso y nitrógeno líquido se supondrán las mismas recomendaciones, respectivamente.

**2.6.3. Diámetro de tuberías.**

Suponiendo un caudal másico máximo de 1,5 Kg/s en el caso de los VOC's y de 2,47 Kg/s en el caso del nitrógeno se extrae el valor del diámetro mínimo necesario para cada tubería.

IDENTIFICACIÓN DE LÍNEAS	
LÍNEA	NOMBRE
Tubería de nitrógeno gaseoso	A
Tubería de nitrógeno líquido	B
Tubería de VOC's gaseosos	C
Tubería de VOC's hasta botellón	D
Tubería de VOC's hasta bomba	E
Tubería de VOC's hasta tanque	F

- Tabla 20. Identificación de líneas.

Línea	Caudal másico (kg/s)	Densidad del fluido (kg/m <sup>3</sup> )	Caudal volumétrico (m <sup>3</sup> /s)	Velocidad de flujo (m/s)	Diámetro tubería (cm)	Diámetro tubería (in)
A	2,47	1,7	1,45	200	9,6	3,7
B	2,47	808,6	0,003	2	4,3	1,7
C	1,5	1,81	0,829	200	7	2,7
D	1,5	582	0,0026	2	4	1,5
E	1,5	582	0,0026	2	4	1,5
F	1,5	582	0,0026	2	4	1,5

- Tabla 21. Diámetro de cada línea.

Para las líneas A y B se adoptará un diámetro de 2". En el resto de líneas (C, D, E, F) se adoptará un diámetro de 1 ½". Aunque estos diámetros



no correspondan con los calculados en las tuberías que transportan gas se considerarán válidos, ya que son los que se suelen utilizar en la industria en estos casos.

#### **2.6.4. Espesores de las líneas.**

Todas aquellas líneas con diámetro de 2" y menores presentarán un espesor de Sch-160, ya que es lo más común en la industria petroquímica.

Para aquellas líneas con diámetros mayores habría que calcular el espesor, pero como no es el caso no será necesario hacer ningún cálculo más.

DISEÑO DE UNA PLANTA MÓVIL PARA LA  
RECUPERACIÓN DE LOS GASES Y VAPORES  
(VOC´S) PROCEDENTES DE TANQUES DE  
ALMACENAMIENTO

DOCUMENTO I: MEMORIA

**I.3. ANEXOS**

**I.3. ANEXOS.**

3.1. INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	153
3.1.1. DATOS PARA TUBOS DE CONDENSADORES.....	153
3.1.2. TABLA DE CUENTA DE TUBOS.....	154
3.1.3. NOMENCLATURA DE INTERCAMBIADORES....	155
3.1.4. TABLA DE VISCOSIDADES DE GASES.....	156
3.1.5. FACTORES DE CORRECCIÓN DE LA MLDT.....	158
3.1.6. COEFICIENTES GLOBALES DE CALOR.....	161
3.1.7. CURVA DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA CARCASA.....	163
3.1.8. FACTOR DE FRICCIÓN PARA CARCASA.....	164
3.1.9. FACTOR DE FRICCIÓN PARA TUBOS.....	165
3.1.10. PÉRDIDA DE PRESIÓN POR RETORNO.....	166
3.1.11. COSTO DE LA SUPERFICIE TUBULAR vs DIÁMETROEXTERIOR DEL TUBO Y LONGITUD DEL TUBO.....	167
3.1.12. CAUDAL DE NITRÓGENO LÍQUIDO SEGÚN SEA EL CAUDAL DE VOC'S.....	168
3.2. BOMBA.....	169
3.2.1. GRÁFICO DE MOODY. RUGOSIDAD RELATIVA..	169
3.2.2. PÉRDIDAS DE CARGA PARA ACCESORIOS.....	170
3.3. BOTELLÓN DE SEPARACIÓN.....	171
3.3.1. FÓRMULAS PARA RECIPIENTES A PRESIÓN.....	171
3.3.2. EFICIENCIA DE SOLDADURAS.....	172
3.3.3. FONDO TIPO KORBÖGGEN.....	173
3.3.4. DISEÑO DE CUNAS DE SOPORTE.....	174
3.4. AISLAMIENTO TÉRMICO.....	176
3.4.1. DIAGRAMA PSICROMÉTRICO.....	176

3.1.1. DATOS PARA TUBOS DE CONDENSADORES.

TABLA 10. DATOS DE TUBOS PARA CONDENSADORES E INTERCAMBIADORES DE CALOR

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg <sup>2</sup>	Superficie por pie lin. pies <sup>2</sup>		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	<b>0.455</b>		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	<b>0.479</b>		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639
18	0.049	0.902	0.639	0.2361	0.545		
1¼	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
18	0.049	1.15	1.04	0.3015	0.688		
1½	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	<b>1.37</b>
	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		

3.1.2. TABLA DE CUENTA DE TUBOS (DIÁMETRO DE CARCASA).

TABLA 9. DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS. (Continúa). ARREGLO TRIANGULAR

Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 15/16 plg						Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 1 plg					
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18	8	37	30	24	24	
10	62	56	47	42	36	10	61	52	40	36	
12	109	98	86	82	78	12	92	82	76	74	70
13 1/4	127	114	96	90	85	13 1/4	109	106	86	82	74
15 1/4	170	160	140	136	128	15 1/4	151	138	122	118	110
17 1/4	239	224	194	188	178	17 1/4	203	196	178	172	166
19 1/4	301	282	252	244	234	19 1/4	262	250	226	216	210
21 1/4	361	342	314	306	290	21 1/4	316	302	278	272	260
23 1/4	442	420	386	378	364	23 1/4	384	376	352	342	328
25	532	506	468	446	434	25	470	452	422	394	382
27	637	602	550	536	524	27	559	534	488	474	464
29	721	692	640	620	594	29	630	604	556	538	508
31	847	822	766	722	720	31	745	728	678	666	640
33	974	938	878	852	826	33	856	830	774	760	732
35	1102	1068	1004	988	958	35	970	938	882	864	848
37	1240	1200	1144	1104	1072	37	1074	1044	1012	986	870
39	1377	1330	1258	1248	1212	39	1206	1176	1128	1100	1078

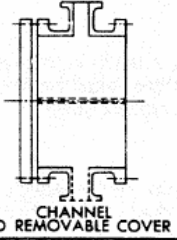
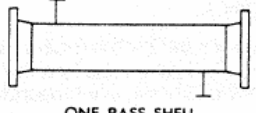
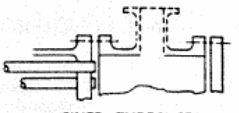
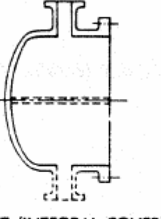
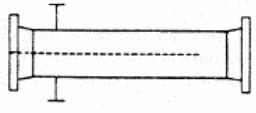
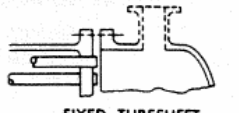
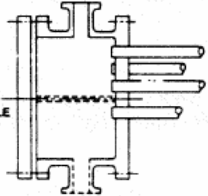
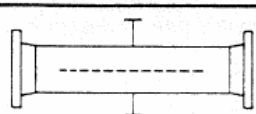
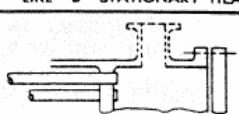
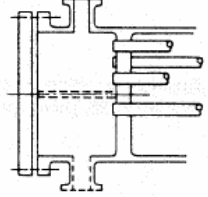
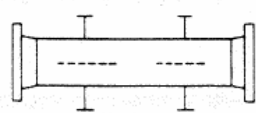
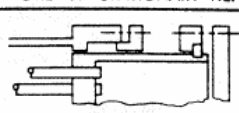
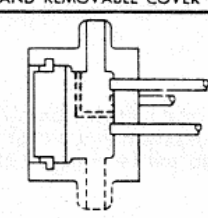
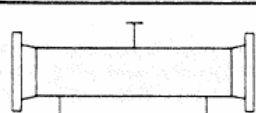
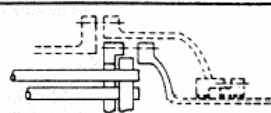
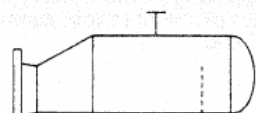
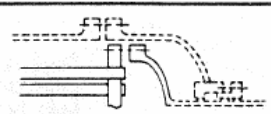
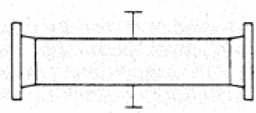
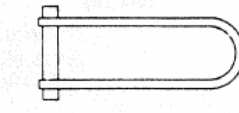
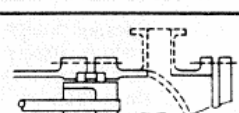
Tubos de 1" DE, arreglo triangular de 1 1/4 plg						Tubos de 1 1/4" DE, arreglo triangular de 1 9/16" plg					
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	21	16	16	14		10	20	18	14		
10	32	32	26	24		12	32	30	26	22	20
12	55	52	48	46	44	13 1/4	38	36	32	28	26
13 1/4	68	66	58	54	52	15 1/4	54	51	45	42	38
15 1/4	91	86	80	74	72	17 1/4	69	66	62	58	54
17 1/4	131	118	106	104	94	19 1/4	95	91	86	78	69
19 1/4	163	152	140	136	128	21 1/4	117	112	105	101	95
21 1/4	199	188	170	164	160	23 1/4	140	136	130	123	117
23 1/4	241	232	212	212	202	25	170	164	155	150	140
25	294	282	256	252	242	27	202	196	185	179	170
27	349	334	302	296	286	29	235	228	217	212	202
29	397	376	338	334	318	31	275	270	255	245	235
	472	454	430	424	400	33	315	305	297	288	275
33	538	522	486	470	454	35	357	348	335	327	315
35	608	592	562	546	532	37	407	390	380	374	357
37	674	664	632	614	598	39	449	436	425	419	407
39	766	736	700	688	672						

Tubos de 1 1/2" DE, arreglo triangular de 1 7/8 plg					
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
12	18	14	14	12	12
13 1/4	27	22	18	16	14
15 1/4	36	34	32	30	27
17 1/4	48	44	42	38	36
19 1/4	61	58	55	51	48
21 1/4	76	72	70	66	61
23 1/4	95	91	86	80	76
25	115	110	105	98	95
27	136	131	125	118	115
29	160	154	147	141	136
31	184	177	172	165	160
33	215	206	200	190	184
35	246	238	230	220	215
37	275	268	260	252	246
39	307	299	290	284	275

### 3.1.3. NOMENCLATURA DE INTERCAMBIADORES

(según TEMA).

FRONT END STATIONARY HEAD TYPES		SHELL TYPES		REAR END HEAD TYPES	
<b>A</b>	 CHANNEL AND REMOVABLE COVER	<b>E</b>	 ONE PASS SHELL	<b>L</b>	 FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
<b>B</b>	 BONNET (INTEGRAL COVER)	<b>F</b>	 TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	<b>M</b>	 FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
<b>C</b>	 REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE-SHEET AND REMOVABLE COVER	<b>G</b>	 SPLIT FLOW	<b>N</b>	 FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD
<b>N</b>	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE-SHEET AND REMOVABLE COVER	<b>H</b>	 DOUBLE SPLIT FLOW	<b>P</b>	 OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
<b>D</b>	 SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	<b>J</b>	 DIVIDED FLOW	<b>S</b>	 FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
		<b>K</b>	 KETTLE TYPE REBOILER	<b>T</b>	 PULL THROUGH FLOATING HEAD
		<b>X</b>	 CROSS FLOW	<b>U</b>	 U-TUBE BUNDLE
				<b>W</b>	 EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET

3.1.4. TABLA DE VISCOSIDADES DE GASES.

VISCOSIDADES DE GASES'  
Para usarse como Coordenadas con la Fig. 15

Gas	X	Y
Acetato de Etilo	8.5	13.2
Acetona	8.9	13.0
Acetileno	9.8	14.9
Acido Acético	7.7	14.3
<b>Agua</b>	8.0	16.0
<b>Aire</b>	11.0	20.0
Alcohol Etilico	9.2	14.2
Alcohol Metilico	8.5	15.6
Alcohol Propilico	8.4	13.4
Amoniaco	8.4	16.0
Argón	10.5	22.4
Benceno	8.15	13.2
Bromo	8.9	19.2
Buteno	9.12	13.7
Butileno	8.19	13.0
Bióxido de Azufre	9.15	17.0
Bióxido de Carbono	9.15	18.7
Bisulfuro de Carbono	8.0	16.0
Bromuro de Hidrógeno	8.8	20.9
Cianógeno	9.2	15.2
Ciclobexano	9.2	12.0
Cianuro de Hidrogeno	9.3	14.9
Cloro	9.0	18.4
Cloroformo	8.9	15.7
Cloruro de Etilo	8.15	15.6
Cloruro de <b>Hidrógeno</b>	8.8	18.7
Cloruro de <b>Nitrosilo</b>	8.0	17.6
Etano	9.11	14.5
Eter Etilico	8.9	13.0
Etileno	9.5	15.1
Flúor	7.31	23.8
Freon 11	10.6	15.1
Freon 12	11.1	16.0
Freon 21	11.8	15.3
Freon 22	10.1	17.0
Freon 113	11.3	14.0
Helio	10.9	20.5
Hexano	8.6	11.8
Hidrógeno	11.2	112.4
<b>3H<sub>2</sub> + 1N<sub>2</sub></b>	11.2	117.2
<b>Yodo</b>	9.0	18.4
<b>Yoduro</b> de Hidrógeno	9.0	21.3
Mercurio	5.3	22.9
Metano	9.9	15.5
<b>Monóxido</b> de Carbono	11.0	20.0
Nitrógeno	10.6	20.0
Oxido Nítrico	10.9	210.5
Oxido Nitroso	8.8	19.0
Oxígeno	11.0	211.3
Pentano	7.0	12.8
Propano	9.7	12.9
Propileno	9.0	13.8
Sulfuro de Hidrógeno	8.6	18.0
Tolueno	8.6	12.4
2, 3, <b>3-Trimetilbutano</b>	9.5	10.5
Xenón	9.3	23.0

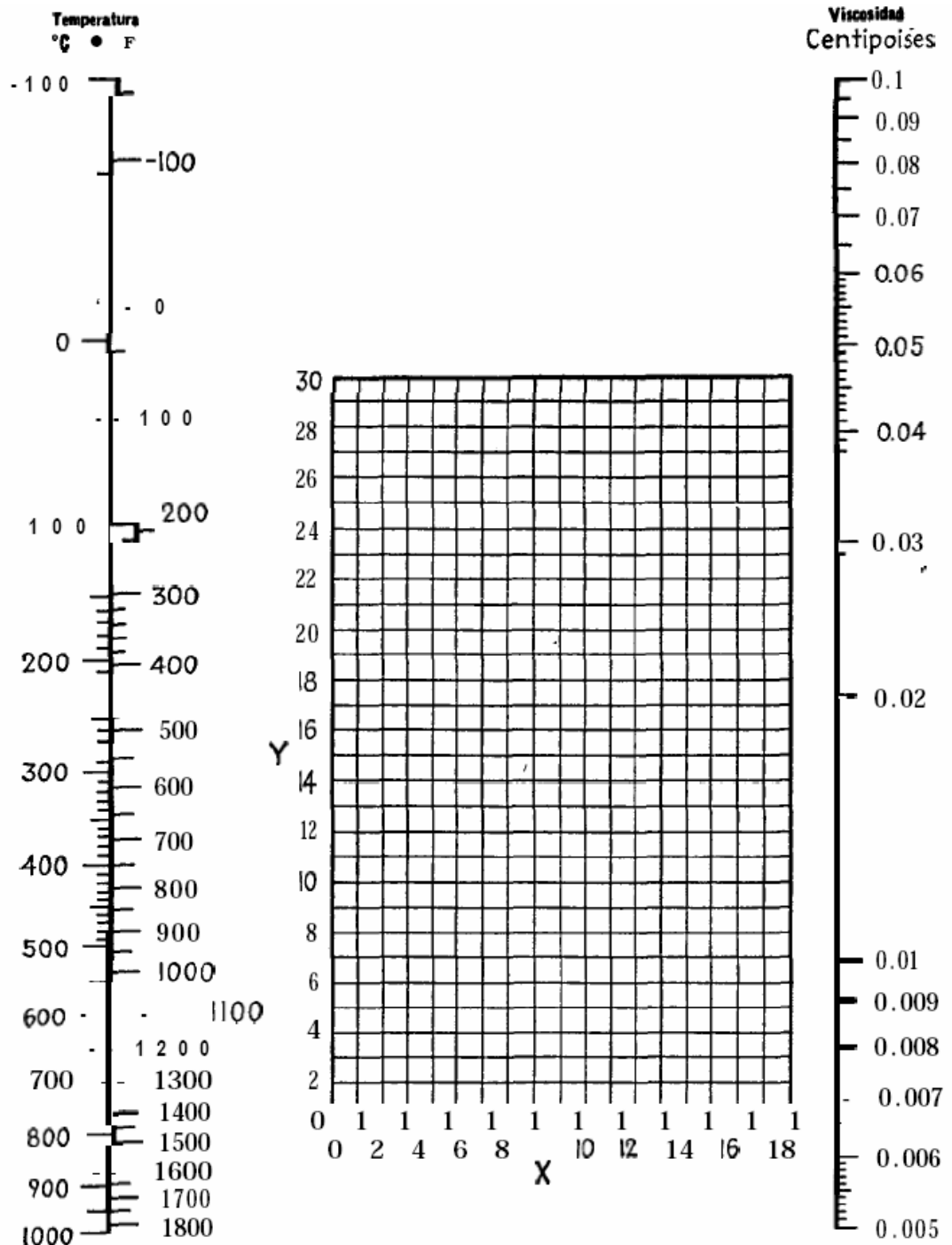


FIG. 15. Viscosidades de Gases. (Perry, "Chemical Engineers' Handbook", 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950)



### 3.1.5. FACTORES DE CORRECCIÓN DE LA MLDT.

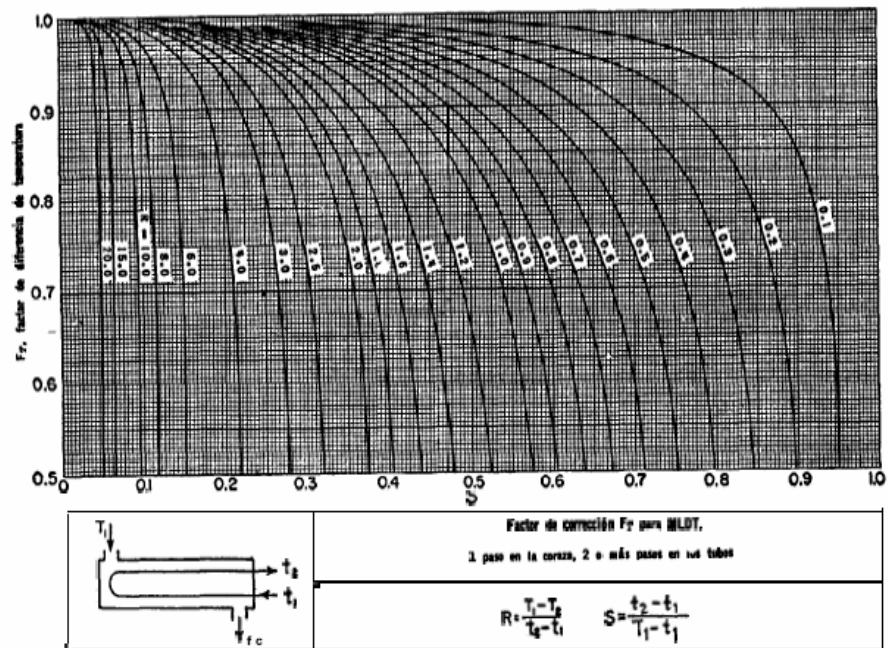


FIG. 18. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 1-2. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2a. ed., New York, 1949)

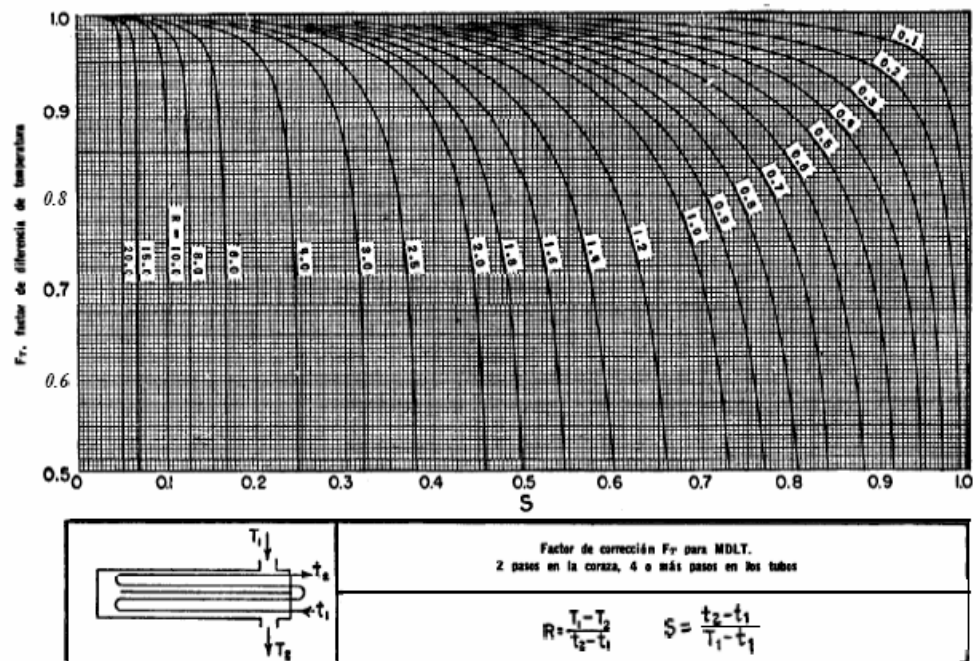


FIG. 19. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 2-4. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association 2a. ed., New York, 1949)

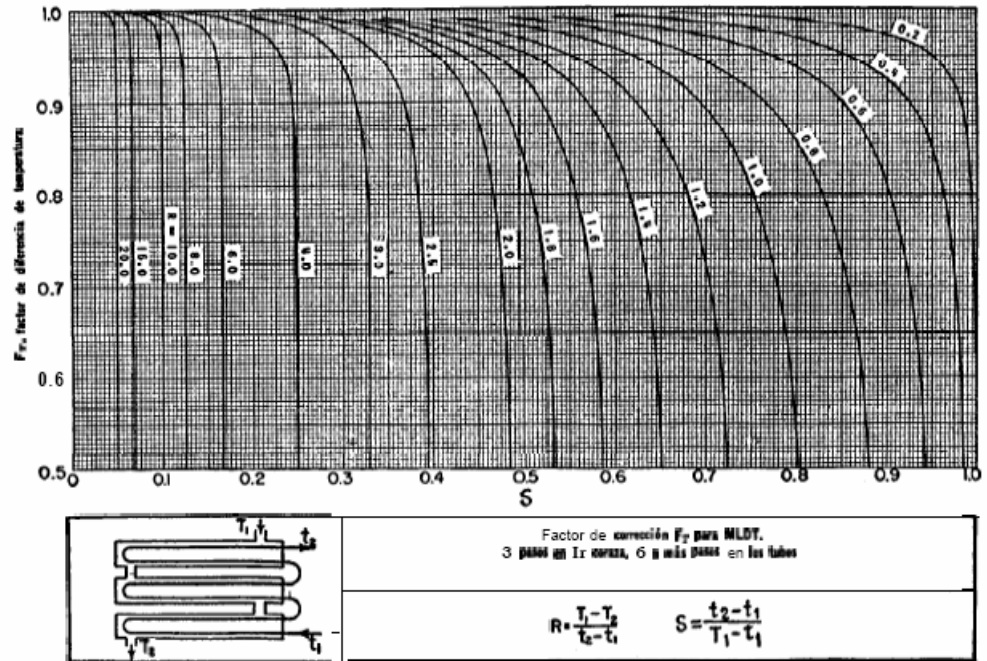


FIG. 20. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 3-6. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2.a. ed., New York 1949)

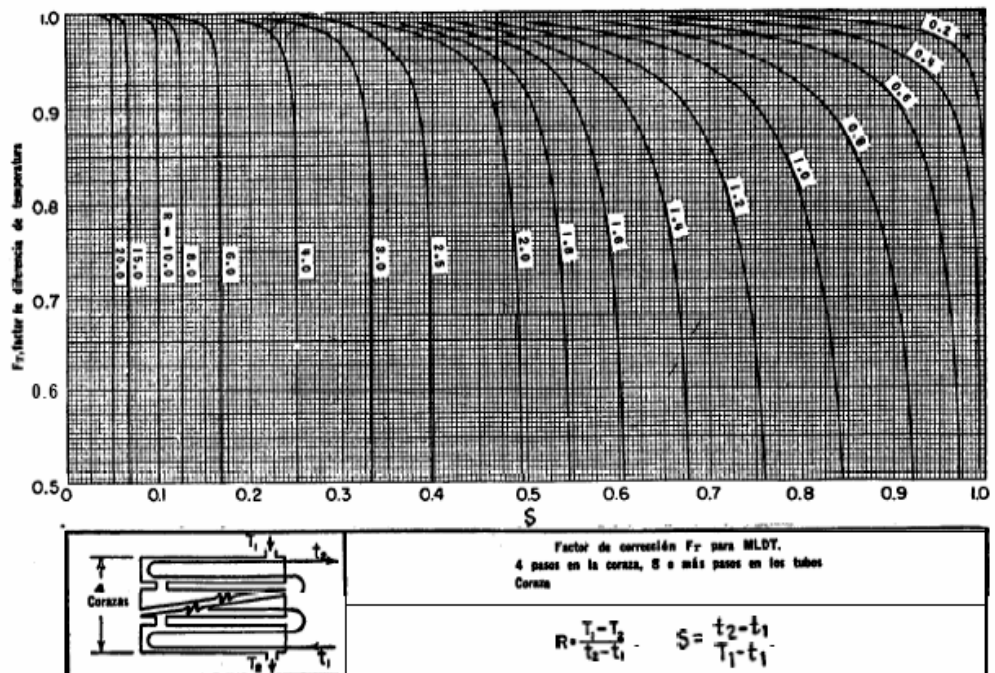


FIG. 21. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 48. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2a. ed., New York, 1949)

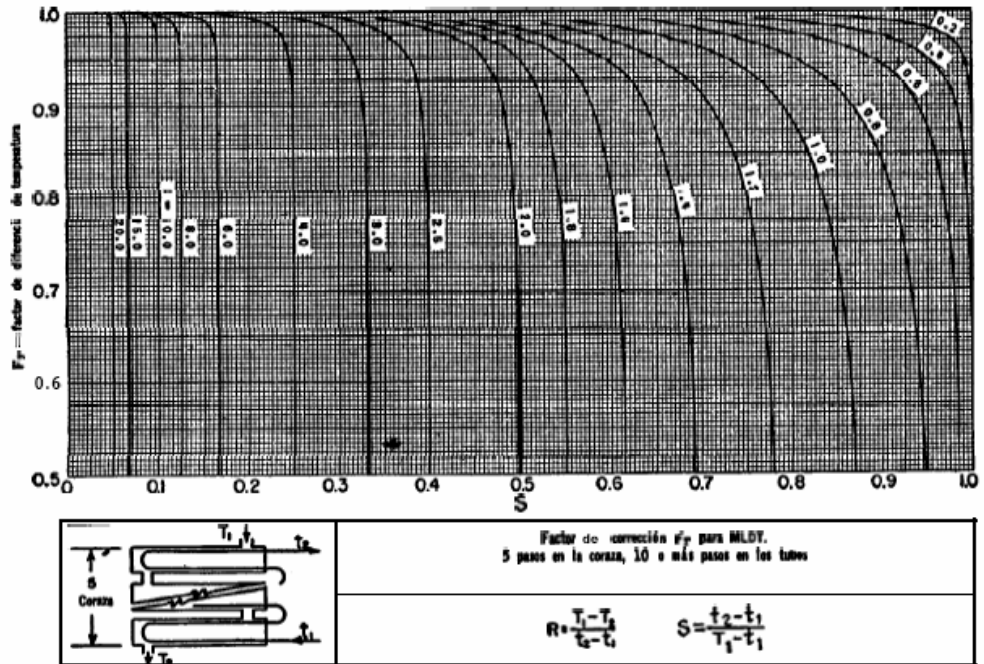


FIG. 22. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 5-10. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2a. ed., New York, 1949)

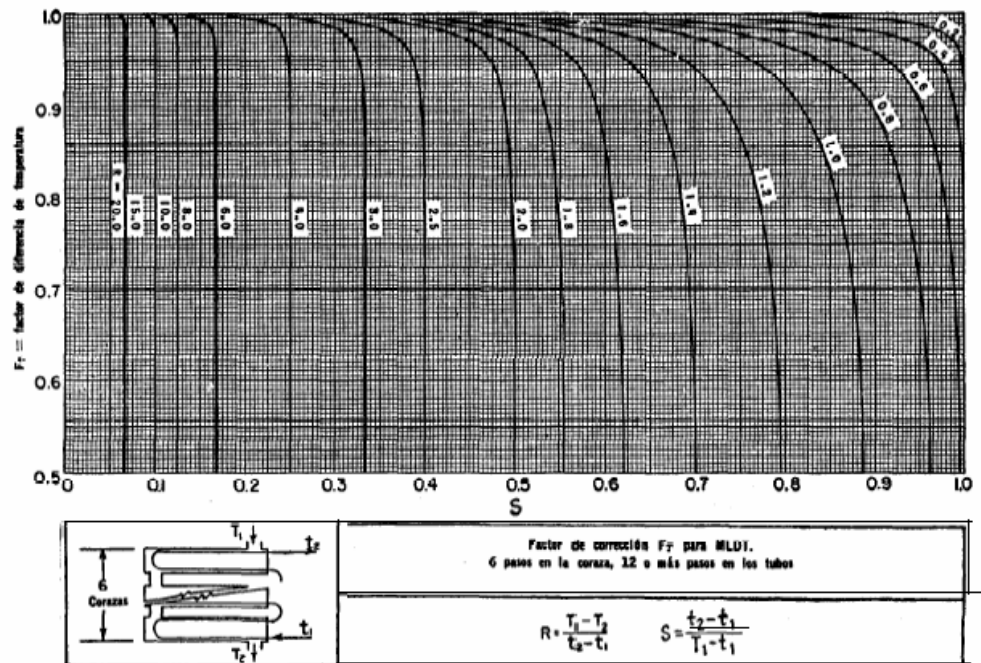


FIG. 23. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 6-12. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2a. ed., New York, 1949)

### 3.1.6. COEFICIENTES GLOBALES TÍPICOS DE INTERCAMBIADORES.

**TABLE 11-7 Jacketed Vessels: Overall Coefficients**

Jacket fluid	Fluid in vessel	Wall material	Overall U*	
			Btu/(h · ft <sup>2</sup> · °F)	J/(m <sup>2</sup> · s · K)
Steam	Water	Stainless steel	150-300	850-1700
Steam	Aqueous solution	Stainless steel	80-200	450-1140
Steam	Organics	Stainless steel	50-150	285-850
Steam	Light oil	Stainless steel	60-160	340-910
Steam	Heavy oil	Stainless steel	10-50	57-285
Brine	Water	Stainless steel	40-180	230-1625
Brine	Aqueous solution	Stainless steel	35-150	200-850
Brine	Organics	Stainless steel	30-120	170-680
Brine	Light oil	Stainless steel	35-130	200-740
Brine	Heavy oil	Stainless steel	10-30	57-170
Heat-transfer oil	Water	Stainless steel	50-200	285-1140
Heat-transfer oil	Aqueous solution	Stainless steel	40-170	230-965
Heat-transfer oil	Organics	Stainless steel	30-120	170-680
Heat-transfer oil	Light oil	Stainless steel	35-130	200-740
Heat-transfer oil	Heavy oil	Stainless steel	10-40	57-230
Steam	Water	Glass-lined CS	70-100	400-570
Steam	Aqueous solution	Glass-lined CS	50-85	285-480
Steam	Organics	Glass-lined CS	30-70	170-400
Steam	Light oil	Glass-lined CS	40-75	230-425
Steam	Heavy oil	Glass-lined CS	10-40	57-230
Brine	Water	Glass-lined CS	30-80	170-450
Brine	Aqueous solution	Glass-lined CS	25-70	140-400
Brine	Organics	Glass-lined CS	20-60	115-340
Brine	Light oil	Glass-lined CS	25-65	140-370
Brine	Heavy oil	Glass-lined CS	10-30	57-170
Heat-transfer oil	Water	Glass-lined CS	30-80	170-450
Heat-transfer oil	Aqueous solution	Glass-lined CS	25-70	140-400
Heat-transfer oil	Organics	Glass-lined CS	25-65	140-370
Heat-transfer oil	Light oil	Glass-lined CS	20-70	115-400
Heat-transfer oil	Heavy oil	Glass-lined CS	10-35	57-200

\*Values listed are for moderate nonproximity agitation. CS = carbon steel.

**TABLE 11-3 Typical Overall Heat-Transfer Coefficients in Tubular Heat Exchangers**  
 $U = \text{Btu}/(\text{°F} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{h})$

Shell side	Tube side	Design U	Includes total dirt	Shell side	Tube side	Design U	Includes total dirt
Liquid-liquid media							
Aroclor 1248	Jet fuels	100-150	0.0015	Dowtherm vapor	Dowtherm liquid	80-120	.0015
Cutback asphalt	Water	10-20	.01	Gas-plant tar	Steam	40-50	.0055
Demineralized water	Water	300-500	.001	High-boiling hydrocarbons V	Water	20-50	.003
Ethanol amine (MEA or DEA) 10-25% solutions	Water or DEA, or MEA solutions	140-200	.003	Low-boiling hydrocarbons A	Water	80-200	.003
Fuel oil	Water	15-25	.007	Hydrocarbon vapors (partial condenser)	Oil	25-40	.004
Fuel oil	Oil	10-15	.008	Organic solvents A	Water	100-200	.003
Gasoline	Water	60-100	.003	Organic solvents high NC, A	Water or brine	20-60	.003
Heavy oils	Heavy oils	10-40	.004	Organic solvents low NC, V	Water or brine	50-120	.003
Heavy oils	Water	15-50	.005	Kerosene	Water	30-65	.004
Hydrogen-rich reformer stream	Hydrogen-rich reformer stream	90-120	.002	Kerosene	Oil	20-30	.005
Kerosene or gas oil	Water	25-50	.005	Naphtha	Water	50-75	.005
Kerosene or gas oil	Oil	20-35	.005	Naphtha	Oil	20-30	.005
Kerosene or jet fuels	Trichlorethylene	40-50	.0015	Stabilizer reflux vapors	Water	80-120	.003
Jacket water	Water	230-300	.002	Steam	Feed water	400-1000	.0005
Lube oil (low viscosity)	Water	25-50	.002	Steam	No. 6 fuel oil	15-25	.0055
Lube oil (high viscosity)	Water	40-80	.003	Steam	No. 2 fuel oil	60-90	.0025
Lube oil	Oil	11-20	.006	Sulfur dioxide	Water	150-200	.003
Naphtha	Water	50-70	.005	Tall-oil derivatives, vegetable oils (vapor)	Water	20-50	.004
Naphtha	Oil	25-35	.005	Water	Aromatic vapor-stream azeotrope	40-80	.005
Organic solvents	Water	50-150	.003	Gas-liquid media			
Organic solvents	Brine	35-90	.003	Air, N <sub>2</sub> , etc. (compressed)	Water or brine	40-80	.005
Organic solvents	Organic solvents	20-60	.002	Air, N <sub>2</sub> , etc., A	Water or brine	10-50	.005
Tall oil derivatives, vegetable oil, etc.	Water	20-50	.004	Water or brine	Air, N <sub>2</sub> (compressed)	20-40	.005
Water	Caustic soda solutions (10-30%)	100-250	.003	Water or brine	Air, N <sub>2</sub> , etc., A	5-30	.005
Water	Water	200-250	.003	Water	Hydrogen containing natural-gas mixtures	80-125	.003
Wax distillate	Water	15-25	.005	Vaporizers			
Wax distillate	Oil	13-23	.005	Anhydrous ammonia	Steam condensing	150-300	.0015
Condensing vapor-liquid media				Chlorine	Steam condensing	150-300	.0015
Alcohol vapor	Water	100-200	.002	Chlorine	Light heat-transfer oil	40-60	.0015
Asphalt (450°F)	Dowtherm vapor	40-60	.006	Propane, butane, etc.	Steam condensing	200-300	.0015
Dowtherm vapor	Tall oil and derivatives	60-80	.004	Water	Steam condensing	250-400	.0015

NC = noncondensable gas present.

V = vacuum.

A = atmospheric pressure.

Dirt (or fouling factor) units are (h · ft<sup>2</sup> · °F)/Btu.

To convert British thermal units per hour-square foot-degrees Fahrenheit to joules per square meter-second-kelvins, multiply by 5.6783; to convert hours per square foot-degree Fahrenheit-British thermal units to square meters per second-kelvin-joules, multiply by 0.1761.

**TABLE 11-4 Typical Overall Heat-Transfer Coefficients in Refinery Service**  
 $\text{Btu}/(\text{°F} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{h})$

Fluid	API gravity	Fouling factor (one stream)	Reboiler, steam-heated	Condenser, water-cooled*	Exchangers, liquid to liquid (tube-side fluid designation appears below)			Reboiler (heating liquid designated below)			Condenser (cooling liquid designated below)			
					C	G	H	C	G†	K	D	F	G	J
A Propane		0.001	160	95	85	85	80	110	95	35				
B Butane		.001	155	90	80	75	75	105	90	35	80	55	40	30
C 400°F end-point gasoline	50	.001	120	80	70	65	60	65	50	30				
D Virgin light naphtha	70	.001	140	85	70	55	55	75	60	35	75			
E Virgin heavy naphtha	45	.001	95	75	65	55	50	55	45	30	70	50	35	30
F Kerosene	40	.001	85	60	60	55	50		45	25		50	35	30
G Light gas oil	30	.002	70	50	60	50	50		40	25	70	45	30	30
H Heavy gas oil	22	.003	60	45	55	50	45	50	40	20	70	40	30	20
J Reduced crude	17	.005			55	45	40							
K Heavy fuel oil (tar)	10	.005			50	40	35							

Fouling factor, water side 0.0002; heating or cooling streams are shown at top of columns as C, D, F, G, etc.; to convert British thermal units per hour-square foot-degrees Fahrenheit to joules per square meter-second-kelvins, multiply by 5.6783; to convert hours per square foot-degree Fahrenheit-British thermal units to square meters per second-kelvin-joules, multiply by 0.1761.

\*Cooler, water-cooled, rates are about 5 percent lower.

†With heavy gas oil (H) as heating medium, rates are about 5 percent lower.

### 3.1.7. CURVA DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR EL LADO DE LA CORAZA.

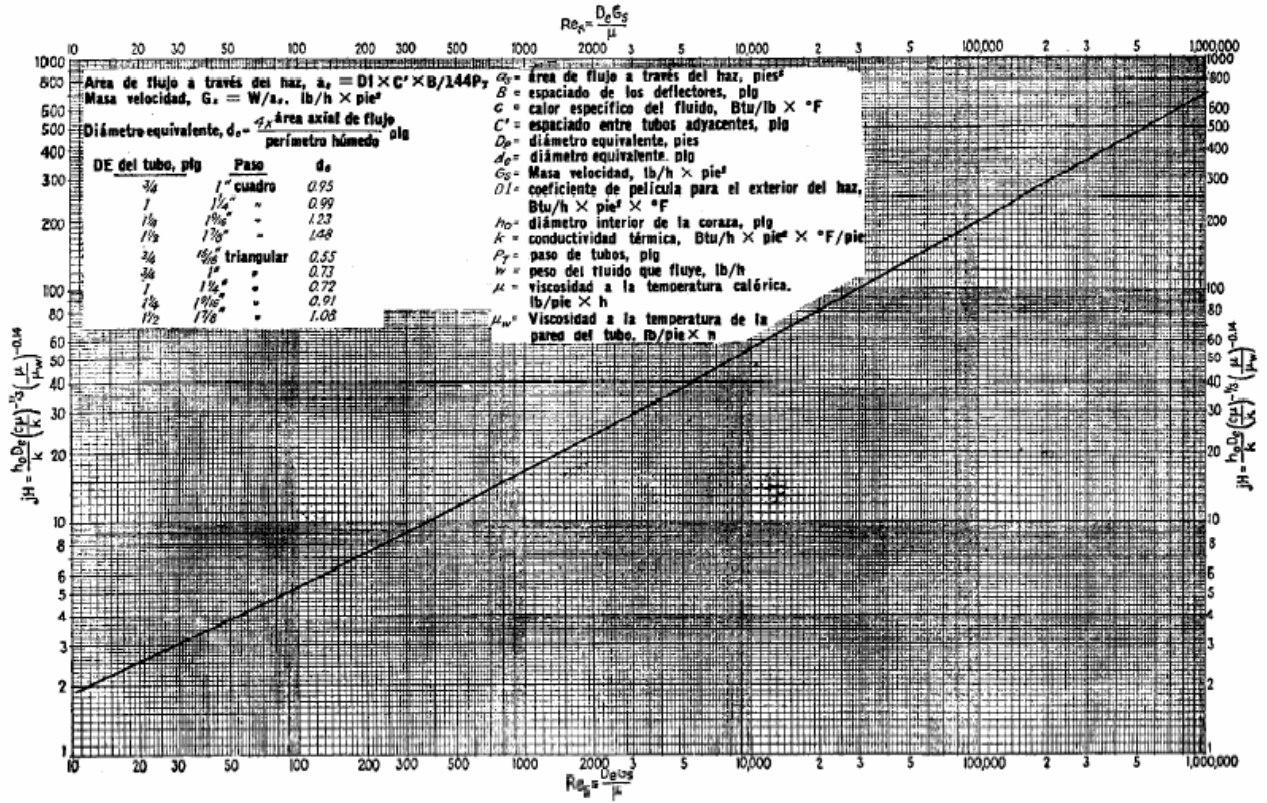


Fig. 28. Curva de transferencia de calor para lado de la coraza con haz de tubos con deflectores segmentados 25%

### 3.1.8. FACTOR DE FRICCIÓN PARA EL LADO DE LA CARCASA.

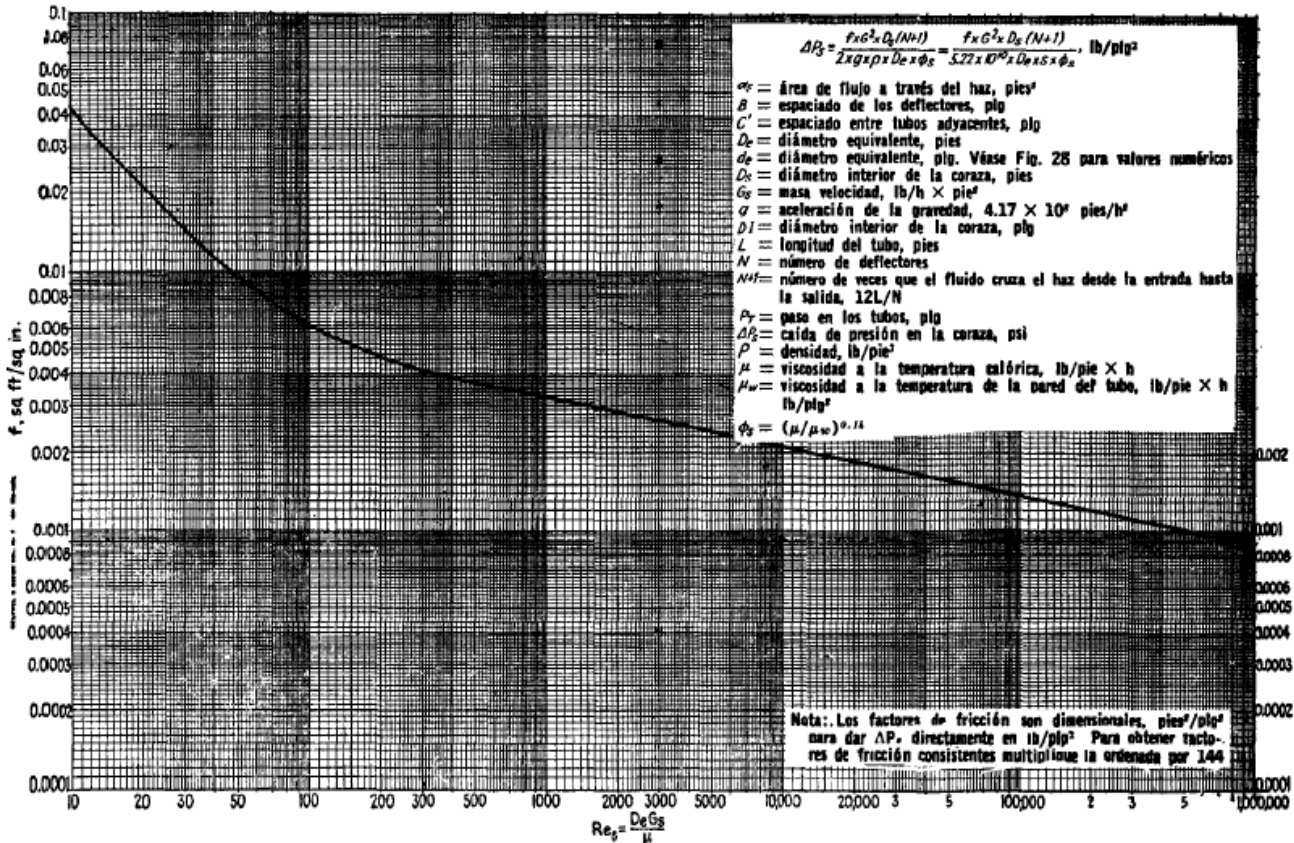


FIG. 29. Factores de fricción lado de la coraza, para haces de tubos con deflectores segmentados 25%

### 3.1.9. FACTOR DE FRICCIÓN PARA EL LADO DE LOS TUBOS.

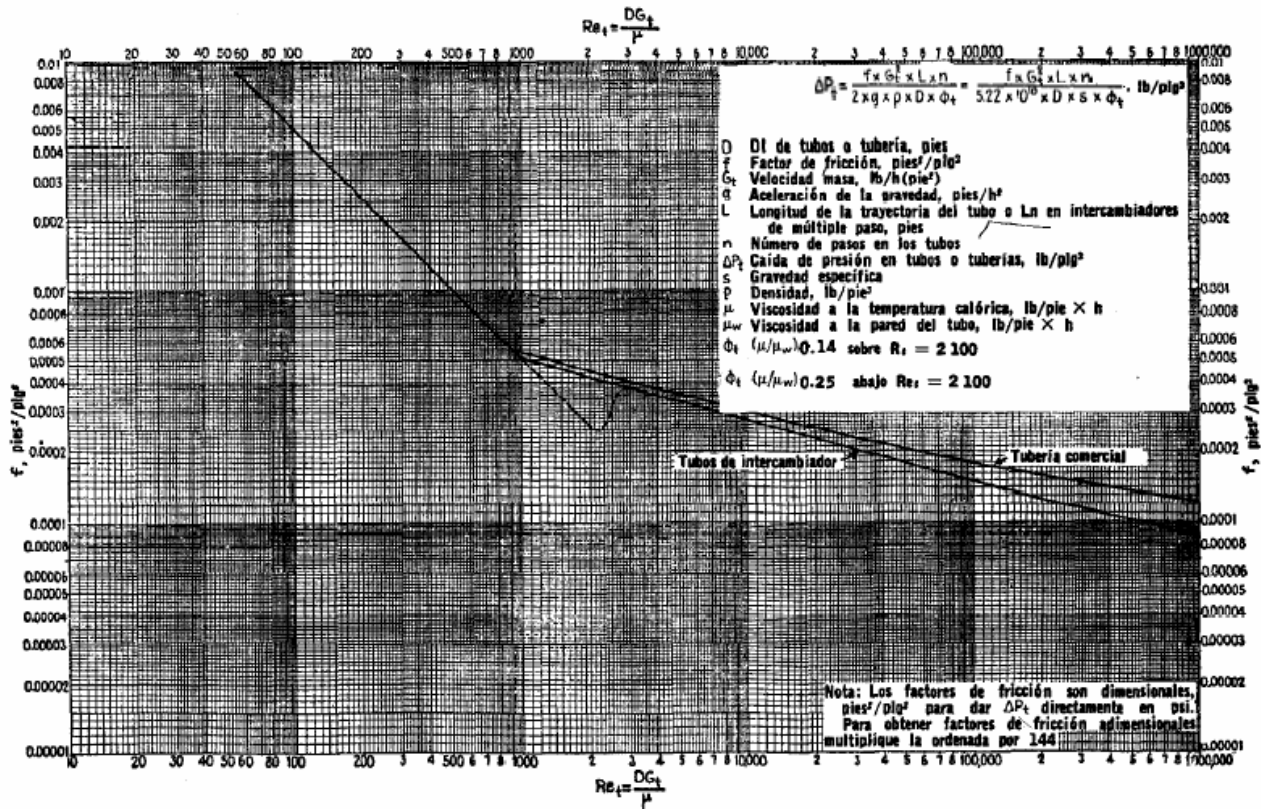


FIG. 26. Factores de fricción, para lado de tubo. (Standards Exchanger Manufacturers Association, 2a. ed., New York 1949)



### 3.1.10. PÉRDIDA DE PRESIÓN POR RETORNO, LADO DE TUBOS.

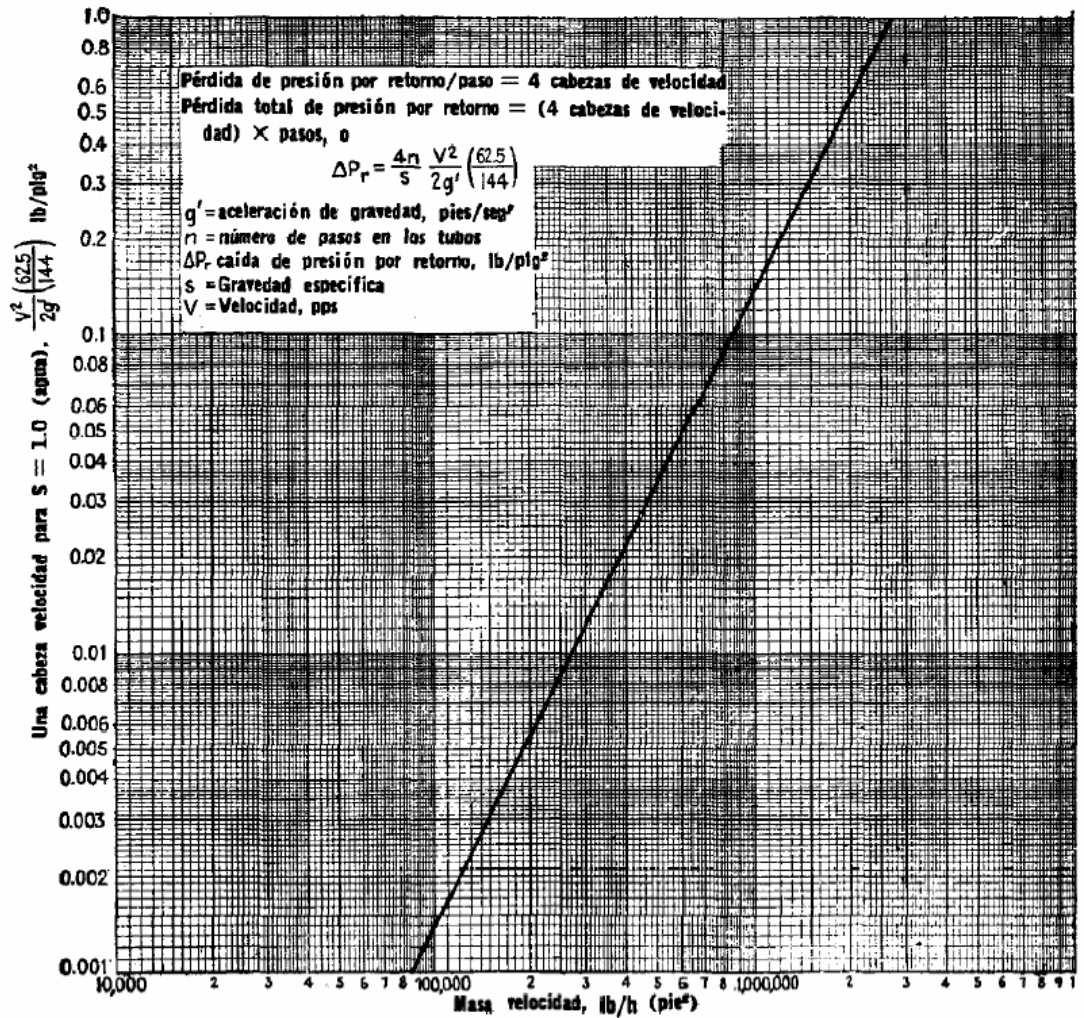
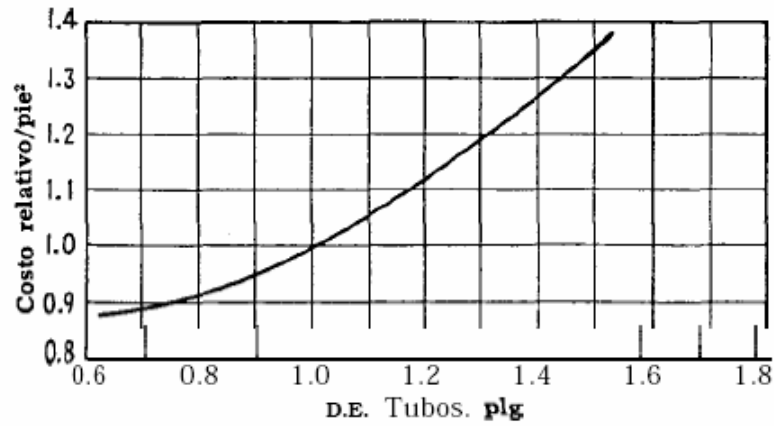
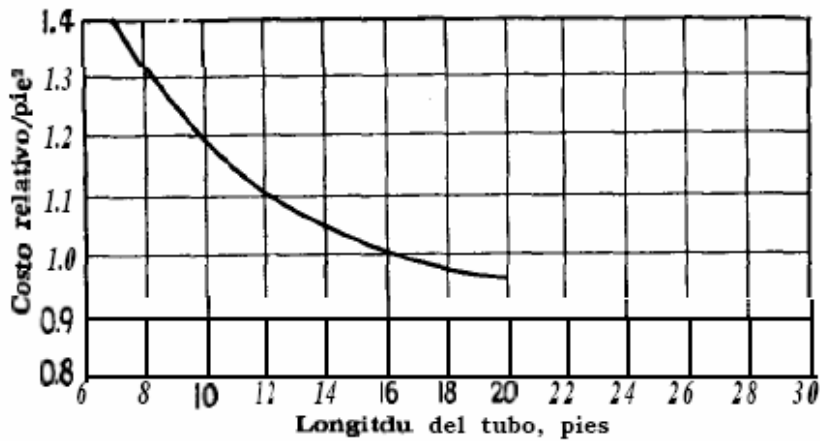


FIG. 27. Pérdida de presión por retorno, lado de tubos

**3.1.11. COSTO DE LA SUPERFICIE TUBULAR vs DIÁMETRO EXTERIOR DEL TUBO Y LONGITUD DEL TUBO.**



1. Costo de la superficie tubular vs diámetro exterior del tubo. (Sieder, *Chemical Engineering*)



Costo de la superficie tubular vs longitud de tubo. (Sieder, *Chemical Engineering*)

### 3.1.12. CAUDAL DE NITRÓGENO LÍQUIDO SEGÚN SEA EL CAUDAL Y LA COMPOSICIÓN DEL CAUDAL DE VOC'S.

$$T (K) = 293$$

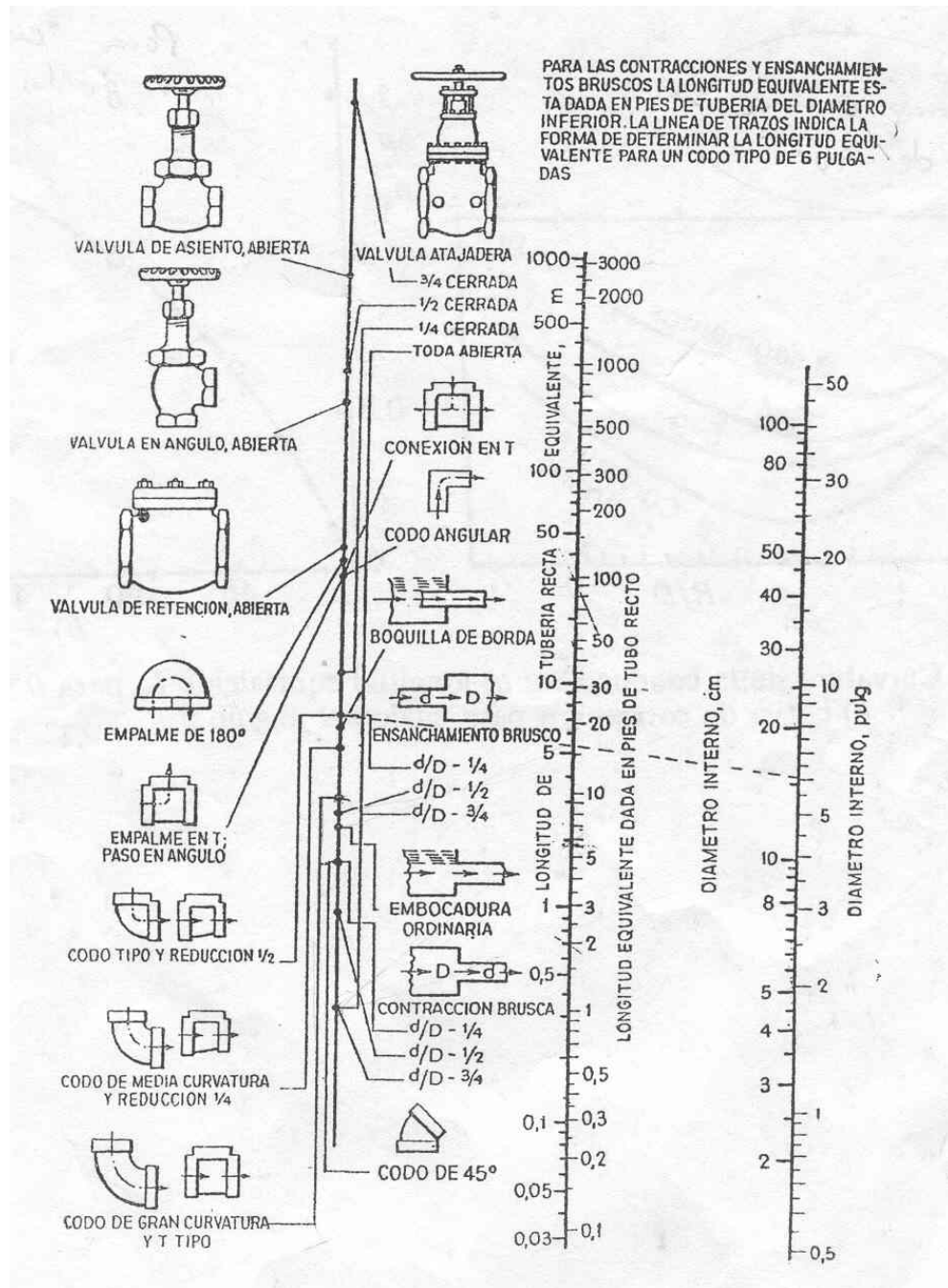
caudal VOC's			caudal nitrógeno (kg/s)	
volumétrico (m <sup>3</sup> /h)	másico (kg/s)		propano	butano
	propano	butano	T <sub>cond</sub> = 231K	T <sub>cond</sub> = 269K
500	0,256	0,555	0,42	0,22
1000	0,512	1,111	0,83	0,44
1500	0,768	1,667	1,25	0,66
2000	1,023	2,222	1,66	0,88
2500	1,280	2,778	2,08	1,11
3000	1,535	3,333	2,49	1,33

$$T(K) = 283$$

caudal VOC's			caudal nitrógeno (kg/s)	
volumétrico (m <sup>3</sup> /h)	másico (kg/s)		propano	butano
	propano	butano	T <sub>cond</sub> = 231K	T <sub>cond</sub> = 269K
500	0,267	0,486	0,42	0,22
1000	0,533	0,972	0,83	0,44
1500	0,800	1,458	1,25	0,66
2000	1,067	1,944	1,66	0,88
2500	1,333	2,431	2,08	1,11
3000	1,600	2,917	2,49	1,33



### 3.2.2. PÉRDIDAS DE CARGA PARA ACCESORIOS.



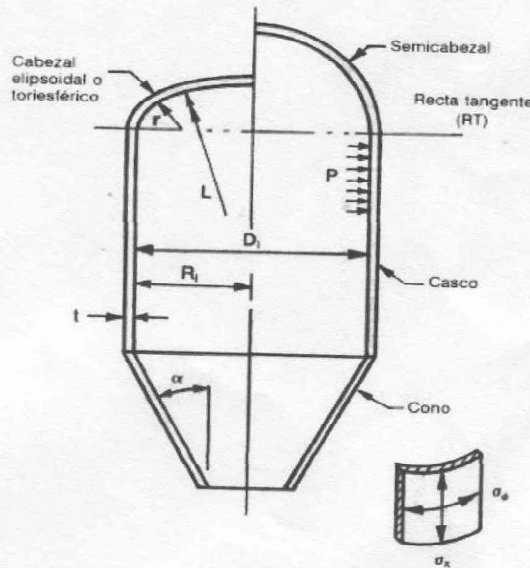
### 3.3.1. FÓRMULAS GENERALES PARA RECIPIENTES A PRESIÓN.

**Fórmulas generales para recipientes**

Parte	Fórmula del esfuerzo	Espesor, t		Presión, P		Esfuerzo, S	
		Diámetro interior	Diámetro exterior	Diámetro interior	Diámetro exterior	Diámetro interior	Diámetro exterior
<b>Casco</b>							
Longitudinal [Sección UG-27(c)(2)]*	$\sigma_x = \frac{PR_i}{2t}$	$\frac{PR_i}{2SE + 4P}$	$\frac{PR_o}{2SE + 1.4P}$	$\frac{2SEt}{R_i - .4t}$	$\frac{2SEt}{R_o - 1.4t}$	$\frac{P(R_i - .4t)}{2Et}$	$\frac{P(R_o - 1.4t)}{2Et}$
Circunferencial [Sección UG-27(c)(1); Sección 1-1 (a)(1)]*	$\sigma_x = \frac{PR_o}{t}$	$\frac{PR_i}{SE - .6P}$	$\frac{PR_o}{SE + .4P}$	$\frac{SEt}{R_i + .6t}$	$\frac{SEt}{R_o - .4t}$	$\frac{P(R_i + .6t)}{Et}$	$\frac{P(R_o - .4t)}{Et}$
<b>Cabezales</b>							
Semisférico [Sección 1-1(a)(2); Sección UG-27(d)]*	$\sigma_x = \sigma_y = \frac{PR_o}{2t}$	$\frac{PR_i}{2SE - 2P}$	$\frac{PR_o}{2SE + .8P}$	$\frac{2SEt}{R_i + .2t}$	$\frac{2SEt}{R_o - .8t}$	$\frac{P(R_i + .2t)}{2Et}$	$\frac{P(R_o - .8t)}{2Et}$
Elipsoidal [Sección 1-4(c)]*	Véase PROCEDIMIENTO 2	$\frac{PD_iK}{2SE - 2P}$	$\frac{PD_oK}{2SE + 2P(K - .1)}$	$\frac{2SEt}{KD_i + .2t}$	$\frac{2SEt}{KD_o - 2t(K - 1)}$	Véase PROCEDIMIENTO 2	
2:1 SE [Sección UG-32(d)]*	-	$\frac{PD_i}{2SE - 2P}$	$\frac{PD_o}{2SE + 1.8P}$	$\frac{2SEt}{D_i + 2t}$	$\frac{2SEt}{D_o - 1.8t}$	-	
100% - 6% Torisférica [Sección UG-32(e)]*	-	$\frac{.885PL_i}{SE - .1P}$	$\frac{.885PL_o}{SE + .8P}$	$\frac{SEt}{.885L_i + .1t}$	$\frac{SEt}{.885L_o - .8t}$	-	
Torisférica $L_i < 16.66$ [Sección 1-4(d)]*	-	$\frac{PL_iM}{2SE - 2P}$	$\frac{PL_oM}{2SE + P(M - 2)}$	$\frac{2SEt}{L_iM + .2t}$	$\frac{2SEt}{L_oM - t(M - 2)}$	-	
<b>Cone</b>							
Longitudinal	$\sigma_x = \frac{PR_o}{2t \cos \alpha}$	$\frac{PD_i}{4 \cos \alpha (SE + .4P)}$	$\frac{PD_o}{4 \cos \alpha (SE + 1.4P)}$	$\frac{4SEt \cos \alpha}{D_i - .8t \cos \alpha}$	$\frac{4SEt \cos \alpha}{D_o - 2.8t \cos \alpha}$	$\frac{P(D_i - .8t \cos \alpha)}{4Et \cos \alpha}$	$\frac{P(D_o - 2.8t \cos \alpha)}{4Et \cos \alpha}$
Circunferencial [Sección 1-4(e); Sección UG-32(g)]*	$\sigma_x = \frac{PR_o}{t \cos \alpha}$	$\frac{PD_i}{2 \cos \alpha (SE - .6P)}$	$\frac{PD_o}{2 \cos \alpha (SE + .4P)}$	$\frac{2SEt \cos \alpha}{D_i + 1.2t \cos \alpha}$	$\frac{2SEt \cos \alpha}{D_o - .8t \cos \alpha}$	$\frac{P(D_i + 1.2t \cos \alpha)}{2Et \cos \alpha}$	$\frac{P(D_o - .8t \cos \alpha)}{2Et \cos \alpha}$





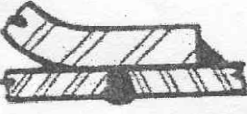
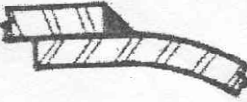
\* ASME Boiler and Pressure Vessel Code, sección VIII, división 1, edición de 1983, American Society of Mechanical Engineers.

$$M = .25 \cdot \left( 3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right) \quad K = .167 \cdot \left[ 2 + \left( \frac{D}{2h} \right)^2 \right]$$



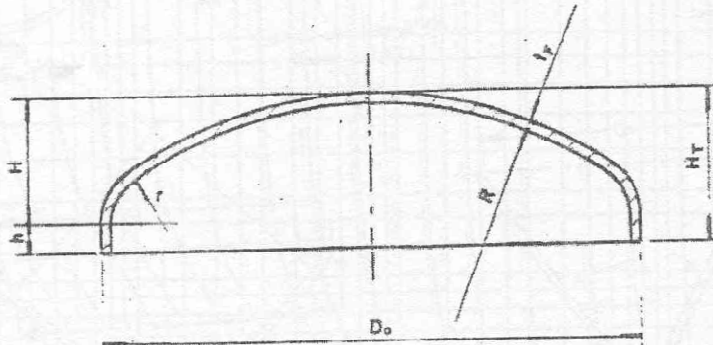
Configuración general y datos dimensionales para cascos y cabezas de recipientes.

3.3.2. EFICIENCIA DE SOLDADURAS.

TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS		EFICIENCIA DE LA JUNTA, E Cuando la junta es:		
TIPOS NORMA UW-12		a.	b.	c.
		Radiografiada totalmente	Examinada por zonas	No Examinada
1	 <p>Junta 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.</p>	1.00	0.85	0.70
2	 <p>Junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar</p> <p>En juntas circunferenciales únicamente</p>	0.90	0.80	0.65
3	 <p>Junta a tope de un solo cordón sin tira de respaldo</p>	-	-	0.60
4	 <p>Junta a traslape de doble filete completo</p>	-	-	0.55
5	 <p>Junta a traslape de un solo filete completo con soldaduras de tapón</p>	-	-	0.50
6	 <p>Junta a traslape de un solo filete completo sin soldaduras de tapón</p>	-	-	0.45

3.3.3. FONDO TIPO KORBOGGEN.

REVISION	FECHA	APROBADO	FONDO TORIESFERICO - TIPO KORBOGGEN -	STD-RP-008
0	11.7.71			
			HOJA 1	DE 2



CARACTERISTICAS TECNICAS

- $R = 0,8 D_0$  ;  $r = 0,154 D_0$
- $H = 0,26 D_0$  ,  $h = 3,5 t_f$
- DIAMETRO DEL DISCO  $D_d = 1,174 D_0 + 1,7h$   
(SI  $h=0$  : + 40)
- LOS DIAMETROS DE DISCO ESTAN PROMEDIADOS EN LA TABLA.

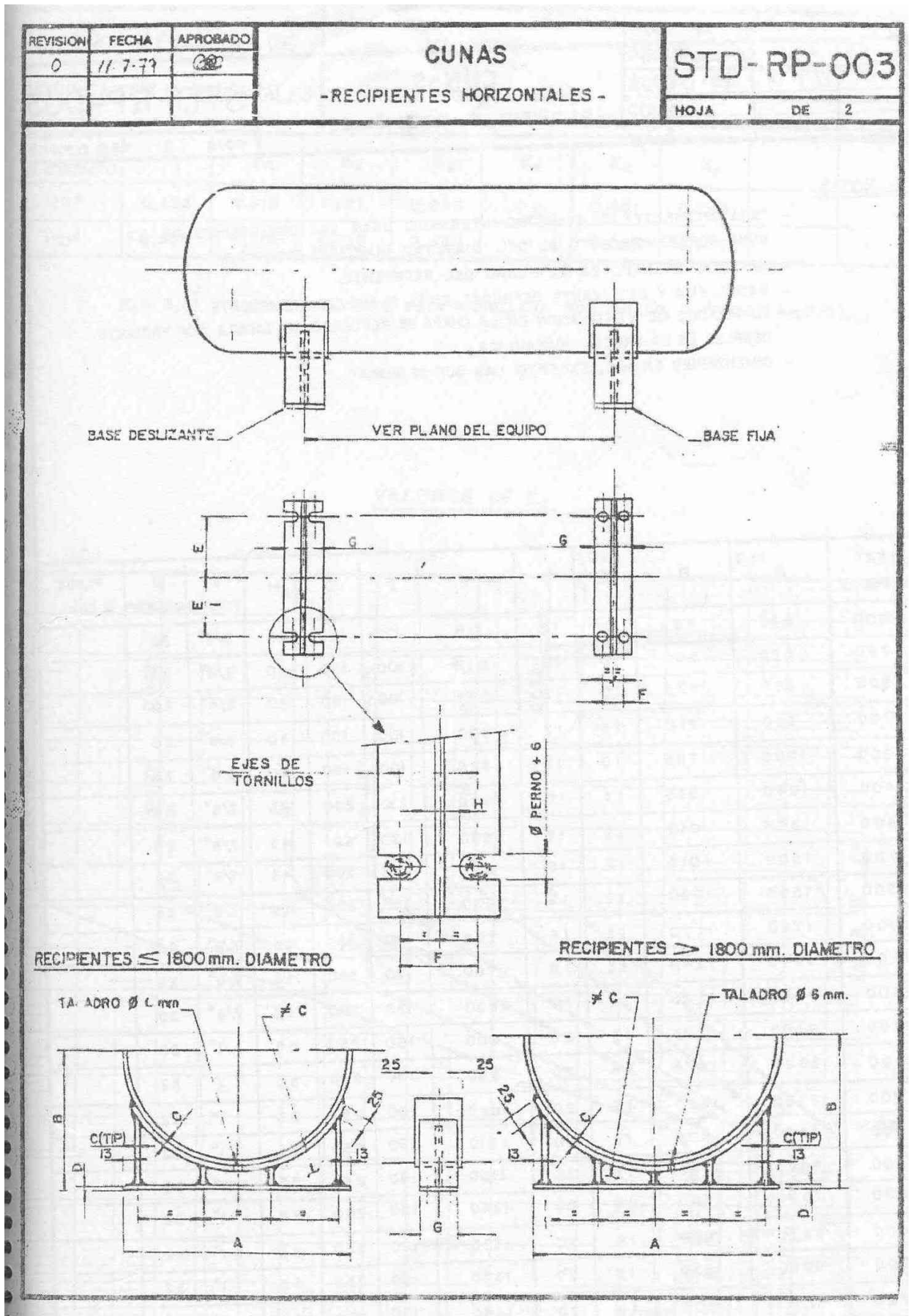
DATOS UTILES

- CAPACIDAD :  $V = 0,13 D^3$  ( SIN h Y CONSIDERANDO  $D_0 = D$  )
- PESO NETO  $\frac{\pi}{4} D_d^2 \cdot 8 \cdot t_f$  ( $D_d$  EN m. ,  $t_f$  EN mm.)

$D_0$ (mm)	$t_f$ (mm) MIN-MAX	$D_d$ (mm)	H (mm)	PESO(Kg) POR mm DE ESPESOR	VOLUMEN PARTE BOMBEAD. $m^3$	$D_0$ (mm)	$t_f$ (mm) MIN-MAX	$D_d$ (mm)	H (mm)	PESO(Kg) POR mm DE ESPESOR	VOLUMEN PARTE BOMBEAD. $m^3$
300	3-30	400	78	1,0	0,035	1550	5-60	1890	403	22,5	0,483
350	3-30	456	91	1,3	0,056	1600	5-60	1950	416	23,9	0,532
400	3-30	520	104	1,7	0,083	1650	5-60	2010	429	25,4	0,585
450	3-30	580	117	2,1	0,118	1700	5-60	2070	442	27,0	0,640
500	3-30	640	130	2,6	0,161	1750	5-60	2130	455	28,5	0,700
550	3-60	700	143	3,1	0,216	1800	5-60	2190	468	30,0	0,760
600	3-60	760	156	3,6	0,280	1850	5-60	2250	481	31,5	0,825
650	4-60	820	169	4,2	0,360	1900	5-60	2300	494	33,0	0,890
700	4-60	875	182	4,8	0,445	1950	5-60	2360	507	35,0	0,965
750	4-60	935	195	5,5	0,545	2000	5-60	2420	520	37,0	1,040
800	4-60	995	208	6,2	0,665	2050	5-60	2430	533	38,5	1,120
850	4-60	1055	221	7,0	0,795	2100	5-60	2540	546	40,5	1,200
900	4-60	1115	234	7,8	0,94	2150	5-60	2600	559	42,5	1,290
950	4-60	1170	247	8,6	0,111	2200	5-60	2660	572	44,5	1,380
1000	5-60	1230	260	9,5	0,130	2250	5-60	2720	585	46,5	1,480
1050	5-60	1290	273	10,4	0,150	2300	5-60	2780	598	48,5	1,580
1100	5-60	1350	286	11,1	0,173	2350	5-60	2840	611	51,0	1,690
1150	5-60	1410	299	12,5	0,198	2400	5-60	2900	624	53,0	1,800
1200	5-60	1470	312	13,6	0,225	2450	5-60	2960	637	55,0	1,910
1250	5-60	1530	325	14,7	0,254	2500	5-60	3020	650	57,0	2,030
1300	5-60	1590	338	15,9	0,285	2550	5-60	3080	663	59,0	2,150
1350	5-60	1650	351	17,1	0,320	2600	5-60	3140	676	62,0	2,280
1400	5-60	1710	364	18,4	0,356	2650	5-60	3190	690	64,0	2,410
1450	5-60	1770	377	19,7	0,395	2700	6-60	3250	700	66,5	2,550
1500	5-60	1830	390	21,0	0,438	2750	6-60	3310	715	69,0	2,700



3.3.4. DISEÑO DE CUNAS DE SOPORTE.



REVISION	FECHA	APROBADO	<b>CUNAS</b> -RECIPIENTES HORIZONTALES-	<b>STD-RP-003</b>
0	11-7-79			
			HOJA 2 DE 2	

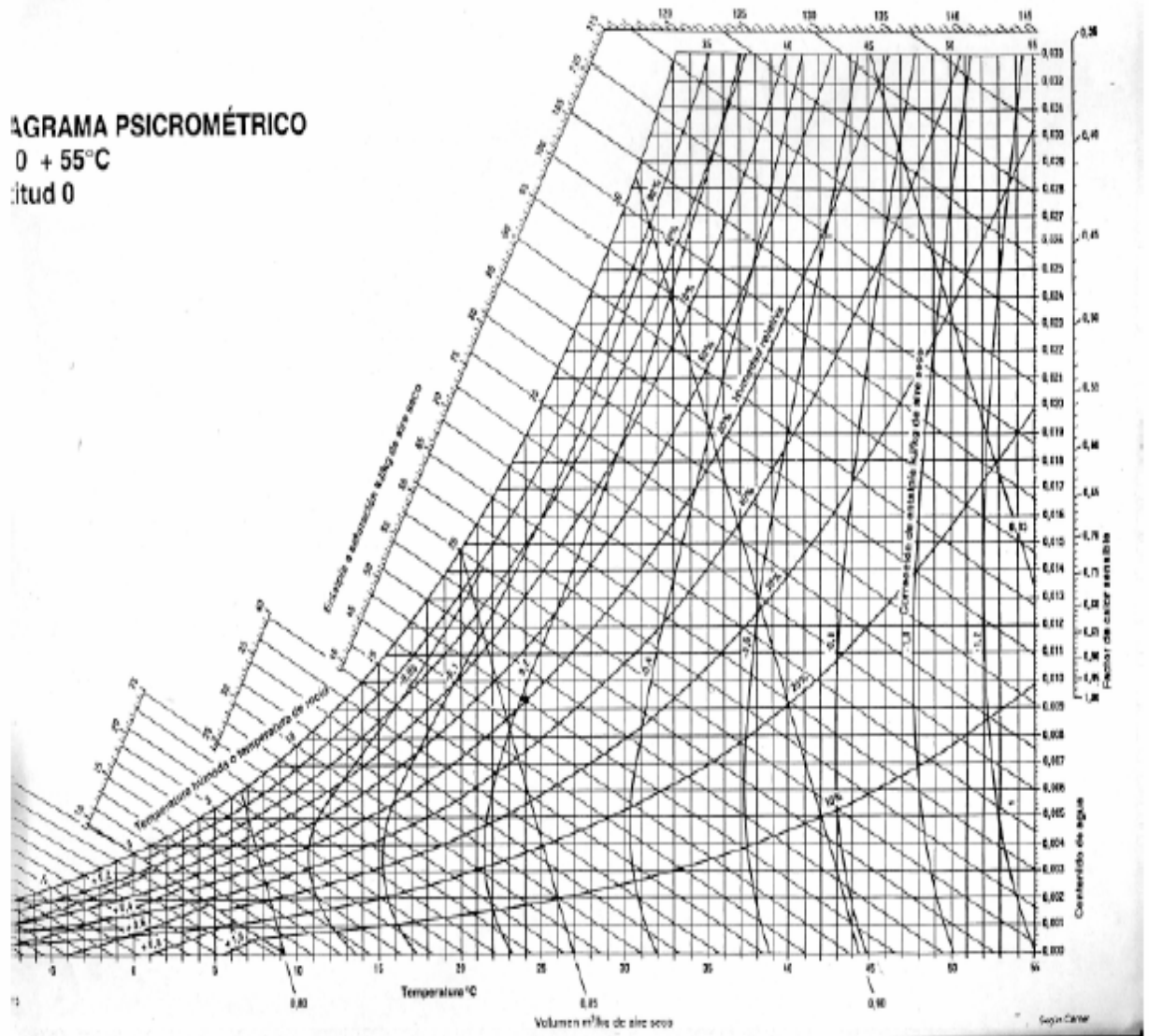
**NOTAS:**

- PARA RECIPIENTES DE DIAMETRO INTERMEDIO USAR LAS DIMENSIONES DE LA CUNA CORRESPONDIENTE AL DEL DIAMETRO INMEDIATO SUPERIOR.
- MATERIAL DEFINIDO EN EL PLANO DEL RECIPIENTE.
- BASES, FIJA Y DESLIZANTE DEFINIDAS EN EL PLANO DEL RECIPIENTE.
- EL TALADRO DE VENTILACION EN LA CHAPA DE REFUERZO SE TAPARA CON PRODUCTO DESPUES DE LA PRUEBA HIDRAULICA.
- DIMENSIONES EN mm., EXCEPTO LAS QUE SE INDICAN.

Ø EXT. RECIPIENTE	A	B	C	D	E	F	G	H	Ø PERNOS	Ø AGUJERO	PESOS 2 CUNAS
600	545	485	10	12	170	100	150	40	3/4"	25	
750	675	560	10	12	213	100	150	40	3/4"	25	
900	805	635	10	12	255	100	150	40	3/4"	25	
1100	980	710	10	12	330	100	150	40	3/4"	25	
1200	1065	785	10	12	375	100	150	40	3/4"	25	
1400	1240	865	12	16	460	130	200	45	7/8"	28	
1500	1325	940	12	16	500	130	200	45	7/8"	28	
1700	1500	1015	12	16	590	130	200	45	7/8"	28	
1800	1585	1090	12	16	630	130	200	45	7/8"	28	
2000	1750	1170	12	16	720	130	200	45	7/8"	28	
2100	1845	1245	12	16	760	130	200	45	7/8"	28	
2300	2020	1320	12	16	850	130	200	45	7/8"	28	
2400	2105	1395	16	20	890	150	250	55	1"	32	
2600	2280	1475	16	20	980	150	250	55	1"	32	
2700	2365	1550	16	20	1020	150	250	55	1"	32	
2900	2540	1625	16	20	1110	150	250	55	1"	32	
3000	2625	1700	16	20	1150	150	250	55	1"	32	
3200	2800	1780	16	20	1240	150	250	55	1"	32	
3400	2970	1855	16	20	1325	150	250	55	1"	32	
3500	3060	1930	16	20	1370	150	250	55	1"	32	
3700	3230	2005	16	20	1450	150	250	55	1"	32	

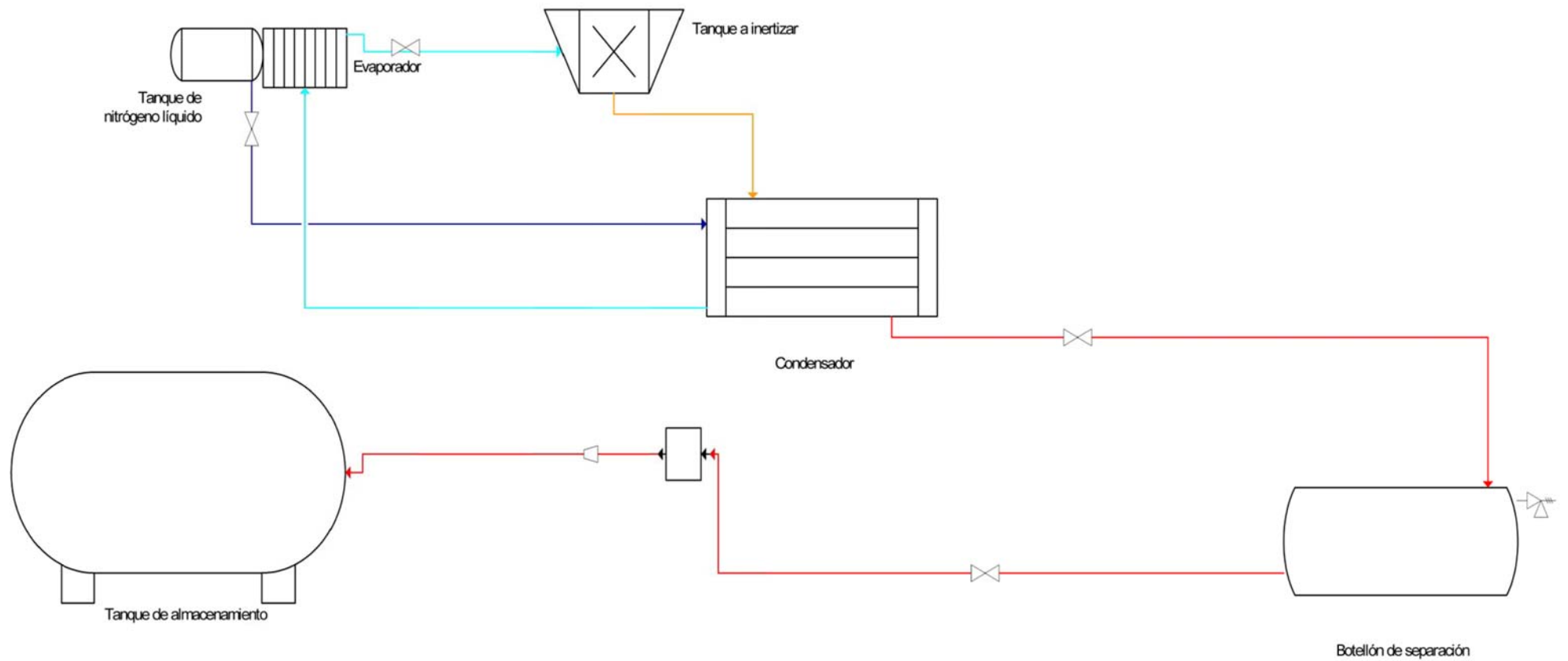
### 3.4.1. DIAGRAMA PSICROMÉTRICO.

DIAGRAMA PSICROMÉTRICO  
0 + 55°C  
Altitud 0











**DISEÑO DE UNA PLANTA MÓVIL PARA LA  
RECUPERACIÓN DE LOS GASES Y VAPORES  
(VOC'S) PROCEDENTES DE TANQUES DE  
ALMACENAMIENTO**

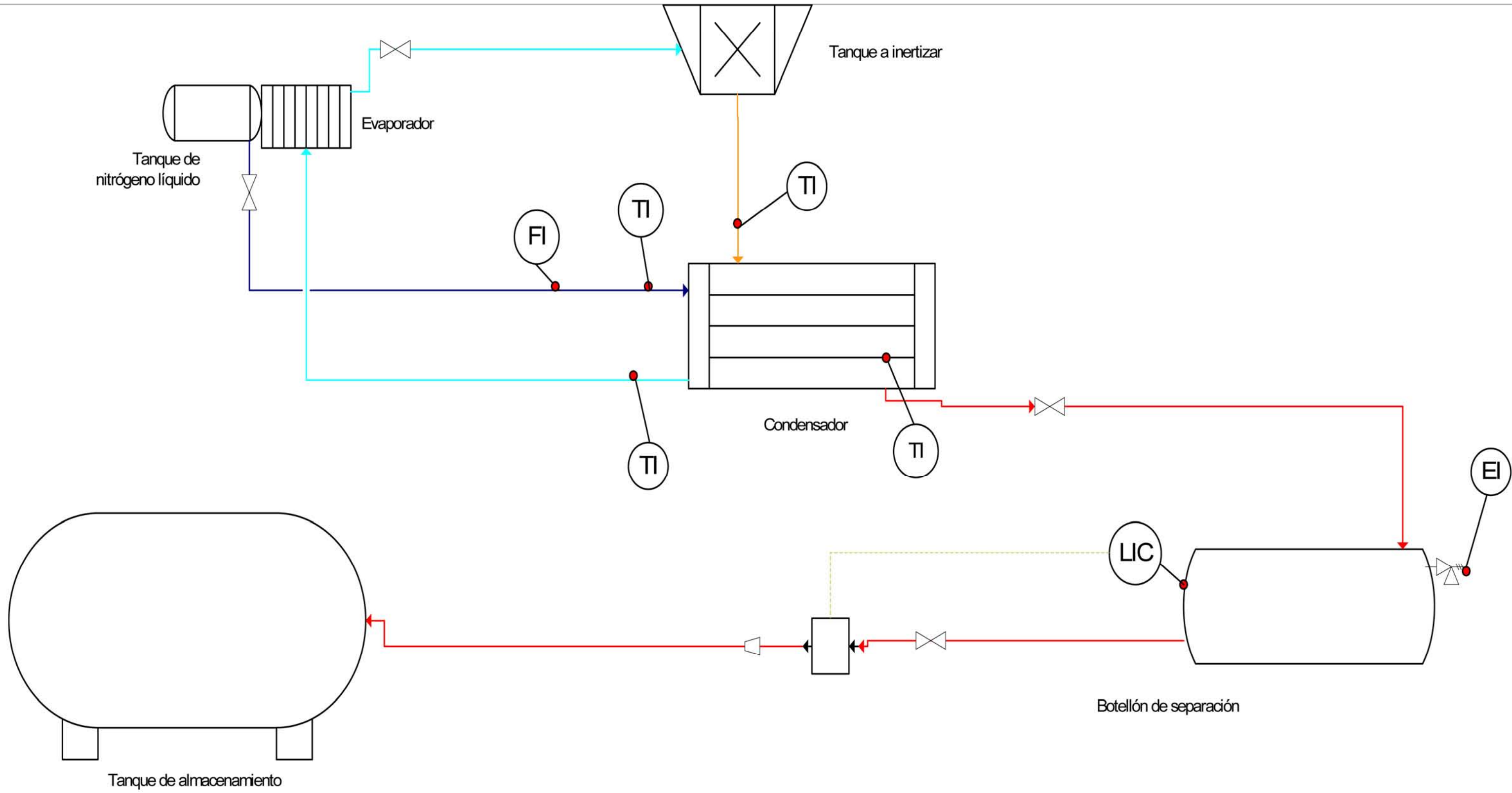
**DOCUMENTO II: PLANOS**
















### LEYENDA

- |   |                      |   |                            |
|---|----------------------|---|----------------------------|
|  | Bomba alternativa    |  | Línea de producción        |
|  | Válvula de control   |  | Línea de gases a recuperar |
|  | Válvula de retención |  | Línea de nitrógeno gaseoso |
|  | Válvula de seguridad |  | Línea de nitrógeno líquido |

FIRMA:		PROYECTO:	
ESCALA: 1:20		FECHA: 1/06/2006	
PLANO: DIAGRAMA DE FLUJO		Nº PLANO: 1	PESO DEL EQUIPO:
		NOMBRE Y APELLIDOS: Francisco Javier Moreno Mesa	



**LEYENDA**

-  Bomba alternativa
-  Válvula de control
-  Válvula de retención
-  Válvula de seguridad
-  Línea de producción
-  Línea de gases a recuperar
-  Línea de nitrógeno gaseoso
-  Línea de nitrógeno líquido
-  Transmisión eléctrica
-  LIC Controlador y indicador de nivel
-  TI Indicador de temperatura
-  FI Indicador de flujo
-  EI Indicador de explosividad

PROYECTO:		DISEÑO DE UNIDAD MÓVIL PARA LA RECUPERACIÓN DE GASES Y VAPORES PROCEDENTES DE TANQUES DE ALMACENAMIENTO.	
ESCALA:	1:20	FECHA:	1/06/2006
PLANO:	Nº PLANO:		PESO DEL EQUIPO:
DIAGRAMA DE CONTROL	1	NOMBRE Y APELLIDOS: Francisco Javier Moreno Mesa	

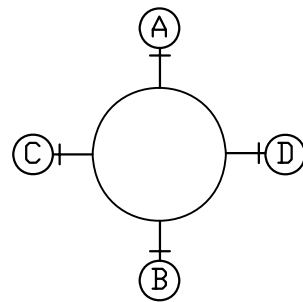
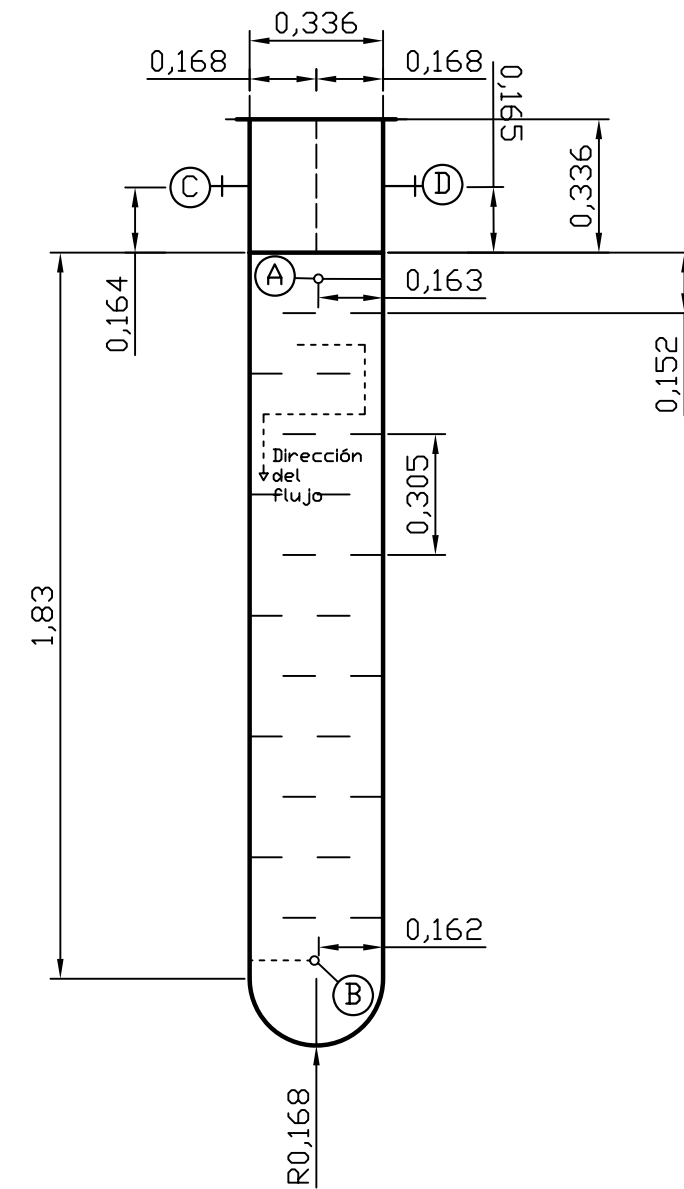
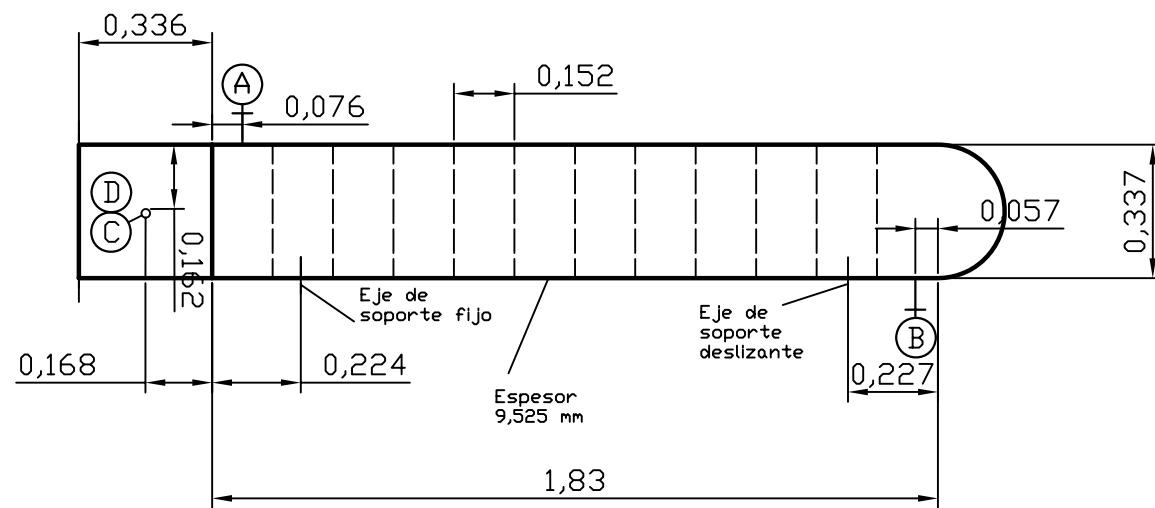
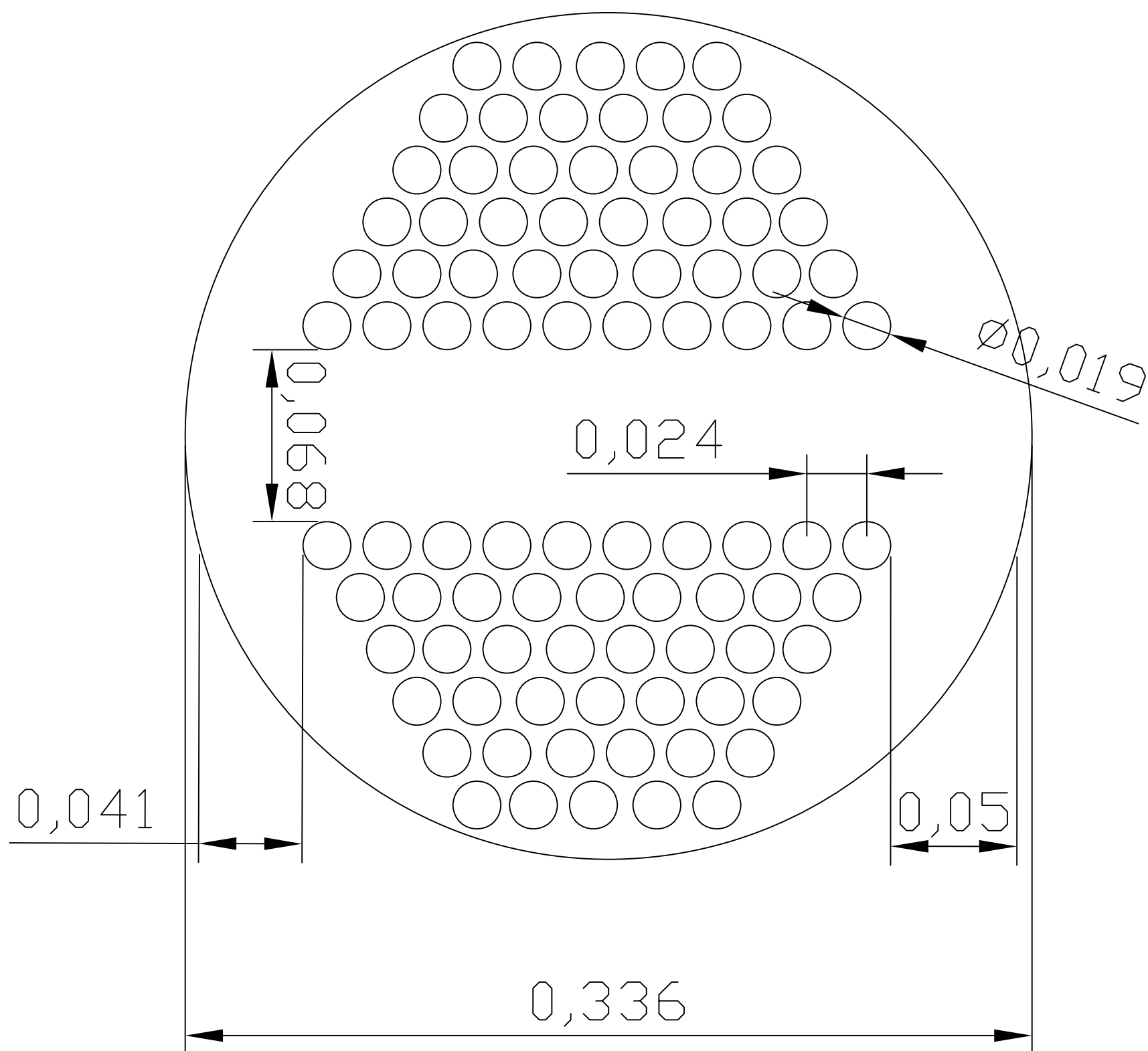


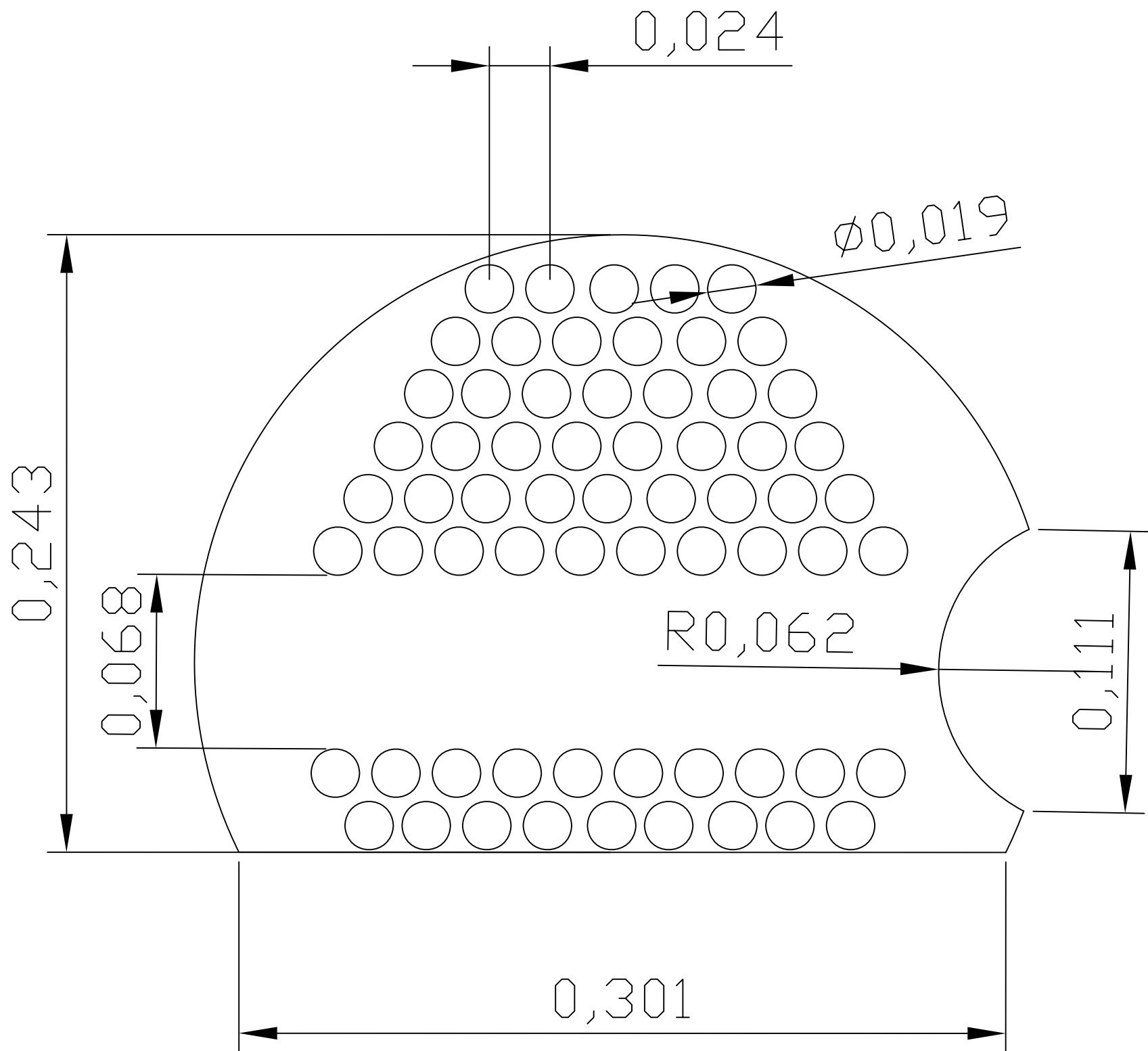
TABLA DE EMBRANQUES			
MARCA	CANTIDAD	DIÁMETRO	SERVICIO REALIZADO
A	1	1 1/2"	ENTRADA DE VDC
B	1	1 1/2"	SALIDA DE VDC
C	1	2"	ENTRADA NITRÓGENO
D	1	2"	SALIDA NITRÓGENO

FIRMA:		PROYECTO:	
ESCALA: 1:20		DISEÑO DE UNIDAD MÓVIL PARA LA RECUPERACIÓN DE GASES Y VAPORES PROCEDENTES DE TANQUES DE ALMACENAMIENTO.	
FECHA: 1/06/2006		NOMBRE Y APELLIDOS:	
PLANO: INTERCAMBIADOR DE CALOR		PESO DEL EQUIPO:	
Nº PLANO: 3		Francisco Javier Moreno Mesa	



FIRMA:		PROYECTO:	
ESCALA:		FECHA:	
1:3	1/06/2006	DISEÑO DE UNIDAD MÓVIL PARA LA RECUPERACIÓN DE GASES Y VAPORES PROCEDENTES DE TANQUES DE ALMACENAMIENTO.	
PLANO:		Nº PLANO:	PESO DEL EQUIPO:
DETALLE DEL CABEZAL DE TUBOS		4	NOMBRE Y APELLIDOS: Francisco Javier Moreno Mesa





FIRMA:		PROYECTO:	
ESCALA:		FECHA:	
1:3		1/06/2006	
PLANO:		Nº PLANO:	PESO DEL EQUIPO:
DETALLE DE PLACA DEFLECTORA		5	NOMBRE Y APELLIDOS:
			Francisco Javier Moreno Mesa

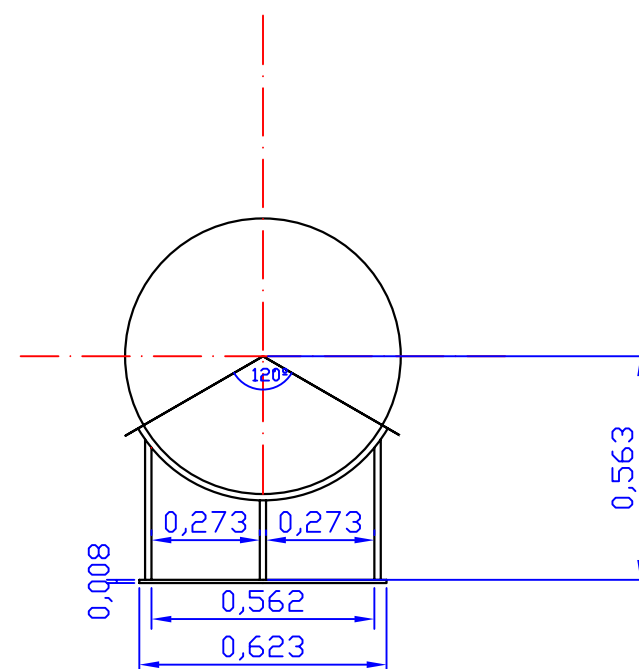
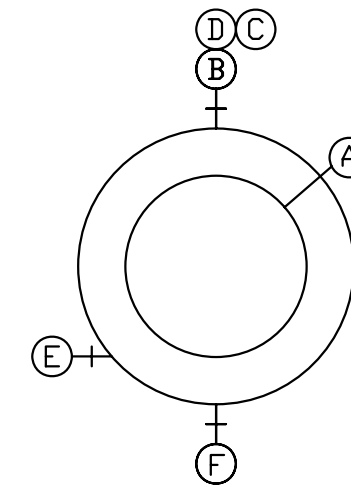
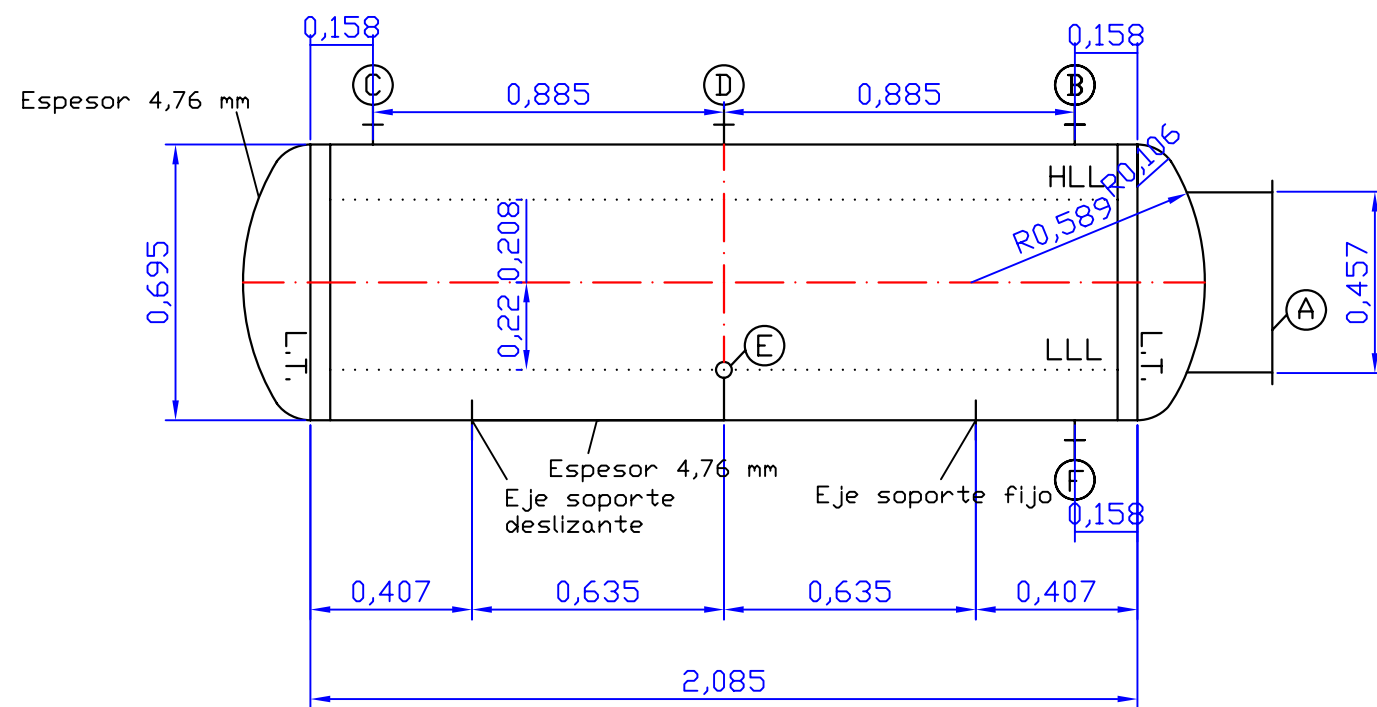


TABLA DE EMBRANQUES			
MARCA	CANTIDAD	DIÁMETRO	SERVICIO REALIZADO
A	1	18"	BOCA DE HOMBRE
B	1	1"	SALIDA DE GAS
C	1	1 1/2"	ENTRADA LÍQUIDO
D	1	1 1/2"	NIVEL ALTO MEDIDOR
E	1	1 1/2"	NIVEL BAJO MEDIDOR
F	1	1 1/2"	SALIDA LÍQUIDO

FIRMA:		PROYECTO:	
ESCALA: 1:20		DISEÑO DE UNIDAD MÓVIL PARA LA RECUPERACIÓN DE GASES Y VAPORES PROCEDENTES DE TANQUES DE ALMACENAMIENTO.	
FECHA: 1/06/2006		PESO DEL EQUIPO: 259 Kg	
PLANO: BOTELLÓN DE SEPARACIÓN		Nº PLANO: 6	NOMBRE Y APELLIDOS: Francisco Javier Moreno Mesa

**DISEÑO DE UNA PLANTA MÓVIL PARA LA  
RECUPERACIÓN DE LOS GASES Y VAPORES  
(VOC'S) PROCEDENTES DE TANQUES DE  
ALMACENAMIENTO**

**DOCUMENTO III: PLIEGO DE CONDICIONES**

## **DOCUMENTO III: PLIEGO DE CONDICIONES**

1. OBJETIVO.....	1
2. DISPOSICIONES GENERALES.....	2
2.1. Contraindicaciones, omisiones o errores.....	2
2.2. Trabajos preparatorios.....	2
2.3. Plazos de ejecución.....	4
2.4. Desarrollo y control de los trabajos.....	4
2.4.1. Equipos de maquinaria.....	4
2.4.2. Ensayos.....	5
2.4.3. Materiales.....	5
2.4.3.1. Manipulación de materiales.....	6
2.4.3.2. Inspección en planta.....	6
2.4.3.3. Inspección de los materiales.....	7
2.4.3.4. Materiales defectuosos.....	7
2.4.4. Acopios.....	7
2.4.5. Trabajos nocturnos.....	8
2.4.6. Accidentes de trabajo.....	8
2.4.7. Descanso en días festivos.....	9
2.4.8. Trabajos defectuosos o no autorizados.....	9
2.4.9. Señalización de las obras.....	10
2.4.10. Precauciones especiales.....	10
2.4.10.1. Lluvias.....	10
2.4.10.2. Incendios.....	10
2.4.11. Personal técnico.....	11
2.5. Medición de obras.....	12
2.6. Certificaciones.....	12
2.6.1. Precio unitario.....	12
2.6.2. Partidas alzadas.....	12
2.6.3. Instalaciones y equipos de maquinaria.....	13
2.7. Legislación social.....	13

2.8. Gastos de cuenta del contratista.....13

2.9. Ingeniero director de obras. Funciones.....14

2.10. Recepciones, garantías y obligaciones del  
contratista.....15

    2.10.1. Recepción provisional.....15

    2.10.2. Plazo de garantía.....16

    2.10.3. Recepción definitiva.....17

    2.10.4. Prescripciones particulares.....17

3. CONDICIONES DE LOS MATERIALES Y EQUIPOS.....17

    3.1. Referencias y normativas.....17

    3.2. Condiciones para los materiales.....18

        3.2.1. Condiciones generales para los materiales.19

        3.2.2. Condiciones para las tuberías.....19

        3.2.3. Condiciones para las bridas.....20

        3.2.4. Condiciones para los accesorios soldables.20

        3.2.5. Condiciones para las válvulas.....20

        3.2.6. Condiciones para las juntas.....21

        3.2.7. Condiciones de las placas para fabricación  
                de los equipos.....21

        3.2.8. Condiciones para las soldaduras.....21

    3.3. Condiciones para los equipos.....22

        3.3.1. Condiciones para el intercambiador de  
                calor.....22

        3.3.2. Condiciones para las bombas.....23

    3.4. Condiciones sobre instalaciones auxiliares.....23

        3.4.1. Condiciones sobre pintura y preparación  
                de superficies.....23

        3.4.2. Condiciones para aislamientos.....24

        3.4.3. Condiciones para las purgas y venteos.....25

        3.4.4. Condiciones para la instrumentación.....25

4. EQUIPOS A PRESIÓN. DISPOSICIONES GENERALES.....26

4.1. Referencias y normativas.....26

4.2. Definiciones generales.....26

4.2.1. Aparato sometido a presión.....27

4.2.2. Tuberías.....27

4.2.3. Sistemas.....27

4.2.4. Diseño mecánico.....27

4.2.5. Ingeniería.....27

4.2.6. Fabricante.....28

4.2.7. Reparador.....28

4.2.8. Instalador.....28

4.2.9. Usuario.....29

4.2.10. Inspector propio.....29

4.2.11. Inspecciones y pruebas previas.....29

4.2.12. Inspecciones y pruebas periódicas.....29

4.2.13. Control de calidad.....29

4.3. Definiciones de ámbito técnico.....30

4.3.1. Presión de diseño.....30

4.3.2. Presión máxima de servicio.....30

4.3.3. Presión de precinto.....30

4.3.4. Presión de servicio.....30

4.3.5. Presión de prueba.....30

4.3.6. Temperatura de diseño.....30

4.3.7. Temperatura máxima de servicio.....31

4.3.8. Temperatura de servicio.....31

4.4. Condiciones generales para todos los aparatos a presión.....31

4.4.1. Manual de diseño.....31

4.4.2. Certificados.....32

4.4.3. Proceso de fabricación.....32

4.4.4. Legalización de aparatos a presión.....32

4.4.5. Instalación.....34

4.4.6. Inspecciones y pruebas.....35

4.4.6.1. Inspecciones y pruebas oficiales.	35
4.4.6.2. Inspecciones y pruebas en el taller del fabricante.....	35
4.4.6.3. Inspecciones y pruebas en el lugar de emplazamiento del equipo..	35
4.4.7. Placas.....	37
4.4.8. Elementos de seguridad.....	38
4.5. Pruebas para las tuberías.....	39
4.6. Prueba de los sistemas antes de la puesta en marcha.....	39
4.6.1. Prueba hidrostática.....	39
4.6.2. Lavado del equipo.....	40
4.6.3. Comprobación de servicios auxiliares.....	41
4.6.3.1. Equipo eléctrico.....	41
4.6.3.2. Agua de refrigeración.....	41
4.6.3.3. Aire de instrumentos.....	41
4.6.3.4. Red contra incendios.....	41
4.6.3.5. Sistema de drenaje.....	41
4.6.3.6. Seguridad.....	41
5. MEDICIÓN Y ABONO DE LAS OBRAS.....	42
5.1. Mediciones y valoraciones.....	42
5.2. Condiciones económicas.....	42
5.3. Condiciones de índole legal.....	42
6. EJECUCIÓN DE LAS OBRAS.....	42
6.1. Ejecución en general.....	42
6.2. Replanteo.....	43
6.3. Orden de los trabajos.....	43
6.4. Marcha de las obras.....	43
6.5. Obra civil.....	44
6.6. Instalaciones varias.....	44

6.7. Responsabilidad de la contrata.....	44
6.8. Dirección de los trabajos.....	44
6.9. Legalización.....	45
7. SEGURIDAD E HIGIENE.....	45
7.1. Protección y lucha contra incendios.....	45
7.2. Precauciones en el manejo de los productos.....	46
7.2.1. Naturaleza del peligro.....	46
7.2.2. Medios de protección.....	46
7.2.3. Actuación en caso de accidente.....	46
7.2.4. Primeros auxilios.....	47



## **1. OBJETIVO.**

El objetivo del presente pliego de condiciones es definir el conjunto de directrices, requisitos y normas aplicables al desarrollo de las obras a las que se refiere el proyecto del que forma parte. Contiene las condiciones técnicas normalizadas referentes a los materiales y equipos, el modo de ejecución, medición de las unidades de obra y, en general, cuantos aspectos han de regir en las obras comprendidas en el presente proyecto. El pliego de condiciones constituye el documento más importante desde el punto de vista contractual.

El contratista está obligado a ejecutar el proyecto según se especifica en el pliego de condiciones.

Del mismo modo, la administración podrá conocer de forma detallada las diferentes tareas que se desarrollarán durante la ejecución del proyecto.

## **2. DISPOSICIONES GENERALES.**

### **2.1. Contradicciones, omisiones o errores:**

En el caso de contradicción entre los planos y el pliego de prescripciones técnicas, prevalecerá lo indicado en este último. Lo mencionado en el pliego de prescripciones técnicas y omitido en los planos o viceversa, habrá de ser aceptado como si estuviese expuesto en ambos documentos, siempre que, a juicio del director de obras, quede suficientemente definida la unidad de obra correspondiente y esta tenga precio en el contrato.

En todo caso, las contradicciones, omisiones o errores que se adviertan en estos documentos por el director o contratista deberán reflejarse en el acta de comprobación.

### **2.2. Trabajos preparatorios:**

Los trabajos preparatorios para el inicio de las obras consistirán en:

#### **1. Comprobación del replanteo:**

En el plazo de quince días a partir de la adjudicación definitiva se comprobarán, en presencia del adjudicatario o de su representante, el replanteo de las obras efectuadas antes de la licitación, extendiéndose la correspondiente acta de comprobación del replanteo.

El acta de comprobación del replanteo reflejará la conformidad o la disconformidad del replanteo respecto a los documentos contractuales del proyecto, refiriéndose expresamente a las características geométricas de los trabajos, así como a

cualquier punto que en caso de disconformidad pueda afectar al cumplimiento del contrato.

Cuando el acta de comprobación del replanteo refleje alguna variación respecto a los documentos contractuales del proyecto, deberá ser acompañada de un nuevo presupuesto, valorado a los precios del contrato.

## 2. Fijación de los puntos de replanteo:

La comprobación del replanteo deberá incluir como mínimo los datos y referencias previstos para poder materializar las obras, así como los puntos fijos o auxiliares necesarios para los sucesivos replanteos de detalles y de otros elementos que puedan estimarse precisos.

Los puntos de referencia para los sucesivos replanteos se marcarán con los medios adecuados para evitar su desaparición.

Los datos, cotas y puntos fijados se anotarán en un anexo al acta de comprobación del replanteo, el cual se unirá al expediente de las obras, entregándose una copia al contratista.

El contratista se responsabilizará de la conservación de las señales de los puntos que hayan sido entregados.

## 3. Programación de los trabajos:

En el plazo que se determine en días hábiles a partir de la aprobación del acta de comprobación del replanteo, el adjudicatario presentará el programa de trabajos de las obras. Dicho programa de trabajo incluirá los siguientes datos:

- Fijación de las clases de obras y trabajos que integran el proyecto e indicación de las mismas.
- Determinación de los medios necesarios (instalaciones, equipos y materiales).
- Valoración mensual y acumulada de la obra, programada sobre la base de los precios unitarios de adjudicación.
- Representación gráfica de las diversas actividades, en un gráfico de barras o en un diagrama espacio-tiempo.

Cuando del programa de trabajos se deduzca la necesidad de modificar cualquier condición contractual, dicho programa deberá ser redactado por el adjudicatario y por la dirección técnica de las obras, acompañándose de la correspondiente propuesta de modificación para su tramitación reglamentaria.

### **2.3. Plazos de ejecución:**

El contratista empezará las obras al día siguiente de la fecha del acta de comprobación de replanteo, debiendo quedar terminado en la fecha acordada en dicho acta.

### **2.4. Desarrollo y control de los trabajos:**

Para el mejor desarrollo y control de los trabajos, el adjudicatario seguirá las normas que se indican en los apartados siguientes:

#### **2.4.1. Equipos de maquinaria:**

El contratista quedará obligado a situar en las obras los equipos de la maquinaria que se comprometa a aportar en la licitación, y que el director de las obras considere necesario para el correcto desarrollo de las mismas. Dichos equipos de maquinaria deberán ser aprobados por el director.

La maquinaria y demás elementos de trabajo deberán estar en perfectas condiciones de funcionamiento y quedar adscritos a la obra durante el curso de ejecución de las unidades en las que deban utilizarse. No podrán retirarse sin el consentimiento del director.

#### **2.4.2. Ensayos:**

El número de ensayos y su frecuencia, tanto sobre materiales como unidades de obras terminadas, será fijado por el ingeniero director, y se efectuarán con arreglo a las normas afectadas a cada unidad de obra, o, en su defecto, con arreglo a las instrucciones que dicte el director.

El adjudicatario abonará el costo de los ensayos que se realicen, que no podrán superar el 1% del presupuesto de adjudicación.

El contratista está obligado a realizar su autocontrol de cotas, tolerancias y geométrico en general, así como el de calidad, mediante ensayos materiales, densidades de compactación, etc. Se entiende que no se comunicará a la dirección de obra que una unidad de obra está terminada a juicio del contratista para su comprobación hasta que el mismo contratista, mediante su personal facultativo para el caso, haya hecho sus propias comprobaciones y ensayos y se haya asegurado de cumplir las especificaciones.

Así, el contratista está obligado a disponer de los equipos necesarios para dichas mediciones y ensayos.

#### **2.4.3. Materiales:**

Todos los materiales que se utilicen en las obras deberán cumplir las condiciones que se establecen en el pliego de condiciones, pudiendo ser rechazados en caso contrario por el ingeniero director. Por ello, todos los materiales que se propongan ser utilizados en obra deben ser examinados y

ensayados antes de su aceptación en primera instancia mediante el autocontrol del contratista y, eventualmente, con el control de dirección de obra.

Cuando la procedencia de los materiales no esté fijada en el pliego de prescripciones técnicas, los materiales requeridos para la ejecución del contrato serán fijados por el contratista de las fuentes de suministro que este estime oportuno.

El contratista notificará al director, con la suficiente antelación, los materiales que propone utilizar y su procedencia, aportando, cuando así lo solicite el director, las muestras y los datos necesarios para su posible aceptación, tanto en lo que se refiere a su cantidad como a su calidad.

El no rechazo de un material no implica su aceptación. El no rechazo o la aceptación de una procedencia no impide el posterior rechazo de cualquier partida de material de ella que no cumpla las prescripciones, ni incluso la eventual prohibición de dicha procedencia.

En ningún caso podrán ser acoplados y utilizados en los trabajos materiales cuya procedencia no haya sido aprobada por el director.

#### **2.4.3.1. Manipulación de materiales:**

Todos los materiales se manipularán con cuidado, y de tal modo que mantengan su calidad y aptitud para la obra.

#### **2.4.3.2. Inspección en planta:**

Si el volumen de la obra, la marcha de la construcción y otras consideraciones lo justifican, el ingeniero puede proceder a la inspección del material o de los artículos manufacturados en sus respectivas fuentes.

### **2.4.3.3. Inspección de los materiales:**

Con objeto de facilitar la inspección y prueba de los materiales, el contratista notificará al ingeniero con dos semanas como mínimo de antelación a la entrega.

### **2.4.3.4. Materiales defectuosos:**

Todos los materiales que no se ajusten a los requisitos del pliego de condiciones se considerarán defectuosos y, por tanto, se retirarán inmediatamente del lugar de la obra, a menos que el ingeniero ordene lo contrario.

Los materiales rechazados, cuyos defectos se hayan corregido substancialmente, no se utilizarán mientras no se les haya otorgado la aprobación.

### **2.4.4. Acopios:**

Quedará terminantemente prohibido, salvo autorización escrita del director, efectuar acopio de materiales, cualesquiera que sea su naturaleza, sobre la plataforma de obra y en aquellas zonas marginales que defina el director.

Se considera especialmente prohibido el depositar materiales, herramientas, maquinaria, escombros o cualquier otro elemento no deseable, en las siguientes zonas:

- Áreas de procesos adyacentes o limítrofes con la zona donde se realizan los trabajos.
- Desagües y zonas de trabajo en general.
- Vías de acceso a casetas de operación, puntos de reunión para estados de emergencia y puntos de situación de extintores.

- Calles y vías de circulación interior, tanto de la zona de construcción como de áreas de proceso adyacentes a ésta.
- En general, cualquier lugar en el que la presencia de materiales, herramientas o utensilios pueda entorpecer las labores de mantenimiento y operación de las unidades de proceso, o pueda dificultar el proceso de emergencia de la planta.

Los materiales se almacenarán en forma tal que se asegure la preservación de su calidad para su utilización en la obra, requisito que deberá de ser comprobado en el momento de su utilización.

Las superficies empleadas en la zona de acopios deberán acondicionarse de forma que, una vez terminada su utilización, recuperen su aspecto original. Todos los gastos que de ello se deriven correrán por cuenta del contratista.

#### **2.4.5. Trabajos nocturnos:**

Los trabajos nocturnos deberán ser previamente autorizados por el director, y solamente realizados en aquellas unidades de obra que así lo requieran. El contratista deberá instalar los equipos de iluminación y mantenerlos en perfecto estado mientras duren los trabajos nocturnos.

#### **2.4.6. Accidentes de trabajo:**

De conformidad con lo establecido en el artículo 71 del Reglamento de la Ley de Accidentes de Trabajo, el contratista está obligado a contratar, para su personal, el seguro contra riesgo por accidentes de trabajo.

El contratista y la dirección de obra fijarán de antemano las condiciones de seguridad en las que se llevarán a cabo los trabajos objeto del presente proyecto, así como las pruebas, ensayos, inspecciones y



verificaciones necesarias, que en cualquier caso deberán ser, como mínimo, las prescritas por los reglamentos actuales vigentes.

No obstante, en aquellos casos en que el contratista o la dirección consideren que se deben tomar disposiciones adicionales de seguridad, podrán tomarse éstas sin reserva alguna.

Por otra parte, el contratista será responsable de suministrar al personal a su cargo los equipos necesarios para que éste trabaje en las condiciones de seguridad adecuadas, tales como cascos, caretas, botas reforzadas, gafas de protección, etc.

Asimismo, serán responsabilidad del contratista los posibles daños causados en las instalaciones, tanto terminadas o aún en construcción, ocasionados por personas ajenas a la obra dentro del horario establecido de trabajo, así como de los accidentes personales que puedan ocurrir.

#### **2.4.7. Descanso en días festivos:**

En los trabajos concedidos a la contrata se cumplirá puntualmente el descanso en días festivos, del modo que se señale en las disposiciones vigentes.

En casos excepcionales, en los que fuera necesario trabajar en dichos días, se procederá como indican las citadas disposiciones.

#### **2.4.8. Trabajos defectuosos o no autorizados:**

Los trabajos defectuosos no serán de abono, debiendo ser demolidos por el contratista y reconstruidos en el plazo de acuerdo con las prescripciones del proyecto.

Si alguna obra no se hallase ejecutada con arreglo a las condiciones del contrato y fuera, sin embargo, admisible a juicio del ingeniero

directo de obras, podrá ser recibida provisionalmente, y definitivamente en su caso, quedando el adjudicatario obligado a conformarse, sin derecho a reclamación, con la rebaja económica que el ingeniero director estime, salvo en el caso de que el adjudicatario opte por la demolición a su costa y las rehaga con arreglo a las condiciones del contrato.

#### **2.4.9. Señalización de las obras:**

El contratista queda obligado a señalizar a su costa las obras objeto del contrato, con arreglo a las instrucciones y uso de aparatos que prescriba el director.

#### **2.4.10. Precauciones especiales:**

##### **2.4.10.1. Lluvias:**

Durante las fases de construcción, montaje e instalación de obras y equipos, estos se mantendrán en todo momento en perfectas condiciones de drenaje. Las cunetas y demás desagües se mantendrán de modo tal que no produzcan daño.

El equipo que no necesite revisión o inspección previa a su instalación no será desembalado hasta el momento de la misma. Se protegerá el equipo desembalado de la lluvia mediante cubiertas y protectores adecuados.

##### **2.4.10.2. Incendios:**

El contratista deberá atenerse a las disposiciones vigentes para la prevención y control de incendios, y a las recomendaciones u órdenes que reciba del director.

En todo caso, adoptará las medidas necesarias para evitar que se enciendan fuegos innecesarios, y será responsable de evitar la propagación de

los que se requieran para la ejecución de las obras, así como de los daños y perjuicios que se puedan producir.

No obstante lo anterior, el contratista podrá exigir el asesoramiento de un técnico de seguridad competente, elegido por la dirección, en todos los casos en los que lo estime conveniente, y particularmente, en aquellos en los que el riesgo de producción de incendio sea más elevado (soldadura, corte con soplete, etc.).

#### **2.4.11. Personal técnico:**

El contratista está obligado a dedicar a los trabajos (tanto de obra civil como de montaje e instalación de líneas y equipos) el personal técnico a que se comprometió en la licitación. A pie de obra y al frente de las mismas deberá haber un ingeniero superior.

El personal así designado no será asignado a otras obligaciones mientras duren los trabajos.

Por otra parte, el personal a cargo del contratista deberá estar lo suficientemente cualificado para la realización de los trabajos. Es responsabilidad del contratista, por lo tanto, cualquier retraso derivado de la incompetencia o ignorancia del personal a su cargo.

El director podrá prohibir la presencia en la zona de trabajos de determinado personal del contratista por motivo de falta de obediencia o respeto, o por causa de actos que comprometan o perturben, a su juicio, la seguridad, integridad o marcha de los trabajos.

El contratista podrá recurrir, si entendiéndose que no hay motivo fundado para dicha prohibición.

### **2.5. Medición de obras:**

La forma de realizar la medición y las unidades de medida a utilizar serán definidas en el pliego de prescripciones técnicas para cada unidad de obra.

Todas las mediciones básicas para el abono deberán de ser conformadas por el director y el representante del contratista.

Las unidades que hayan de quedar ocultas o enterradas deberán ser medidas antes de su ocultación. Si la medición no se efectuó a su debido tiempo, serán de cuenta del contratista las operaciones para llevarlas a cabo.

### **2.6. Certificaciones:**

El importe de los trabajos efectuados se acreditará mensualmente al contratista por medio de certificaciones expedidas por el director en la forma legalmente establecida.

#### **2.6.1. Precio unitario:**

Los precios unitarios fijados en el contrato para cada unidad de obra cubrirán todos los gastos efectuados para la ejecución material de la unidad correspondiente, incluidos los trabajos auxiliares, mano de obra, materiales y medios auxiliares de cada unidad de obra, siempre que expresamente no se indique lo contrario en este pliego de prescripciones técnicas.

#### **2.6.2. Partidas alzadas:**

Las partidas alzadas a justificar se abonarán consignando las unidades de obra que comprenden los precios del contrato, o los precios aprobados si se trata de nuevas unidades.

### **2.6.3. Instalaciones y equipos de maquinaria:**

Los gastos correspondientes a instalaciones y equipos de maquinaria se considerarán incluidos en los precios de las unidades correspondientes, y, en consecuencia, no serán abonados separadamente.

### **2.7. Legislación social:**

El contratista estará obligado al cumplimiento de lo establecido en la Ley sobre el Contrato del Trabajo y Reglamentaciones de Trabajo Regulatoras de Subsidio y Seguros Sociales vigentes.

### **2.8. Gastos de cuenta del contratista:**

Serán de cuenta del contratista, siempre que en el contrato no se prevea explícitamente lo contrario, los siguientes gastos:

- Los gastos de construcción y retirada de toda clase de construcciones auxiliares.
- Los gastos de alquiler o adquisición de terreno para depósito de maquinaria y materiales.
- Los gastos de protección de acopios y de la propia obra contra todo deterioro, daño o incendio, cumpliendo los requisitos vigentes para almacenamiento de explosivos y carburantes.
- Los gastos de limpieza y evacuación de desperdicios de basuras.
- Los gastos de suministro, colocación y conservación de señales de tráfico, balizamiento y demás recursos necesarios para proporcionar seguridad dentro de las obras.
- Los gastos de montaje, conservación y retirada de instalaciones para el suministro del agua y la energía eléctrica necesarias para las obras.
- Los gastos de demolición y desmontaje de las instalaciones provisionales.

- Los gastos de retirada de materiales rechazados y corrección de las deficiencias observadas y puestas de manifiesto por los correspondientes ensayos y pruebas.

## **2.9. Ingeniero director de obras. Funciones:**

El ingeniero director de obras será responsable de la inspección y vigilancia de la ejecución del contrato, y asumirá la representación de la administración o de la entidad pertinente frente al contratista.

Las funciones del ingeniero director de obras serán las siguientes:

- Garantizar la ejecución de las obras con estricta sujeción al proyecto aprobado, o modificaciones debidamente autorizadas.
- Definir aquellas condiciones técnicas que en el presente pliego de condiciones se dejen a su decisión.
- Resolver todas las cuestiones técnicas que surjan en cuanto a la interpretación de los planos, condiciones de materiales y de ejecución de unidades de obra, siempre que no se modifiquen las condiciones del contrato.
- Estudiar las incidencias o problemas planteados en las obras que impidan el normal cumplimiento del contrato o aconsejen su modificación, tramitando, en su caso, las propuestas correspondientes.
- Proponer las actuaciones procedentes para obtener, de los organismos oficiales y de los particulares, los permisos y autorizaciones necesarias para la ejecución de las obras y ocupaciones de los bienes afectados por ellas, y resolver los problemas planteados por los servicios y servidumbres relacionados con las mismas.
- Asumir personalmente bajo su responsabilidad, en casos de urgencia o gravedad, la dirección inmediata de determinadas operaciones o trabajos en curso, para lo cual, el contratista

deberá poner a su disposición el personal y el material de la obra.

- Acreditar al contratista las obras realizadas conforme a lo dispuesto en los documentos del contrato.
- Participar en las recepciones provisionales y definitivas y redactar la liquidación de las obras conforme a las normas legales establecidas.

El contratista estará obligado a prestar su colaboración al ingeniero director para el normal cumplimiento de las funciones a éste encomendadas.

### **2.10. Recepciones, garantías y obligaciones del contratista:**

El adjudicatario deberá obtener a su costa todos los permisos y licencias para la ejecución de las obras. Del mismo modo serán de su cuenta los gastos derivados de los permisos y tasas.

La recepción, garantías y obligaciones del contratista serán las siguientes:

- Recepción provisional.
- Plazo de garantía.
- Recepción definitiva.

#### **2.10.1. Recepción provisional:**

Una vez terminados los trabajos, se procederá al examen global por parte del director, el cuál, si los considera aptos para ser recibidos, extenderá un acta donde así lo haga constar, procediéndose inmediatamente a la puesta en marcha y entrada en normal funcionamiento de las instalaciones.

En ningún caso la recepción provisional tendrá lugar antes de las siguientes operaciones:

- Inspección visual de todos los equipos y líneas, así como de los equipos auxiliares.
- Prueba hidrostática de las áreas que así lo requieran.
- Comprobación de servicios auxiliares.

Teniendo en cuenta lo anterior, la obra no podrá ponerse en funcionamiento por partes desde su inicio, a menos que, a juicio del ingeniero director, no se perjudique la integridad de la instalación y no se interfiera en la normal operación de otras unidades o procesos adyacentes.

Si el ingeniero director apreciase en las obras defectos de calidad u otras imperfecciones que, a su juicio, pudieran resultar perjudiciales o poco convenientes, el contratista deberá reparar o sustituir, a su costa, dichas partes o elementos no satisfactorios.

#### **2.10.2. Plazo de garantía:**

Será de un año, contado a partir de la fecha de recepción provisional, salvo indicación contraria expresa en el pliego de contratación de la obra. Durante dicho periodo, las posibles obras de reparación, conservación y sustitución serán por cuenta del contratista, siendo este responsable de las faltas que puedan existir.

En caso de existir defectos o imperfecciones, no servirá de disculpa ni le dará derecho alguno al contratista el que el director o subalterno hayan examinado durante la construcción, reconocido sus materiales o hecho su valoración en las relaciones parciales. En consecuencia, si se observan vicios o imperfecciones antes de efectuarse la recepción, se dispondrá que el contratista demuela y reconstruya, o bien repare, de su cuenta, las partes defectuosas.



### **2.10.3. Recepción definitiva:**

Transcurrido el plazo de garantía y previo a los trámites reglamentarios, se procederá a efectuar la recepción definitiva de las obras, una vez realizado el oportuno reconocimiento de las mismas y en el supuesto de que todas ellas se encuentren en las condiciones debidas.

En caso de que, al proceder al reconocimiento de las obras, estas no se encontrasen en estado de ser recibidas, se aplazará su recepción hasta que estén en condiciones de serlo.

Al proceder a la recepción definitiva de las obras, se extenderá por cuadruplicado el acta correspondiente.

### **2.10.4. Prescripciones particulares:**

En todos aquellos casos en que, a juicio del director de las obras, se haga aconsejable para la ejecución de los trabajos previstos la fijación de determinadas condiciones específicas, se procederá a la redacción por este del oportuno pliego de prescripciones particulares, que ha de ser aceptado por el contratista, quedando obligado a su cumplimiento.

## **3. CONDICIONES DE LOS MATERIALES Y EQUIPOS.**

El presente apartado del pliego de condiciones tiene por objeto establecer las calidades y características de los equipos y dispositivos objeto de este proyecto, así como de los materiales que los constituyen.

### **3.1. Referencias y normativas:**

Se tendrán como de obligado cumplimiento las siguientes normas y estándares:

- 1) Código de construcción de recipientes a presión ASME, Sección VIII, División I. Se aplicarán las prescripciones de este código en los aspectos referentes a presiones y temperaturas de diseño, espesores de cuerpos y fondos, presiones de prueba test hidrostáticos y soldadura. Se aplicarán también las prescripciones de este código a las juntas.
- 2) Standard of the Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA). Sixth Edition, 1986.
- 3) Norma API 610 para bombas de proceso en servicios de refino.
- 4) Norma ANSI B.36.10 para dimensiones de tuberías de acero al carbono y aleado, soldadas y sin soldadura.
- 5) Norma ANSI B.16.5 para clasificación presión-temperatura, bridas, espárragos para bridas, válvulas bridadas y accesorios bridados de acero.
- 6) Norma ANSI B.18.2 para espárragos y tuercas.
- 7) Norma ANSI B.16.9 para accesorios de acero para soldar a tope.
- 8) Norma ANSI B.16.11 para accesorios de acero para soldar a enchufe y roscados.
- 9) Norma ANSI B.16.10 para la definición de dimensiones de válvulas bridadas.
- 10) Norma ANSI B.16.34 para válvulas para soldar a tope.
- 11) Norma API 598 para inspección y prueba de válvulas.
- 12) Norma API RP 520 para el dimensionamiento de válvulas de seguridad para recipientes a presión.
- 13) Norma ASTM A-106 gr. B para tuberías de acero al carbono sin soldaduras.
- 14) Norma ASTM A-234 WPB para accesorios de acero al carbono obtenidos de tubos para soldar a tope.
- 15) Norma ASTM A-105 para bridas, válvulas y accesorios de acero al carbono forjado roscados y para soldar a enchufe.
- 16) Norma ASTM A-193 B7 para espárragos.

- 17) Norma ASTM A-194 gr. 2H para tuercas.
- 18) Norma ASME SA-285 gr. C para cuerpos cilíndricos y fondos de recipientes.
- 19) Norma ASME SA-179 para tubos de intercambiador de calor.
- 20) Norma ASME SA-212 gr. B para placas tubulares de intercambiador de calor.

### **3.2. Condiciones para los materiales:**

#### **3.2.1 Condiciones generales para los materiales:**

Todos los materiales tendrán las condiciones técnicas que dictan las normas citadas en el subapartado “referencias y normativas” del presente apartado del pliego de condiciones.

Las características de los mismos serán las expresadas en los subapartados que siguen, pudiendo la dirección técnica desechar aquellos que a su juicio no las reúnan.

No podrán ser en ningún caso distintos en sus características a los tipos proyectados. Si hubiese que variar la clase de algunos inicialmente aprobados, los nuevos no podrán ser instalados sin la previa autorización de la dirección de obra, la cual podrá someterlos a cuantas pruebas estime oportunas.

#### **3.2.2. Condiciones para las tuberías**

Las tuberías serán de los diámetros especificados en el apartado correspondiente de la memoria de cálculo. Serán de sección circular, de espesor uniforme y sin costura. Se montarán a partir de cañas de 6 metros de longitud, con los extremos achaflanados para soldar a tope.

Estarán exentas de fisuras, grietas, poros, impurezas, deformaciones o faltas de homogeneidad, así como de otros defectos que

podieran disminuir su resistencia y apartar su comportamiento del esperado por sus características.

### **3.2.3. Condiciones para las bridas:**

Las bridas serán de acero inoxidable AISI 304, del tipo de cuello soldado (welding neck), con cara elevada.

Estarán libres de defectos, irregularidades, rebabas, etc., que puedan dificultar su instalación o montaje, o que puedan afectar negativamente a su comportamiento durante el proceso. Las bridas habrán de ser planas y paralelas, o presentar rigidez suficiente contra deformaciones debidas a la presión de los espárragos. Estos habrán de apretarse en cruz con llave dinamométrica para controlar el par de apriete.

Los espárragos de unión estarán en consonancia con lo marcado por la norma ANSI B.16.5. Sus diámetros serán los correspondientes a la línea en la que vayan a ser instaladas.

### **3.2.4. Condiciones para los accesorios soldables:**

Los accesorios para las tuberías (codos, tes, reducciones, etc.) serán de acero ASTM A-234 WPB para soldar a tope ó ASTM A-105 para roscar o soldar a enchufe, según corresponda, siendo su diámetro el correspondiente a las líneas en las que vayan instalados. Estarán libres de defectos, irregularidades, etc., que puedan afectar negativamente a su comportamiento durante el proceso.

### **3.2.5. Condiciones para las válvulas:**

Las válvulas serán del tipo que la dirección de la obra estime el más adecuado de cara a la línea y servicio en que vayan a ser instaladas.

Estarán libres de defectos, irregularidades, etc., que puedan dificultar su instalación o montaje, o que puedan afectar negativamente a su comportamiento durante el proceso.

Durante su instalación se tendrá especial cuidado de alinear correctamente los extremos con la tubería en la que vayan a ser instaladas.

El apriete de los espárragos se hará con llave dinamométrica, previa introducción de las correspondientes juntas.

### **3.2.6. Condiciones para las juntas:**

Las juntas serán espiro metálicas o de amianto encamisadas. Estarán libres de defectos, irregularidades, etc., que puedan dificultar su instalación o montaje, o que puedan afectar negativamente a su comportamiento durante el proceso.

### **3.2.7. Condiciones de las placas para la fabricación de los equipos:**

Estarán libres de fisuras grietas, poros, etc., que puedan disminuir sus resistencias o afectar a su comportamiento durante su funcionamiento dentro del proceso.

### **3.2.8. Condiciones para las soldaduras:**

En las partes de la instalación en que deban llevarse a cabo procesos de soldadura a tope, se instalarán durante el proceso de soldado anillos de protección, y se evitará en todo momento que penetren en el interior de las partes a soldar cascarillas y salpicaduras de soldadura.

La soldadura se hará mediante cordones finos, limpiando e inspeccionado después de cada cordón, evitando así que los defectos de un cordón puedan ser enmascarados por el siguiente.

### **3.3. Condiciones para los equipos:**

#### **3.3.1. Condiciones para los intercambiadores de calor:**

Las dimensiones de los intercambiadores, así como sus características geométricas (tipo según TEMA, número de tubos, longitud, diámetro y espaciamiento de los mismos, número de pasos, etc.) serán los determinados en la memoria de cálculo.

Tanto si son trasladados al lugar de emplazamiento montados, como si son montados por partes, el equipo o sus partes serán protegidos adecuadamente contra la lluvia, el polvo, los golpes o las deformaciones.

Si desde que los equipos fueran recibidos desde el taller del fabricante hasta que fueran montados en el terreno hubiera de transcurrir un período de tiempo que la dirección técnica considerase razonablemente largo, serían almacenados bajo techado en un lugar seco, y se tomarían precauciones para que no sufrieran contaminación, oxidación excesiva, acumulación de humedad o suciedad, así como golpes o deterioros.

El ingeniero director supervisará los equipos antes de su montaje, comprobará su buen estado y podrá rechazarlos si observa anomalías que a su juicio puedan provocar dicho rechazo.

En el lugar del emplazamiento se habrá previsto el espacio suficiente para permitir la extracción del haz y los desmontajes de bridas y cabezales durante las paradas. Durante la instalación de los haces se protegerán estos con láminas de madera o metal, sujetadas mediante cables a pares de tubos de dichos haces. El haz se apoyará sobre las placas tubulares o sobre los deflectores, y nunca sobre los propios tubos. El alzado se hará mediante bandas trenzadas, y se tendrá especial cuidado de que los haces no sufran deformaciones.

Previa la puesta en marcha, se harán las comprobaciones y operaciones que aparecen en el apartado equipos a presión del presente pliego de condiciones.

### **3.3.2. Condiciones para las bombas:**

Las bombas estarán diseñadas según las normas API 610 para bombas de procesos. Las bombas su suministrarán con la correspondiente bancada, sobre la que se montará el conjunto bomba-motor. La bancada estará constituida por perfiles de acero, dimensionada de forma que soporte los esfuerzos de arranque y garantizará la estabilidad del conjunto.

Cada bomba será instalada dejando una pendiente para la evacuación de posibles derrames.

El contratista presentará al ingeniero director los planos y memorias descriptivas de las bombas a emplear, acompañados de los correspondientes certificados de pruebas de sobrecarga, rodaje, etc., efectuadas en el taller del fabricante.

### **3.4. Condiciones sobre instalaciones auxiliares:**

#### **3.4.1. Condiciones sobre pintura y preparación de superficies:**

Todas las superficies exteriores de equipos y tuberías recibirán, antes del pintado, el tratamiento de preparación siguiente:

- 1) Limpieza con disolventes de las zonas excesivamente cargadas de grasa o aceites, o que durante el proceso de instalación y manipulación hayan quedado impregnadas de estas sustancias o similares.

- 2) Eliminación de depósitos de óxidos muy voluminosos mediante limpieza manual o mecánica. Esto puede hacerse mediante lijado o cepillado en dos direcciones.
- 3) Redondeado de aristas vivas y alisado mediante lijado de cordones y salpicaduras de soldadura.
- 4) Protección de zonas y anexos que no vayan a ser recubiertos.
- 5) Chorreado con abrasivo (granalla o arena silíceo).
- 6) Limpieza con aspirador o aire a presión de residuos abrasivos, polvo, y demás partículas extrañas y contaminantes.

Posteriormente, las superficies recibirán cuatro manos de pintura anticorrosión, como mínimo de plomo o cromato de zinc de aceite. Se controlará que, tras la capa definitiva, el espesor de la capa protectora de pintura sea de 150 micras como mínimo.

### **3.4.2. Condiciones para los aislamientos:**

Los equipos, así como las líneas cuyo aislamiento se prevé, irán calorifugados con aislamiento de poliuretano expandido. Los materiales a utilizar no habrán tenido usos anteriores. Asimismo, no presentarán cortes o deformaciones que, a juicio del ingeniero director, pudieran afectar a su capacidad aislante.

Las superficies a calorifugar habrán recibido su correspondiente pintado, tal y como se describe en el subapartado “condiciones sobre pintura y preparación de superficies” del presente pliego de condiciones. Igualmente, si se encontrasen húmedas por el rocío o la lluvia, se dejarán secar antes de instalar el aislamiento. Si el pintado presenta desperfectos o suciedad adherida, se eliminarán éstos antes de instalar el aislamiento. La pintura estará perfectamente seca. Con objeto de que el material aislante no se empape de agua o humedad, no se efectuará el montaje del calorifugado si las condiciones



ambientales atmosféricas son de lluvia o excesiva humedad, debiendo posponerse éste hasta que las condiciones lo permitan.

El calorigufado se sujetará a los equipos y líneas mediante pletinas, alambres o tornillos de metal, o mediante otro sistema que el instalador crea adecuado, y que el ingeniero director estime eficaz. Todo el conjunto se recubrirá de chapa de aluminio o acero galvanizado de 1 a 1,5 mm de espesor, de primer uso, sujeta con remaches o tornillos autorroscantes (tornillos de rosca-chapa). Las chapas dispondrán de solape suficiente. Igualmente, tras la instalación no deberán quedar esquinas levantadas o salientes que puedan causar heridas a los operarios de la planta al moverse.

### **3.4.3. Condiciones para las purgas y venteos:**

Las purgas y los venteos de las líneas y equipos principales serán de ¾” como mínimo, y dispondrán de válvulas de compuerta soldadas como elementos de cierre.

### **3.4.4. Condiciones para la instrumentación:**

La válvula de control será la adecuada para las condiciones de proyecto, y se procurará que quede instalada siguiendo las recomendaciones de la norma API RP 550 (1976).

Los termómetro y manómetros a instalar serán de los tipos fabricados por “Bourdon”, “Wika” o similar. Se procurará que los márgenes de medición de temperatura en los que vaya a trabajar el aparato en condiciones normales queden en el tercio central de la escala.

## **4. EQUIPOS A PRESION. DISPOSICIONES GENERALES.**

Dado que la mayoría de las líneas y equipos contemplados en el presente proyecto trabajan a presión superior a la atmosférica, se fijan las condiciones generales de fabricación, prueba, instalación, operación y funcionamiento de los mismos.

### **4.1. Referencias y normativas:**

Se tendrán como referencia y de obligado cumplimiento las siguientes disposiciones y normas:

- Reglamento de Aparatos a Presión del Ministerio de Industria y Energía (R/D 1244/1976 del 4 de abril, B.O.E. nº 128 del 29 de mayo) para todos los aparatos a presión en el ámbito de refinerías de petróleo y plantas petroquímicas.
- Instrucción técnica complementaria (ITC MIE AP6) sobre refinerías de petróleo y plantas petroquímicas (O. 30-8-1982, B. O. E. del 10 de septiembre de 1982), (O. 11-7-1983, B. O. E. del 22 de julio de 1983). Los aparatos incluidos en el campo de aplicación de esta ITC, instalados en refinerías de petróleo cumplirán, además, las especificaciones que se indican en el Real Decreto 3143/1975 del 31 de octubre, referentes al Reglamento de Seguridad de refinerías de petróleo y parques de almacenamiento de productos petrolíferos.

### **4.2. Definiciones generales:**

Con el fin de que la interpretación del presente pliego de condiciones sea clara e inequívoca, se proporcionan, de acuerdo con el

Reglamento de Aparatos a Presión del Ministerio de Industria y Energía, las siguientes definiciones:

#### **4.2.1. Aparato sometido a presión:**

Aparato cuya presión máxima de servicio es superior a la atmosférica. Por lo que se refiere al presente proyecto esta definición se aplica a:

- Intercambiador de calor
- Bomba de impulsión de condensados

#### **4.2.2. Tuberías:**

Líneas de conducción de fluidos a presión o a vacío, no sometidas a fuego directo.

#### **4.2.3. Sistemas:**

Conjunto de aparatos a presión, normalmente conectados en secuencia de proceso y susceptibles de ser probados a presión conjuntamente.

#### **4.2.4. Diseño mecánico:**

Consiste en la definición completa e inequívoca de un aparato a presión en función de los datos básicos de proceso, código de diseño, característica de los materiales utilizados, proceso de fabricación y control de calidad.

#### **4.2.5. Ingeniería:**

Persona jurídica o técnico titulado competente que, mediante el conocimiento y aplicación correcta de los códigos de diseño de aparatos a presión y a partir de los datos básicos necesarios, realiza el diseño mecánico de

dichos aparatos. Estas ingenierías deberán estar inscritas en el Registro de Sociedades de Ingeniería o en el colegio oficial correspondiente, y cumplir los requisitos exigidos por la legislación vigente. Las ingenierías extranjeras que no dispongan de delegación en España debidamente legalizada deberán tener autorizado por la Dirección General de Innovación Industrial y Tecnológica el correspondiente contrato de asistencia técnica, suscrito con el fabricante o con alguna ingeniería.

#### **4.2.6. Fabricante:**

Persona jurídica o física que, a partir de un diseño mecánico y mediante el conocimiento y aplicación correcta de los códigos de construcción de aparatos a presión y disponiendo de personal cualificado y medios apropiados, realiza el acopio de materiales, la fabricación y ensamblaje total o parcial de los componentes de los aparatos a presión, debiendo estar inscritos, los ubicados en territorio español, en el Libro de Registro de Fabricantes de la respectiva Delegación Provincial del Ministerio de Industria y Energía de la provincia donde se fabrica el aparato.

#### **4.2.7. Reparador:**

Persona física o jurídica que, mediante el conocimiento e interpretación de los códigos, normas de construcción y de reparación de aparatos a presión, dispone de personal cualificado y medios apropiados para reparar los aparatos a presión, debiendo estar inscritos, los ubicados en territorio español, en el Libro de Registro de Reparadores de la respectiva Delegación Provincial del Ministerio de Industria y Energía de la provincia donde se encuentren sus talleres de reparación.

#### **4.2.8. Instalador:**

Persona jurídica o física que, mediante el conocimiento e interpretación de las normas de instalación de aparatos a presión y disponiendo de personal cualificado y medios apropiados, instala los aparatos a presión,

debiendo estar inscritos, los ubicados en territorio español, en el Libro de Registro de Instaladores de la respectiva Delegación Provincial del Ministerio de Industria y Energía de la provincia donde se encuentre el domicilio social o sus talleres.

**4.2.9. Usuario:**

Persona física o jurídica propietaria o explotadora de la refinería de petróleos o planta donde se instalan los aparatos a presión.

**4.2.10. Inspector propio:**

Personal técnico competente designado por el usuario o contratado, con experiencia en la inspección de aparatos a presión de refinerías y plantas petroquímicas.

**4.2.11. Inspecciones y pruebas previas:**

Toda inspección anterior a la puesta en servicio o durante la misma de un aparato o sistema.

**4.2.12. Inspecciones y pruebas periódicas:**

Toda inspección y prueba posterior a la puesta en servicio de un aparato o sistema.

**4.2.13. Control de calidad:**

Se entiende como tal el de la ingeniería, fabricante o instalador, cuando una inspección o prueba previa se realiza bajo su competencia y responsabilidad.

### **4.3. Definiciones de ámbito técnico:**

#### **4.3.1. Presión de diseño ( $P_d$ ):**

Se entiende como el valor de la presión que se toma para el cálculo del espesor del aparato a la temperatura de diseño. La presión de diseño no podrá ser menor que la presión máxima de servicio.

#### **4.3.2. Presión máxima de servicio ( $P_{ms}$ ):**

Se entiende como la presión más alta que se puede dar en el aparato o sistema, en condiciones extremas de funcionamiento del proceso.

#### **4.3.3. Presión de precinto ( $P_t$ ):**

Se entiende como la presión a la que están tarados los elementos de seguridad que protegen al aparato o al sistema.

#### **4.3.4. Presión de servicio ( $P_s$ ):**

Se entiende como la presión normal de trabajo del aparato o sistema a la temperatura de servicio.

#### **4.3.5. Presión de prueba ( $P_p$ ):**

Se entiende como aquella presión a la que se somete el aparato o sistema para comprobar su resistencia en las condiciones estáticas para las que fue diseñado. Corresponde a la mayor presión efectiva que se ejerce en el punto más alto del aparato o sistema durante la prueba de presión.

#### **4.3.6. Temperatura de diseño ( $T_d$ ):**

Es el valor de la temperatura que se toma para el cálculo del espesor mínimo del aparato a la presión de diseño.

#### **4.3.7. Temperatura máxima de servicio ( $T_{ms}$ ):**

Es el máximo valor de la temperatura que se estima puede producirse en el interior del aparato o sistema, en condiciones extremas de funcionamiento.

#### **4.3.8. Temperatura de servicio ( $T_s$ ):**

Es el valor de la temperatura alcanzada en el interior del aparato o sistema en condiciones normales de funcionamiento a la presión de servicio.

### **4.4. Condiciones generales para todos los aparatos a presión:**

Todas las prescripciones expresadas a continuación se aplicarán a los equipos de nueva instalación relacionados en el subapartado “aparato sometido a presión” del presente apartado del pliego de condiciones, y, de entre ellas, las correspondientes a inspecciones y pruebas, al resto de los equipos disponibles.

#### **4.4.1. Manual de diseño:**

De acuerdo con lo estipulado en el Reglamento de Aparatos a Presión del Ministerio de Industria y Energía, se necesitará una copia para el usuario del manual de diseño del aparato considerado, que comprenda:

- a) Identificación de la ingeniería.
- b) Datos básicos de proceso necesarios para el diseño.
- c) Código de diseño o sistema de cálculo, ambos de reconocida solvencia técnica y normas de construcción elegidas, cálculos justificativos, vida mínima estimada del equipo y demás especificaciones técnicas complementarias no contempladas por el código elegido y que la buena práctica requiera.

- d) Planos básicos normalizados según UNE, con indicación de los materiales a emplear y de los elementos que, por formar parte integrante del equipo a presión, puedan afectar a la seguridad del mismo.
- e) Especificación de prueba de presión.

La ingeniería que elabore el manual de diseño certificará que dicho manual cumple con el código de diseño elegido y que el aparato que se fabrique de acuerdo con él será adecuado para el fin al que se destina.

#### **4.4.2. Certificados:**

Los materiales utilizados en la construcción de los elementos resistentes de los aparatos a presión deberán poseer los certificados de calidad correspondientes. Los materiales de aportación que se utilicen en las soldaduras de los componentes de los aparatos a presión estarán clasificados bajo norma de reconocida solvencia técnica.

#### **4.4.3. Proceso de fabricación:**

Para el proceso de fabricación deberán utilizarse unas normas de construcción, control y pruebas acordes con el código de diseño.

#### **4.4.4. Legalización de aparatos a presión:**

Para cada aparato a presión construido, con excepción de las tuberías, el fabricante deberá elaborar un manual de construcción acorde al manual de diseño, del cual entregará copia al usuario, que comprenderá:

- a) Número de inscripción en el Libro de Registro de Fabricantes de la respectiva Delegación Provincial del Ministerio de Industria y Energía de la provincia donde se fabrique el aparato.
- b) Nombre, razón social y domicilio de la ingeniería.



- c) Planos constructivos complementarios de los básicos que figuren en manual de diseño, comprobados por la ingeniería se fuese requerido contractualmente para ello por el fabricante o el usuario.
- d) Certificados de calidad de los materiales de base y materiales de aportación y de los componentes del aparato empleado en su construcción, aprobados por el control de calidad del fabricante, que puede ser propio o contratado a una ingeniería o entidad colaboradora.
- e) Procedimientos de conformado, soldadura, tratamientos térmicos y controles, calificación de procedimientos de soldaduras y soldadores, todo ello aprobado por el control de calidad del fabricante, que puede ser propio o contratado a una ingeniería o entidad colaboradora.
- f) Plano de situación de las zonas sometidas a control por ensayos no destructivos, ensayos requeridos, extensión de los mismos y resultados. Las placas radiográficas serán conservadas adecuadamente por el fabricante durante cinco años como mínimo, a partir de la fecha de fabricación del aparato.
- g) Certificado de ensayos y pruebas realizados durante la construcción, aprobados por el control de calidad del fabricante o una entidad colaboradora, indistintamente, y comprobados por la ingeniería si fuera requerida contractualmente para ello por el usuario.
- h) Acta de la prueba a presión realizada por el fabricante y aprobada por el control de calidad del fabricante.
- i) Certificado del fabricante del aparato, en el que se hará constar que éste ha sido construido de acuerdo con el manual de diseño, el código y normas utilizadas en su fabricación.

El fabricante, al solicitar de la Delegación Provincial del Ministerio de Industria y Energía la placa de diseño, con su número de registro, presentará los documentos comprendidos en los puntos g), h) e i) anteriores.

El fabricante de un aparato a presión es responsable de que dicho aparato ofrezca las garantías debidas para el fin a que se destina.

#### **4.4.5. Instalación:**

Por cada instalación el instalador deberá elaborar un expediente de instalación acorde con los manuales de diseño y construcción, del cuál entregará copia al usuario. Este expediente comprenderá:

- a) Número de inscripción en el Libro de Registro de Instaladores de la respectiva Delegación Provincial del Ministerio de Industria y Energía de la provincia donde se encuentre su domicilio social.
- b) Nombre, razón social y domicilio tanto del fabricante como del instalador.
- c) Relación de aparatos a instalar.
- d) Procedimientos de soldadura y calificación de la mano de obra, aprobados por el control de calidad del instalador.

El instalador de todo sistema a presión es responsable de cualquier deficiencia que pudiera observarse o derivarse de las operaciones de instalación.

#### **4.4.6. Inspecciones y pruebas:**

##### **4.4.6.1. Inspecciones y pruebas oficiales:**

Todos los aparatos a presión especificados en el subapartado “aparato sometido a presión” deberán ser sometidos a las inspecciones y pruebas previas a la puesta en servicio ya citadas.

##### **4.4.6.2. Inspecciones y pruebas en el taller del fabricante:**

Se comprobará por el control de calidad del fabricante que cada equipo ha sido construido de acuerdo con los manuales de diseño y construcción, y quedará constancia de que se han cumplido cada uno de los requisitos previstos en los citados manuales, en cuyo caso se someterán a las siguientes inspecciones y pruebas:

- Examen visual y control dimensional del aparato. Al objeto de poder examinar debidamente el aparato, la placa se hallará desprovista de pintura o de cualquier recubrimiento que pueda disimular los posibles defectos.
- Prueba de presión don el aparato completamente lleno de fluido de prueba. Si existiesen razones por las que dicha prueba no sea factible de realizar en el taller del fabricante, se realizará en el lugar de emplazamiento.

##### **4.4.6.3. Inspecciones y pruebas en el lugar de emplazamiento del equipo:**

Cada equipo se someterá a las siguientes inspecciones y pruebas en el lugar de emplazamiento:

- Examen visual y control dimensional del aparato, si no se ha realizado anteriormente en el taller del fabricante.

- Prueba de presión de valor igual a la primera en el caso de que evidentemente el aparato haya sufrido alguna anomalía durante el transporte o la manipulación, que la inspección detecte algún fallo real o aparente que así lo aconseje, que el ingeniero directo tenga dudas sobre la capacidad de un equipo para resistir las condiciones de servicio previstas, que confluayan circunstancias inesperadas que las hagan recomendables, o siempre que la prueba no se haya efectuado en el taller del fabricante.

En caso de tener que realizarse la prueba de presión en el lugar de emplazamiento, se seguirán las siguientes condiciones:

- a) Observación del procedimiento de prueba descrito por el fabricante en el manual de construcción. Este deberá ser lo suficientemente detallado, incluyendo las condiciones de prueba, los equipos necesarios para su ejecución, los aparatos de medidas de control (debidamente contrastados y con la sensibilidad adecuada, procurándose que la lectura se sitúe en el tercio central de la escala del aparato), sistema de llenado y vaciado y tiempo de mantenimiento de la presión de prueba, que en ningún caso será inferior a 30 minutos.
- b) Observación de las condiciones de seguridad durante las pruebas de presión, comprobándose que el equipo para pruebas es correcto y que las conexiones son las adecuadas a las presiones máximas que se van a alcanzar, así como la disposición de las medidas de seguridad suficientes para evitar no sobrepasar la presión de prueba, ni en ningún momento estar por debajo de la temperatura señalada en el manual de diseño, ni dañar los elementos internos del aparato. Se

comprobará antes de la prueba que las estructuras y fundaciones que sustenten el aparato o sistema a probar estén en condiciones de resistir la carga a que van a ser sometidas. Se cuidará que el personal se mantenga alejado durante el desarrollo de las pruebas de los fondos, tapas y piezas roscadas, y se evitará la presencia de personas ajenas a la prueba. Los manómetros se instalarán fuera de la proyección vertical y se preferirá situarlos lateralmente o en posición superior. Durante el llenado con fluido de prueba se cuidará de ventear bien el circuito para evitar que queden cámaras de aire o vapor.

- c) El fluido de prueba será agua a la temperatura ambiente, siempre que dicha temperatura no sea inferior a 10°C. El valor de la presión de prueba será el correspondiente a la siguiente expresión:

$$P_p = 1,25 \cdot P_d \cdot \frac{S_p}{S_d}$$

Donde  $P_p$  representa la presión de prueba,  $P_d$  la presión de diseño,  $S_p$  la tensión máxima admisible del material a la temperatura de prueba y  $S_d$  la tensión máxima admisible a la temperatura de diseño.

En el lugar de emplazamiento se realizará, antes de cualquier otra operación, una inspección visual tanto interior como exterior del aparato.

#### **4.4.7. Placas:**

Todos los aparatos a presión comprendidos en el presente proyecto, con excepción de las tuberías, deberán ir provistos de placas de diseño e identificación, conforme a lo estipulado en el artículo 19 del

Reglamento de Aparatos a Presión del Ministerio de Industria y Energía. En dichas placas se grabará:

- Placa de diseño: presión de diseño y en su caso la presión máxima de servicio, número de registro del aparato y fecha de la primera prueba y sucesivas.
- Placa de identificación: nombre o razón social del fabricante, contraseña y fecha de registro del tipo, número de fabricación y características principales.

Las placas de diseño de identificación se fijarán mediante remaches, soldadura o cualquier otro medio que asegure su inamovilidad, en un sitio visible del aparato y en ningún caso podrán retirarse del mismo.

#### **4.4.8. Elementos de seguridad:**

Todos los aparatos y sistemas comprendidos en el presente proyecto deben ir provistos de los elementos de seguridad que prescriban los códigos de diseños empleados y los adicionales especificados en el manual de diseño.

Todas las válvulas de seguridad deben ser de apertura total y sistema de resorte, debiéndose cumplir la condición de que la apertura total de la válvula deberá ser ayudada por la presión del fluido evacuado, de tal manera que la apertura asegure una sección de paso a través de la válvula igual al 80% de la sección neta de paso en el asiento después de la deducción de la sección transversal de los obstáculos en el orificio, debido a las guías y a la forma del cuerpo de la válvula en la posición de apertura máxima.

La descarga de las válvulas de seguridad deberá realizarse de tal forma que impida eficazmente que el fluido evacuado pueda producir daños a personas o cosas.

Durante las inspecciones interiores periódicas de los aparatos o sistemas a presión la válvula o válvulas de seguridad que protejan dichos aparatos o sistemas se desmontarán y ajustarán para, a continuación, probarlas y precintarlas.

#### **4.5. Pruebas para las tuberías:**

Para todas las tuberías contempladas en este proyecto se realizarán las siguientes pruebas y comprobaciones en el lugar de emplazamiento:

- Examen visual, control de espesores e identificación de los materiales.
- Primera prueba de presión, en el caso de no haber sido probadas en el taller.

#### **4.6. Prueba de los sistemas antes de la puesta en marcha:**

##### **4.6.1. Prueba hidrostática:**

Se deberá comprobar hidrostáticamente todas las líneas y equipos después de terminar la construcción del circuito, con los equipos Interconectados entre sí. El sistema se llenará con agua y se comprobará al menos a 1,25 veces la presión de diseño.

Las válvulas de control y placas de orificio deberán quitarse de servicio, así como los instrumentos. Las válvulas de seguridad estarán aisladas. Las secciones cuyas presiones de prueba sean diferentes serán separadas mediante juntas ciegas temporales.

Durante la prueba, se comprobará que no existen fugas, especialmente por las bridas atornilladas y por los asientos de las válvulas.

#### **4.6.2. Lavado del equipo:**

Esta operación tiene por objeto eliminar cuerpos extraños que, durante el montaje, hayan podido quedar en las líneas o en los equipos, tales como virutas de metal o de madera. Estos restos pueden provocar durante la operación atascos en las líneas, bloqueos en válvulas o destrozos en partes móviles de las bombas.

El lavado se llevará a cabo mediante circulación de agua, a la que previamente se habrá añadido la cantidad adecuada de inhibidor de corrosión.

Las bombas habrán sido alineadas, comprobadas y rodadas de acuerdo con las instrucciones del fabricante. Se instalarán en ellas filtros de aspiración, que deberán limpiarse tan a menudo como sea necesario. Mientras dure el rodaje de las máquinas se vigilarán estrechamente todos los aspectos relacionados con sobrecalentamientos, vibraciones, posibles fugas y consumo eléctrico de motores.

Durante el lavado en los puntos bajos, líneas desconectadas, etc., se debe purgar para eliminar materiales sólidos. Los cambiadores de calor serán incluido en el circuito al final de la operación, así como las conexiones a los instrumentos, teniendo sus purgas abiertas.

Cuando se observe que los filtros instalados en las bombas han dejado de ensuciarse y el agua que se purga aparece limpia, puede darse por concluida la operación de lavado. Se parará entonces la circulación y se drenará completamente de agua el sistema.

Por último, se instalarán las válvulas automáticamente y las placas de orificio, verificándose posición.



### **4.6.3. Comprobación de servicios auxiliares:**

#### **4.6.3.1. Equipo eléctrico:**

Se comprobará la tensión de los equipos. Los motores eléctricos deberán ser rodados de acuerdo con las instrucciones del fabricante, desconectados del equipo impulsor. Siempre y cuando se utilicen equipos eléctricos.

#### **4.6.3.2. Agua de refrigeración:**

El sistema debe de ser comprobado antes de la puesta en marcha, atendiendo a la disponibilidad, presión y libre circulación. En el caso de que sea necesaria la utilización de agua de refrigeración.

#### **4.6.3.3. Aire de instrumentos:**

Los colectores deben de ser soplados para la eliminación de la posible suciedad. Toda red debe de ser comprobada bajo presión.

#### **4.6.3.4. Red contra incendios:**

Se comprobará la llegada de agua a los hidrantes, así como el libre y rápido acceso a los mismos.

#### **4.6.3.5. Sistema de drenaje:**

Se comprobará que todos los drenajes y arquetas desaloja adecuadamente.

#### **4.6.3.6. Seguridad:**

Se comprobará que todas las válvulas de seguridad estén instaladas sin discos ciegos ni cerrojos.

## **5. MEDICIÓN Y ABONO DE LAS OBRAS.**

### **5.1. Mediciones y valoraciones:**

Las mediciones de las obras concluidas se harán por el tipo de unidad fijada en el presupuesto. La valoración deberá obtenerse igualmente, aplicando a las unidades de obra el precio que tuviesen asignado en el presupuesto.

La valoración de las partidas no expresadas se verificará aplicando a cada una de ellas la medida más apropiada, en la forma y condiciones que estime el director de obra, multiplicando el resultado final de la medición por el precio correspondiente.

### **5.2. Condiciones económicas:**

Las condiciones especiales que regirán esta obra para la liquidación y abono de la misma serán establecidas por la entidad contratante.

### **5.3. Condiciones de índole legal:**

Regirán las condiciones contenidas en el anuncio de subasta y contrata de ejecución, las cuales se ajustarán a las establecidas por las Leyes Generales del Estado.

## **6. EJECUCIÓN DE LAS OBRAS:**

### **6.1. Ejecución en general:**

El contratista tiene obligación de ejecutar esmeradamente las obras, cumplir estrictamente todas las condiciones estipuladas y cuantas ordenes le sean dadas por el director de obra, entendiéndose que deben entregarse completamente terminadas cuantas obras afecten a este compromiso.

Si a juicio del citado director, hubiese alguna parte de la obra mal ejecutada, tendrá el contratista obligación de volverla a ejecutar cuantas veces sean necesarias, hasta quedar a satisfacción de aquel, no siendo motivos estos aumentos de trabajo para pedir indemnización alguna.

### **6.2. Replanteo:**

Antes de comenzar los trabajos se realizará el replanteo general del trazado de cables y tuberías por el contratista o su representante bajo las órdenes del director de obra, marcando las alineaciones con los puntos necesarios para que, con el auxilio de los planos, pueda el contratista ejecutar debidamente las obras.

Será obligación del contratista la custodia y reposición de las señales que se establezcan en el replanteo. Para la realización del replanteo el contratista deberá aportar todo el material y personal necesario para la ejecución de esta operación.

### **6.3. Orden de los trabajos:**

El técnico director encargado de las obras fijará el orden en que deben llevarse a cabo estos trabajos, la contrata está obligada a cumplir exactamente cuanto se disponga sobre el particular.

### **6.4. Marcha de las obras:**

Una vez iniciadas las obras deberán continuarse sin interrupción y terminarse en el plazo estipulado. Los retrasos, cuando sean justificados, podrán ser aceptados por la dirección de la obra.

### **6.5. Obra civil:**

Se realizará con arreglo a las especificaciones de los restantes documentos del proyecto y a las órdenes que expresamente deberá solicitar el contratista al directo de la obra.

### **6.6. Instalaciones varias:**

En todas las instalaciones y como norma general, se seguirá exactamente todo lo indicado en la memoria y demás documentos del proyecto. En caso de duda, será competencia del director del proyecto decidir la solución a adoptar. Las instalaciones serán efectuadas conforme a los reglamentos vigentes que les afectan.

### **6.7. Responsabilidad de la contrata:**

La contrata será la única responsable de la ejecución de las obras, no teniendo derecho a indemnizaciones de ninguna clase por errores que pudiera cometer y que serán de su cuenta y riesgo.

Aún después de la recepción provisional, la contrata está obligada a rectificar todas las deficiencias que sena advertidas por la dirección de obra. La demolición reparación precisa será exclusivamente por cuenta de la contrata.

Asimismo, la contrata se responsabilizará ante los tribunales de los accidentes que puedan ocurrir durante la ejecución de las obras. Igualmente, estará obligada al cumplimiento de todos los preceptos legales establecidos o que se establezcan por disposiciones oficiales.

### **6.8. Dirección de los trabajos:**

El técnico encargado de las obras constituye la dirección técnica y, como tal, ejecutará todos los trabajos del desarrollo del proyecto, así como la

dirección e inspección de los trabajos. Por lo tanto, la dirección técnica asumirá toda la responsabilidad en lo concerniente a planos e instrucciones técnicas.

### **6.9. Legalización:**

Para la recepción de las obras la contrata está obligada a la legalización de las obras e instalaciones ante los organismos oficiales competentes. Los gastos que esto ocasionen correrán por cuenta de la contrata.

## **7. SEGURIDAD E HIGIENE.**

El presente apartado del pliego de condiciones tiene por objeto establecer, de forma muy general, las medidas que se deben seguir, desde el punto de vista de la seguridad y la higiene, una vez que la instalación se haya puesto en funcionamiento.

### **7.1. Protección y lucha contra incendios:**

Deberán seguirse las pautas habituales impuestas para los equipos que serán instalados como objeto del presente proyecto. Como medidas muy generales para la protección contra incendios cabe mencionar las siguientes:

- Los equipos de lucha contra incendio, tales como extintores, vapor de ahogo y líneas de agua deberán estar instalados y dispuestos para su inmediato acceso.
- Los derrames de hidrocarburos serán lavados hacia el alcantarillado de agua aceitosa inmediatamente.
- Los trabajos de soldadura en la zona requieren la toma de medidas extremas de precaución. En algunos casos, se deberá parar la unidad, vaciar los recipientes y vaporizar el equipo. De ningún modo podrá un hombre entrar en un recipiente sin antes haber sido este aislado con bridas ciegas, vaporizado, aireado,

comprobado su contenido en compuestos aromáticos y expedida la autorización para entrada por seguridad.

## **7.2. Precauciones en el manejo de los productos:**

En este apartado se adjunta la información recogida en las fichas de riesgo de los productos que se manejan en la unidad. Esta ficha debe encontrarse disponible en el área de proceso, siendo su misión informar al personal que trabaje en la unidad de las precauciones a tomar en el manejo de los mismos.

### **7.2.1. Naturaleza del peligro:**

La mayor parte de los compuestos que se manipulan son hidrocarburos ligeros. Estos compuestos poseen una serie de características comunes desde el punto de vista de su peligrosidad:

- Son inflamables y explosivos.
- Son ciertamente nocivos.
- Son narcotizantes por inhalación.

### **7.2.2. Medios de protección:**

El personal de planta asignado deberá ir provisto de guantes de plástico o caucho, botas y gafas de seguridad.

### **7.2.3. Actuación en caso de accidente:**

Las actuaciones recomendadas en caso de accidente, en función de la naturaleza de este, son:

- Derrame o fuga: el personal que se encuentre en dicha situación deberá situarse de espaldas al viento para evitar la inhalación de vapores. Asimismo, habrá de intentarse

cortar la fuga sin arriesgarse. Si la fuga es grande, habrá que inundar la zona con espuma, diluir los vapores con agua pulverizada y enviar esta a tratamiento.

- Incendio: el personal de seguridad de la fábrica, o en su defecto el personal que trabaje en la unidad, habrá de tratar de extinguir el fuego utilizando polvo seco, agua pulverizada o espuma. Asimismo, habrá de utilizar equipo de respiración autónomo, ya que al arder se desprenderán gases tóxicos.

#### **7.2.4. Primeros auxilios:**

En caso de que alguna persona se vea afectada por alguno de los riesgos que conlleva el manejo de los productos que se manipulan en la instalación considerada, deberá, ya sea por sí sola o con ayuda de otras personas, poner en práctica la correspondiente actuación de entre las siguientes recomendadas:

- Ojos: se recomienda lavar con abundante agua durante 15 minutos.
- Piel: se recomienda quitar la ropa impregnada y lavar la piel.
- Inhalación: se recomienda trasladar a la persona afectada a una zona aireada, administrar respiración artificial si procede y acudir al médico.
- Ingestión: se recomienda no provocar el vómito y acudir inmediatamente al médico.

DISEÑO DE UNA PLANTA MÓVIL PARA LA  
RECUPERACIÓN DE LOS GASES Y VAPORES  
(VOC'S) PROCEDENTES DE TANQUES DE  
ALMACENAMIENTO

DOCUMENTO IV: PRESUPUESTO



**DOCUMENTO IV: PRESUPUESTO**

1. ALCANCE DEL PRESUPUESTO.....1

2. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO.....1

3. CÁLCULO DEL PRESUPUESTO.....2

    3.1. Introducción.....2

    3.2. Coste del intercambiador.....2

    3.3. Coste del botellón de separación.....6

    3.4. Coste de la bomba.....8

4. CUADRO DE PRECIOS TOTALES.....10

5. COSTE FINAL DE LA UNIDAD.....11

    5.1.Precio de ejecución por contrata.....11

    5.2.Ingeniería de detalle.....11

    5.3.Dirección facultativa.....11

    5.4.Coordinación de seguridad.....11

    5.5.IVA.....12

    5.6.Coste total de la unidad.....12

## **1. ALCANCE DEL PRESUPUESTO.**

Una vez que se conocen y se han diseñado los distintos equipos y elementos que forman el proyecto, se puede evaluar a cuanto ascenderá el coste del mismo.

El presupuesto se elabora por cada una de las partidas, agrupadas por los equipos que forman el sistema, estableciéndose un coste base y a partir de ahí se le añaden unos porcentajes que son fruto de la experiencia en la industria.

## **2. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO.**

En primer lugar se calculará el coste base del equipo, al que habrá que añadirle una serie de porcentajes según sean las variables de diseño elegidas. Después, sobre este coste corregido se evaluarán las partidas que se asocian a cada uno de ellos. Estas partidas en las que se divide el coste total del equipo son:

- Tuberías: esta partida incluye todo el material de tuberías, válvulas y accesorios para el montaje de la unidad.
- Instrumentación: incluye el material y el montaje de los instrumentos de la planta.
- Pintura: incluye el material y la mano de obra por contrata.
- Calorifugado: incluye el material y la mano de obra por contrata.
- Montaje mecánico: incluye el montaje de los equipos, fabricados en el taller, así como todo el material de tuberías y accesorios por contratas.

Partiendo de datos basados en la experiencia, se pueden evaluar y cuantificar cada una de estas partidas para cada equipo que forma la unidad, sabiendo únicamente el coste base del equipo.

Los costes de las partidas consistirán en una serie de porcentajes con respecto al equipo principal.

### **3. CÁLCULO DEL PRESUPUESTO.**

#### **3.1. Introducción.**

Aquí se calcularán las características de cada equipo que permiten estimar los costes siguiendo las gráficas y tablas de las que se disponen.

Los costes obtenidos se multiplicarán por un factor  $F_a$  de corrección, determinado a partir de la variación IPC a lo largo de los años. Se estima que para este proyecto habrá una variación media de un 4%, el factor a aplicar se determinará a partir de la siguiente expresión:

$(1 + i)^N$ , donde  $i$  es el IPC medio que se ha supuesto y  $N$  es el número de años del período que se contempla.

Por otro lado, es evidente que aunque en las tablas y gráficas de las que se va a hacer uso para estimar el presupuesto aparece como unidad monetaria la peseta, esta se convertirá directamente en euros (€).

#### **3.2. Coste del intercambiador.**

Para determinar el precio del intercambiador se puede hacer a partir del área de intercambio (A); y posteriormente aplicando determinados factores de corrección.

El área de intercambio es de 19,17 m<sup>2</sup>. Así pues, el costo base del equipo se obtiene interpolando a partir de la siguiente tabla que aparece:

Superficie (m <sup>2</sup> )	Costo (€m <sup>2</sup> )	Superficie (m <sup>2</sup> )	Costo (€m <sup>2</sup> )
10	538,39	200	166,66
20	410,19	300	140,00
30	352,49	400	128,20
40	320,46	500	115,39
50	294,86	600	108,96
60	269,19	700	102,53
70	249,96	800	96,16
80	230,73	900	92,92
90	224,30	1000	89,73
100	217,93		

.- Tabla 1. Relación costo-superficie de intercambio para intercambiadores de carcasa y tubo.

Interpolando se obtiene un valor de **420,83 €m<sup>2</sup>**, lo que equivale a un valor total de **8.067,32 €**. Ahora, a este valor habrá que aplicarle una serie de correcciones según sea su diseño.

a) Influencia de la presión de diseño:

Este factor de corrección se obtendrá en base a la siguiente tabla:

Presión (Kg/cm <sup>2</sup> )	F <sub>p</sub>		
	50 m <sup>2</sup>	100 m <sup>2</sup>	500 m <sup>2</sup>
<10	1	1	1
10-20	1,03	1,08	1,18
20-30	1,15	1,20	1,32
30-40	1,28	1,35	1,50
40-65	1,67	1,75	1,93
65-85	1,80	1,90	2,10
85-130	2,35	2,45	2,70
130-180	3,00	3,15	3,45

.- Tabla 2. Influencia de la presión de trabajo en un intercambiador carcasa y tubo.

Se toma un factor  $F_p = 1,20$ .

b) Influencia de la temperatura máxima:

Observando la siguiente tabla que se muestra, se tomará un valor del factor de temperatura de  $F_t = 1$ .

Temperatura (°C)	$F_t$
$T < 350$	1,00
$350 < T < 550$	1,08

.- Tabla 3. *Influencia de la temperatura máxima de trabajo para intercambiador de carcasa y tubo.*

c) Influencia de la longitud de tubo y nº de pasos por tubo:

Observando las tablas que se exponen se tomará un valor para  $F_{np} = 1,00$  y para  $F_L = 1,13$ .

Nº de pasos por tubos	$F_{np}$
2	1,00
4	1,02
6	1,04
8	1,06
12	1,08

.- Tabla 4. *Influencia del nº de pasos para intercambiador de carcasa y tubo.*

Longitud de tubo (ft)	$F_L$
8	1,35
12	1,13
16	1,00
20	0,92
24	0,90

.- Tabla 5. *Influencia longitud de tubo para intercambiador de carcasa y tubo.*

Influencia del tipo de intercambiador según nomenclatura TEMA:

Teniendo en cuenta que el tipo de intercambiador elegido para el presente proyecto es un BEU, según TEMA, el valor del factor será  $F_c = 0,75$ .

TIPO	$F_c$
AES	1,00
AEM	0,87
AEU	0,85
AKT	1,20
BES	0,92
BEM	0,80
BEU	0,75
BKT	1,10
Termosifón	1,35

.- Tabla 6. *Influencia del tipo de intercambiador carcasa y tubo.*

d) Material de construcción:

Al estar tanto la carcasa como los tubos construidos con acero inoxidable, el factor de corrección será  $F_M = 3,2$ .

Finalmente, el coste base del intercambiador será de:

$$\text{Coste Base} = F_a \cdot F_p \cdot F_t \cdot F_{np} \cdot F_L \cdot F_c \cdot F_M \cdot \text{Costo base} = 1,37 \cdot 1,20 \cdot 1,00 \cdot 1,00 \cdot 1,13 \cdot 0,75 \cdot 3,2 \cdot 8.067,32 = \mathbf{35.968 \text{ €}}$$

Ahora hay que añadirle a este coste base el coste asociado de las partidas que se calcula mediante los siguientes factores:

<b>COSTE ASOCIADO AL INTERCAMBIADOR</b>		
	<b>Porcentaje</b>	<b>Coste (€)</b>
<b>Tuberías</b>	44,7	16.077,7
<b>Instrumentación</b>	10,4	3.740,7
<b>Montaje mecánico</b>	64	23.019,5
<b>Calorifugado</b>	11,5	4.136,32
<b>Pintura</b>	2,6	935,17
<b>TOTAL</b>		<b>47.909,4</b>

.- Tabla 7. Coste asociado del intercambiador.

Ahora se suman los dos costes y se obtiene el coste total aproximado del intercambiador:

$$\text{COSTE TOTAL} = \text{Coste base} + \text{Coste asociado} = 35.968 + 47.909,4 = 83.877,4 \text{ €}$$

### 3.3. Coste del botellón de separación.

En este caso el precio se calcula mediante el peso del material utilizado para su construcción. Así pues, los pesos son:

- Peso del cuerpo cilíndrico: 172,36 Kg
- Peso de los dos fondos: 86,45 Kg
- Peso de las cunas: 60 Kg

El peso de la cuna se determina en función del diámetro del recipiente.

También hay que estimar el peso de las tubuladuras del depósito:

TUBULADURAS	DIÁMETRO (in)	PESO (Kg)
Boca de hombre	18"	140
Entrada mezcla	1 ½"	15
Salida líquido	1 ½"	15
Puga de gas	1"	10
Dos tomas de nivel	1 ½"	30
<b>TOTAL</b>		<b>210</b>

.- Tabla 8. Peso de las partes del botellón de separación.

Si se suman todos los pesos (cuerpo cilíndrico, fondos, cunas y tubuladuras) se obtiene un peso total de: **529 Kg**. Ahora, observando la siguiente tabla se extrae el precio por kilo de recipiente.

PESO (Kg)	COSTE BASE (€/Kg)	PESO (Kg)	COSTE BASE (€/Kg)
1.000	3,60	20.000	1,99
2.000	3,18	30.000	1,99
3.000	2,70	40.000	1,99
4.000	2,70	50.000	1,89
5.000	2,28	60.000	1,89
6.000	2,22	70.000	1,89
7.000	2,16	80.000	1,89
8.000	2,11	90.000	1,89
9.000	2,05	100.000	1,80
10.000	1,99		

.- Tabla 9. Relación entre coste base de botellón y el peso del equipo.

El valor será: **3,60 €/Kg**. Costo base =  $529 \cdot 3,60 = 1.904,4 \text{ €}$

El factor correctivo que hay que aplicar en este caso sólo es el del material que es igual a la 3,2.

De manera que el coste del equipo será igual a:



$$\text{Coste equipo} = F_a \cdot F_M \cdot \text{Costo base} = \mathbf{8.349 \text{ €}}$$

Ahora hay que añadirle los costes asociados de las partidas, que en este caso serán:

<b>COSTE ASOCIADO AL BOTELLÓN DE SEPARACIÓN</b>		
	<b>Porcentaje</b>	<b>Coste (€)</b>
<b>Tuberías</b>	39,7	3.314,55
<b>Instrumentación</b>	7,8	651,22
<b>Montaje mecánico</b>	59,3	4.950,96
<b>Calorifugado</b>	9,5	793,15
<b>Pintura</b>	2,6	217,07
<b>TOTAL</b>		<b>9.927</b>

.- Tabla 10. Coste asociado al botellón de separación.

Finalmente, el coste total aproximado del equipo será:

$$\text{COSTE TOTAL} = 8.349 + 9.927 = \mathbf{18.276 \text{ €}}$$

### 3.4. Coste de la bomba.

Para el cálculo del costo base de la bomba se hace uso de la siguiente expresión:

$$\text{Costo} = [0,0520 \cdot (Q \cdot H - 1.000) + 1.025] \cdot \frac{1.000}{166,383} = 5.908 \text{ €}$$

A este valor hay que añadirle las siguientes correcciones:

→ Material de la bomba (acero 304):  $F_M = 3,2$

→ Presión en la aspiración:  $F_p = 0,7$

Presión de aspiración (Kg/cm <sup>2</sup> )	F <sub>p</sub>
<20	0,7
20-40	1,0
40-70	1,3

.- Tabla 11. Influencia en la presión en la aspiración de la bomba.

→ Temperatura:  $F_t = 1,00$

Temperatura (°C)	F <sub>t</sub>
<150	1,00
150-250	1,15
>250	1,30

.- Tabla 12. Influencia de la temperatura máxima en la bomba.

Así pues, el coste base de la bomba será de:

$$\text{Coste base} = F_a \cdot F_M \cdot F_p \cdot F_t \cdot \text{costo} = \mathbf{18.130,5 \text{ €}}$$

El coste asociado de las partidas será:

<b>COSTE ASOCIADO DE LA BOMBA</b>		
	Porcentaje	Coste (€)
<b>Tuberías</b>	29,6	5.366,5
<b>Instrumentación</b>	3,8	689
<b>Montaje mecánico</b>	47,4	8.593,6
<b>Calorifugado</b>	4,8	870,25
<b>Pintura</b>	4,1	743,33
<b>TOTAL</b>		<b>16.262,7</b>

.- Tabla 13. Coste asociado de la bomba.

Finalmente el coste total aproximado del equipo será de:

$$\text{COSTE TOTAL} = 18.130,5 + 16.262,7 = \mathbf{34,393 \text{ €}}$$

#### 4. CUADRO DE PRECIOS TOTALES.

El precio de ejecución material (PEM) se obtiene al sumar el coste total aproximado de cada equipo que forma la unidad, como se expresa a continuación:

<b>PRECIO DE EJECUCIÓN MATERIAL</b>	
<b>Equipo</b>	<b>Coste total (€)</b>
<b>Intercambiador</b>	83.877
<b>Botellón separación</b>	18.276
<b>Bomba</b>	34,393
<b>TOTAL</b>	<b>136.546</b>

.- Tabla 14. *Precio de ejecución material.*

**El precio aproximado de ejecución material es de ciento treinta y seis mil quinientos cuarenta y seis euros.**

## **5. COSTE FINAL DE LA UNIDAD.**

A partir del precio de ejecución material, calculado anteriormente, que corresponde a la suma de los costes de suministro total de los equipos, al coste de materiales auxiliares de cada uno de ellos y al montaje de los mismos; se añaden otros gastos que se verán a continuación, tomando como base este PEM.

### **5.1. Precio de ejecución por contrata: PEC.**

Suponiendo que el beneficio de la contrata que realiza la obra se de un valor igual al 15% del PEM, se obtiene que:

$$\text{PEC} = \text{PEM} + \text{beneficio de contrata} = 157.028 \text{ €}$$

### **5.2. Ingeniería de detalle.**

La ingeniería de detalle supondrá un 10% del PEM.

$$\text{Ing. Detalle} = 13.655 \text{ €}$$

### **5.3. Dirección facultativa.**

La dirección facultativa del proyecto se estimará en un 10% del PEM.

$$\text{Dirección facultativa} = 13.655 \text{ €}$$

### **5.4. Coordinación de seguridad.**

Será un 6% del PEM.

$$\text{Coordinación seguridad} = 8.193 \text{ €}$$

**5.5. IVA.**

Este será de un 16% sobre los importes anteriores:

CONCEPTO	TOTAL (€)
PEC	157.028
Ingeniería de detalle	13.655
Dirección facultativa	13.655
Coordinación seguridad	8.193
<b>TOTAL (€)</b>	<b>192.531</b>

$$\text{IVA} = 0,16 \cdot 192.531 = 30.805 \text{ €}$$

**5.6. Coste total de la unidad.**

El coste total de la unidad será:

$$\text{COSTE TOTAL} = \text{PEC} + \text{Ing. Detalle} + \text{Direc. Facultativa} + \text{Coord. Seguridad} + \text{IVA} = \mathbf{223.336 \text{ €}}$$

**El coste total de la unidad asciende a DOSCIENTOS VEINTITRES MIL TRESCIENTOS TREINTA Y SEIS EUROS, con un margen de error del 30% aproximadamente tanto por exceso como por defecto.**

