



Universidad  
Politécnica  
de Cartagena

# **Revamping de una planta de producción de amoniaco.**

Memoria

## ÍNDICE

1. Antecedentes.....	Hoja 1 de 143
2. Objeto del informe.....	Hoja 1 de 143
3. Descripción de procesos de fabricación de amoniaco.....	Hoja 1 de 143
4. Diseño del reactor.....	Hoja 17 de 143
4.1 Introducción.....	Hoja 17 de 143
4.2 Criterios de selección.....	Hoja 17 de 143
4.2.1 Condiciones de operación.....	Hoja 18 de 143
4.2.2 Tipo de operación en el tiempo.....	Hoja 18 de 143
4.2.3 Tipo de operación térmica.....	Hoja 21 de 143
4.2.4 Tipo de reacción.....	Hoja 23 de 143
4.2.5 Comparación de tamaños.....	Hoja 23 de 143
4.3 Diseño químico.....	Hoja 24 de 143
4.3.1 Catalizador para la síntesis de amoniaco.....	Hoja 24 de 143
4.3.2 Reactor de lecho fijo frente a reactor de lecho fluidizado.....	Hoja 26 de 143
4.3.3 Influencia del calor de reacción sobre el tipo de reactor.....	Hoja 27 de 143
4.3.4 Efecto de la temperatura.....	Hoja 27 de 143
4.4 Propuestas de diseño.....	Hoja 30 de 143
4.4.1 Reactores adiabáticos de lecho de relleno por etapas..	Hoja 31 de 143

4.4.2 Reactor autotérmico con un solo lecho multitubular.....	Hoja 35 de 143
4.5 Elección del diseño.....	Hoja 36 de 143
4.6 Cálculo del reactor.....	Hoja 40 de 143
4.6.1 Zona del reactor.....	Hoja 40 de 143
4.6.2 Zona del intercambiador.....	Hoja 46 de 143
4.6.3 Cálculos del reactor para el revamping y comparación con el reactor original.....	Hoja 48 de 143
5. Diseño de la torre de destilación.....	Hoja 51 de 143
5.1 Introducción recipientes a presión.....	Hoja 51 de 143
5.2 Parte descriptiva.....	Hoja 51 de 143
5.2.1 Envolvente.....	Hoja 51 de 143
5.2.2 Dispositivos de sujeción o apoyo.....	Hoja 55 de 143
5.2.3 Conexiones.....	Hoja 57 de 143
5.2.4 Accesorios externos.....	Hoja 58 de 143
5.3 Cálculos justificativos.....	Hoja 58 de 143
5.3.1 Introducción.....	Hoja 58 de 143
5.3.2 Diseño del separador.....	Hoja 63 de 143
6. Diseño del condensador.....	Hoja 69 de 143
6.1 Introducción.....	Hoja 69 de 143
6.1.1 Transmisión de calor por convección. ....	Hoja 69 de 143
6.1.2 Clasificación de los coeficientes de transferencia de calor.....	Hoja 70 de 143
6.1.3 Transmisión de calor con cambio de fase.....	Hoja 71 de 143
6.1.4 Condensación de vapores sobrecalentados.....	Hoja 72 de 143

6.1.5 Efecto de los gases no condensables sobre la velocidad de condensación.....	Hoja 73 de 143
6.1.6 Condensación de un vapor de un gas no condensable.....	Hoja 74 de 143
6.1.7 Condensación de una mezcla de multicomponentes...	Hoja 76 de 143
6.1.8 Cálculo de composiciones entre el punto de rocío y el de burbuja.....	Hoja 79 de 143
6.1.9 Condensación diferencial.....	Hoja 80 de 143
6.1.10 Cálculo de la curva de condensación para una mezcla de multicomponentes.....	Hoja 81 de 143
6.1.11 Diferencia balanceada de temperatura.....	Hoja 81 de 143
6.1.12 Coeficientes de transferencia térmica para mezclas de multicomponentes.....	Hoja 82 de 143
6.1.13 Equipo típico para intercambio de calor.....	Hoja 83 de 143
6.2 Diseño de condensadores.....	Hoja 86 de 143
6.2.1 Introducción.....	Hoja 86 de 143
6.2.2 Condensadores de carcasa y tubos.....	Hoja 88 de 143
6.2.3 Condensadores verticales (condensación en tubos).....	Hoja 88 de 143
6.3 Cálculos justificativos.....	Hoja 90 de 143
6.3.1 Cálculos zona intercambiador de calor.....	Hoja 92 de 143
6.3.2 Cálculos zona condensación.....	Hoja 103 de 143
6.3.3. Comparación con los datos obtenidos en el proyecto original para cada condensador.....	Hoja 124 de 143
7. Diseño de los compresores.....	Hoja 125 de 143
7.1 Introducción.....	Hoja 125 de 143

7.2 Compresores alternativos.....	Hoja 125 de 143
7.3 Compresión en etapas.....	Hoja 127 de 143
7.4 Diagrama de un compresor de etapas.....	Hoja 128 de 143
7.5 Transformaciones adiabáticas.....	Hoja 131 de 143
7.6 Cálculos realizados.....	Hoja 133 de 143
7.6.1 Compresor K-100.....	Hoja 133 de 143
7.6.2 Compresor K-200.....	Hoja 136 de 143
7.6.3 Comparación con los datos obtenidos en el proyecto original.....	Hoja 138 de 143
8. Especificaciones técnicas de los equipos.....	Hoja 139 de 143

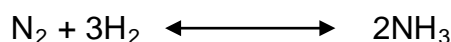
# MEMORIA

## 1. ANTECEDENTES.

A petición de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales (E.T.S.I.I.) de la Universidad Politécnica de Cartagena, se realiza el proyecto de revamping de una planta para la producción de amoníaco.

## 2. OBJETO DEL PROYECTO.

Se trata de la ingeniería básica para la ampliación de una planta de producción de amoníaco con el fin de incrementar la capacidad de producción de 1000 a 1500 toneladas/día de amoníaco de un 93% en peso de pureza mediante la reacción reversible:



## 3. DESCRIPCIÓN DE PROCESOS DE FABRICACIÓN DE AMONIACO.

La fabricación de amoníaco sintético tuvo su éxito inicial en el proceso de Haber, realizado en 1908 en la Escuela Técnica Superior de Karlsruhe, en el cual una mezcla de nitrógeno e hidrógeno se hace circular sobre un catalizador a una temperatura moderadamente elevada y a presión, realizándose la transformación parcial de los gases elementales en amoníaco. Las diversas modificaciones introducidas para realizar la síntesis del amoníaco a partir de sus elementos han tenido tanto éxito que puede afirmarse que en la actualidad este proceso es más importante que todos los demás métodos sintéticos reunidos.

El amoníaco es el material nitrogenado más importante. La mayor parte se obtiene sintéticamente, pero parte se obtiene todavía como subproducto. El gas amoníaco se emplea directamente como fertilizante, en tratamientos térmicos, en la fabricación de pulpa para papel, en la manufactura del ácido nítrico y de los nitratos, en la obtención del éster del ácido nítrico y de compuestos nitro, en explosivos de varios tipos y como refrigerante. La urea, la hidroxilamina y la hidracina se elaboran a partir de él. Las aminas, las amidas y otros varios compuestos orgánicos se derivan del amoníaco. El uso del amoníaco como fertilizante es muy grande, pero todavía está muy por debajo del deseable para la máxima producción de cosechas.

Las materias primas que emplean por lo general son aire, agua, hidrocarburos y energía. El carbón puede reemplazar a los hidrocarburos, pero el proceso es más complejo y caro.

La producción consta esencialmente de seis fases:

- a. Obtención de los gases reactantes.
- b. Purificación.
- c. Compresión.
- d. Reacción catalítica.
- e. Recuperación del amoniaco formado.
- f. Recirculación.

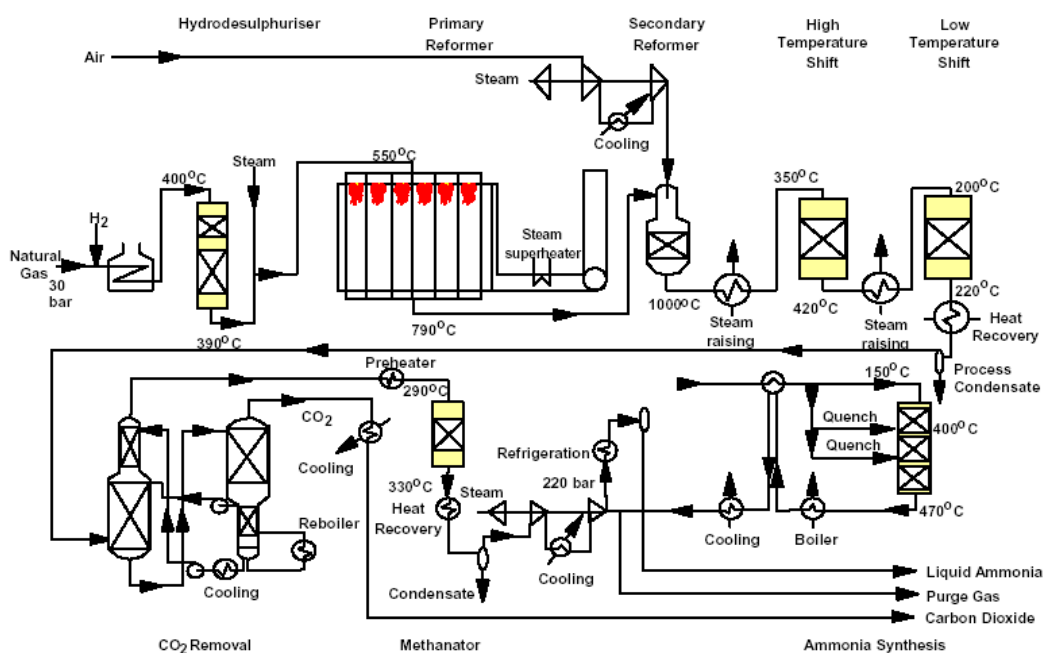


Figura 3.1. Diagrama de flujo simplificado para una planta tipo de amoniaco.

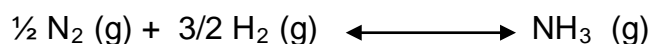
La presión, temperatura, catalizador y las materias primas utilizadas influyen en el costo. Resulta de gran interés la recuperación y el rehúso del calor. Diferentes grupos han dejado procedimientos satisfactorios para sus condiciones locales.

La eliminación de almacenamientos intermedios, la construcción de un solo tren, y el empleo de compresoras rotatorias (en sustitución de las alternativas), han aumentado mucho la capacidad de las plantas actuales (hasta de 1650 toneladas/día). El costo enormemente incrementado de la electricidad las ha hecho más complejas, por la necesidad de conservar energía. En 1950 se requerían 55.9 GJ/t para fabricar amoníaco, lo que se redujo a 26 en 1982, y continúa disminuyendo. En muchas plantas se produce vapor para uso externo, mientras que se requiere poca energía como insumo. Estos factores, y la gran competencia a nivel mundial, han mantenido bajos los procesos del amoniaco.

Hay mucha diferencia en las fuentes económicas de hidrógeno, como en cualquier variable. El principal proceso de la producción de hidrógeno en Estados Unidos, en 1982, era un proceso combinado en el que se hacían reaccionar gas natural,

aire y vapor, con la adición de calor sobre un catalizador, para producir una mezcla 3:1 de hidrógeno y nitrógeno, junto con dióxido de carbono y agua. Entonces se retiraban el dióxido de carbono y el agua. Otros sistemas utilizados en algunas áreas son: la electrólisis del agua (se está desarrollando un proceso a presión que pronto puede ser competitivo), el hidrógeno como subproducto, la desintegración de los hidrocarburos, las interacciones entre el carbón y el agua y los hidrocarburos y el agua, y la oxidación parcial de los hidrocarburos.

Todas las síntesis del amoníaco se basan en la reacción global:



Esta reacción es bastante exotérmica, por lo que en el diseño del convertidor se debe proteger la unidad del sobrecalentamiento, tanto para asegurar el control a la temperatura óptima para la conversión como para proteger la coraza contra el deterioro metalúrgico debido a las elevadas presiones y temperaturas.

El gas sintético de amoníaco se prepara por reformación catalítica a alta presión de los hidrocarburos alimentados, usualmente gas natural libre de azufre, en presencia de vapor, sobre un catalizador de níquel en el reformador primario, que luego se somete a un "cambio" catalítico a una temperatura inferior, en presencia de aire, en uno o más reformadores secundarios.

La reacción de cambio tiene dos propósitos: (1) produce más hidrógeno por unidad de combustible, y (2) oxida gran parte del monóxido de carbono a dióxido de carbono, más fácil de eliminar. Por costumbre, se añade una carga exageradamente grande al lecho catalítico del cambio a baja temperatura. Este catalizador "guardián", captura venenos de azufre y cloro y prolonga la vida del catalizador principal en más de 100%.

Después de la eliminación del CO<sub>2</sub>, primero con agua y después por absorción química, cualquier residuo de CO y CO<sub>2</sub> es completamente convertido en metano, en el metanador. El metano es un gas inerte respecto al catalizador del amoníaco. A través de todo el proceso, la conservación y el rehúso del calor son tan vitales que se ha dicho que una planta de amoníaco es, en realidad, una planta de generación de vapor que produce amoníaco en forma incidental. Se obtiene mucho más vapor que amoníaco (4:1).

Después de la metanación catalítica a alrededor de 2.75 MPa, la mezcla de hidrógeno-nitrógeno 3: 1, libre de compuestos que contengan carbono, excepto por un poco de metano, se lleva a la presión completa de reacción, de más o menos 20 MPa, por medio de una compresora centrífuga accionada (usualmente) por turbina. En los convertidores se emplean varios métodos de regulación de temperatura: se insertan serpentines intercambiadores de calor o se inyecta gas frío entre los lechos. Entonces se recupera el amoníaco por medio de refrigeración o de absorción y se maneja como un líquido anhidro bajo una presión reducida.

Después de extraer el amoníaco, los gases remanentes son, con mucho, demasiado valiosos para ser desechados. Contienen todos los materiales inertes alimentados al sistema (CH<sub>4</sub>, Ar, Ne, etc.) a las concentraciones más elevadas de



cualquier parte del sistema. La concentración de inertes, por lo tanto, se regula haciendo circular permanentemente parte de este gas a la vez que se purifica. Cuando el combustible era bastante barato, este gas se quemaba, pero ahora se separa de sus componentes indeseables y se vuelve a utilizar.

En los años setenta se presentó una revolución en la producción del amoníaco, cuando las compresoras alternativas, comunes en ese tiempo, fueron reemplazadas por las unidades centrífugas. En esa época, el proceso del amoníaco se consideraba muy eficiente, como un proceso maduro, pero un examen cuidadoso del proceso, paso por paso, así como la gran presión económica, llevaron a mejoras importantes y a reducciones en los costos, cercanas al 50%. Algunos de los cambios importantes que se hicieron se resumen a continuación.

1. Cuando se estudiaron con cuidado los procedimientos de operación, se hizo posible ésta sin duplicar el equipo (en un solo tren) y eliminar el almacenamiento intermedio.

2. Los catalizadores de buena calidad hicieron posible la operación económica a las presiones más bajas, a las que son más económicas las compresoras centrífugas. Se empleaban presiones más elevadas cuando sólo estaban disponibles las unidades alternativas.

3. Compresores de gran capacidad, mejores catalizadores y mejores convertidores hicieron atractivas las unidades más grandes y permitieron muchas economías que fueron resultado del aumento en el tamaño.

4. Al elevar la temperatura a la salida del reformador primario y al precalentar el aire que va al reformador secundario endotérmico, los fabricantes redujeron el costo global de reformación. Los reformadores primarios operan a temperaturas muy altas, por lo que son mucho más caros que los secundarios. Los reactores de cambio son ahora, comúnmente, de dos etapas.

5. El control de las variables de proceso por medio de computadoras digitales ha disminuido el intervalo de variación y, en consecuencia, ha dado lugar a una mejor operación en condiciones más cercanas al máximo.

6. La mayor parte del dióxido de carbono es eliminado por absorción en agua, pero la separación final requiere el uso de un reactivo alcalino. Hay tres procesos que compiten: (a) absorbentes inorgánicos (usualmente  $K_2CO_3$ ), (b) absorbentes orgánicos (sobre todo aminas) y (c) absorbentes "físicos" (propilén carbonato de flúor). La selección se hace basándose en el nivel de  $CO_2$  residual, en el efecto de las impurezas y en problemas de regeneración.

7. El gas de sangrado del circuito de síntesis, que antes se quemaba, ahora se recupera con una reducción importante (cercana al 15%) en la energía necesaria por unidad de producto. En la separación criogénica (Petrocarbon Co.) se recupera hidrogeno y algo de nitrógeno. En la difusión gaseosa a través de fibras huecas (Pris de Monsanto) se recupera sólo hidrógeno. Con este proceso, las dos corrientes separadas son (en forma típica), 89% de hidrógeno, 6% de nitrógeno,

5% de inertes y 20% de hidrógeno, 42% de nitrógeno y 38% de inertes. También es posible separar inertes, por lo general mediante lavado con nitrógeno, antes de que el gas entre al circuito de síntesis (Braun); esto hace posible que la purga sea mucho más pequeña. En un enfoque completamente distinto, se emplea un sistema de malla molecular de oscilación de presión después de la reacción de cambio a alta temperatura, para producir una alimentación de hidrógeno de gran pureza. Con esto se elimina el reformador secundario y no se añade aire al sistema, de modo que el nitrógeno debe obtenerse por destilación del aire o por algún proceso similar.

8. Los convertidores de síntesis están ahora sumamente desarrollados y muy mejorados respecto a los diseños previos. Tanto los de tipo horizontal como los verticales se utilizan con enfriamiento por agua, una práctica común, pero también se obtiene algo de enfriamiento con inserciones tubulares. Por conveniencia, los gases de entrada pasan a lo largo de la coraza, precalentándose y reduciendo la temperatura máxima de la coraza. Es deseable una baja caída de presión para reducir los costos de operación; el tamaño fino del catalizador reduce el volumen de catalizador requerido (relación alta área-volumen). La mayor conversión ocurre en el primer lecho, porque ahí es mayor la fuerza motora hacia el equilibrio. Existen diseños de convertidores de flujo axial y flujo radial de 500 a 1600 t /día. En los diseños modernos se utilizan presiones de 15 a 30 MPa a alrededor de 500°C. Las concentraciones del amoníaco a la salida son de entre 16 y 25%.

9. La recuperación del amoníaco a bajo costo, a partir de los gases de salida del convertidor, tiene varias opciones. Por lo general se utiliza refrigeración de múltiples etapas, combinada con cierta reducción en la presión. Si el agua de enfriamiento está muy fría, es posible que haya cierta condensación de agua. Cuando los mercados están cerca, puede resultar deseable hacer un lavado con agua para producir solución de amoníaco. El exceso de vapor se puede emplear para hacer funcionar un sistema de refrigeración por absorción, para condensar el amoníaco. El problema está en el costo.

El método de producción del hidrógeno y de la alimentación seleccionada son los puntos principales que tienen influencia en el costo final del amoníaco producido. Se están haciendo grandes esfuerzos para reducir los costos reduciendo los requerimientos de vapor y de combustible. Las plantas que están actualmente en funcionamiento utilizan entre 40 y 45 GJ por tonelada métrica de amoníaco producido. Con los procedimientos simplificados de procesamiento, catálisis mejorada y operaciones a presiones lo bastante bajas para permitir un compresor de una etapa, el uso de energía puede reducirse teóricamente a 21 GJ por tonelada métrica. Las plantas diseñadas para producir amoníaco a 27 GJ por tonelada métrica ya están disponibles, pero las condiciones económicas, actualmente desfavorables, han evitado la construcción de dichas plantas y han reducido el retroajuste de las mejoras.

Los métodos de síntesis de amoníaco utilizados se resumen en la siguiente tabla:

Método	Catalizador	Presión (atm)	Temperatura (°C)	El gas recircula	Transformación %	Origen del H <sub>2</sub>
Americano	Hierro activado	300	500	Sí	20 – 80	Gas natural o petróleo
Haber	Hierro activado	200	550	Sí	8	Coque-vapor
Mont Cenís	Complejo de cianuro de hierro	100	400	Sí	9 – 20	
Claude (Francia)	Hierro activado	900	650	No	40 – 85	Gas pobre
Casale (Italia)	Hierro activado	750	500	Sí	15 – 18	
Fausser	Hierro activado	200	500	Sí	12 - 23	Electrólisis

Exceptuando el método Mont Cenís todos los demás utilizan un catalizador de hierro con un activador. Las presiones empleadas oscilan entre 200 y 900 atm y las temperaturas entre 400 y 650°C.

En general, se realiza la recirculación del gas para conseguir una mejor utilización del hidrógeno y del nitrógeno puesto que al pasar sobre el catalizador tan sólo se transforma de un 9 a un 30% de la mezcla.

La procedencia del gas de síntesis depende de la instalación. En algunos casos, se utiliza hidrógeno electrolítico; en otros, este gas procede de la industria del petróleo o del gas natural.

En las siguientes figuras, se muestran métodos para la síntesis del amoníaco a partir de diversas materias primas:

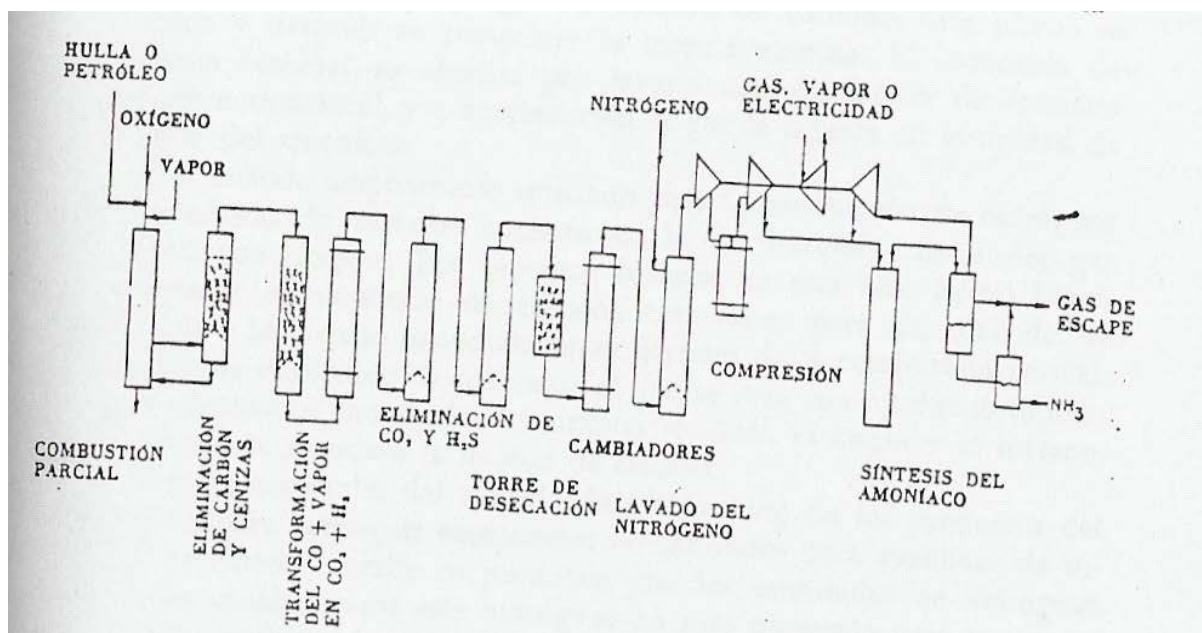


Figura 3.2. Síntesis de amoniaco a partir de carbón o petróleo.

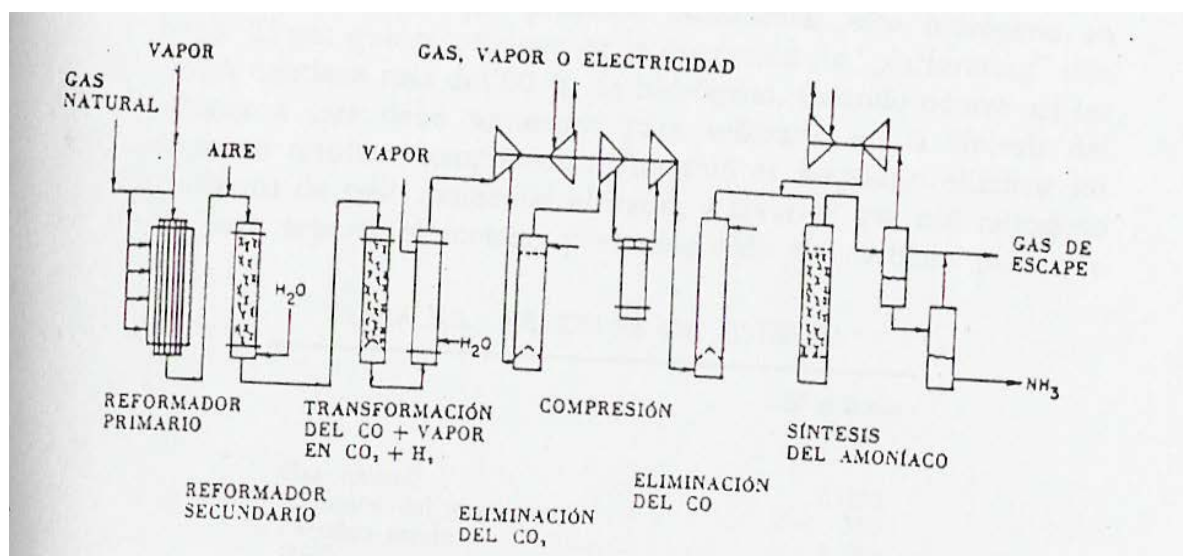


Figura 3.3. Síntesis de amoniaco a partir de gas natural con vapor.

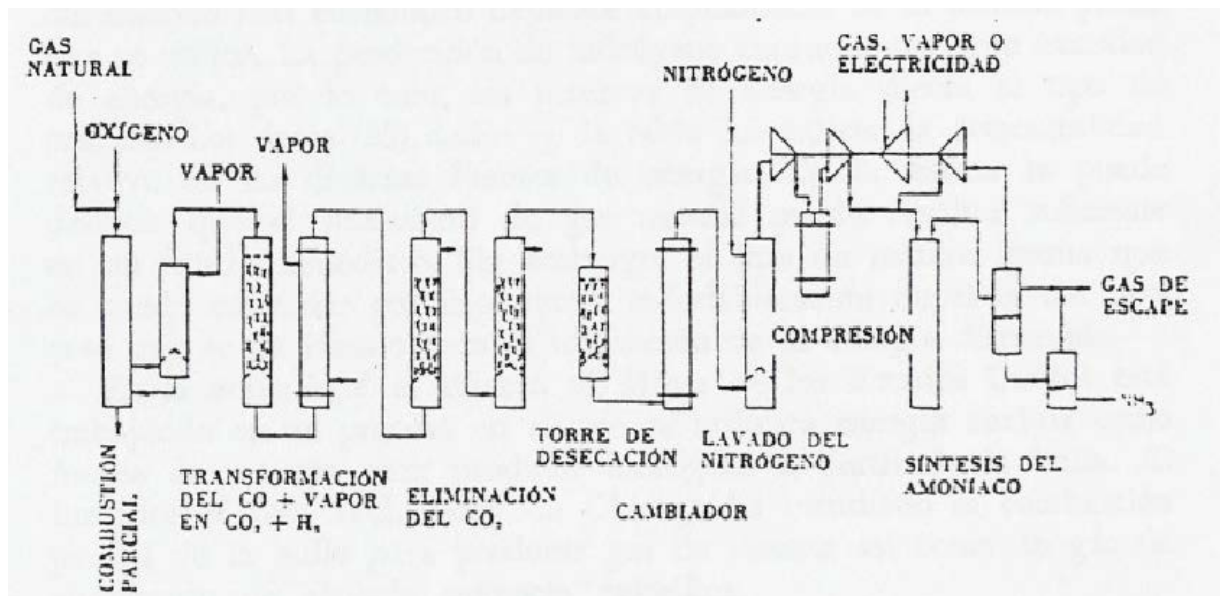


Figura 3.4. Síntesis de amoníaco a partir de gas natural con oxígeno.

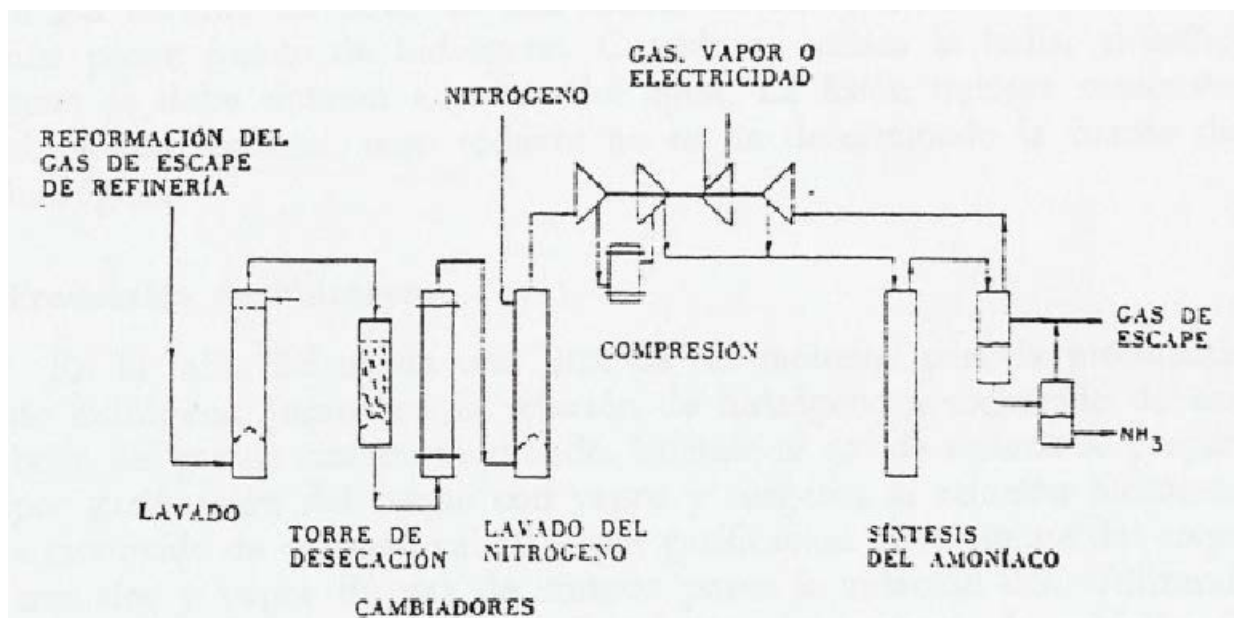


Figura 3.5. Reformación del gas de platforming para su utilización en la síntesis de amoníaco.

La figura 3.2 ilustra un proceso en el que se emplea carbón o aceite como materia prima. El proceso comprende la combustión parcial del carbón seguida de una eliminación del carbón y de las cenizas, transformación del monóxido de carbono, eliminación del dióxido de carbono y del H<sub>2</sub>S, lavado a baja temperatura con nitrógeno líquido y compresión para la síntesis del amoníaco.

Cuando se utiliza gas natural como materia prima, las instalaciones dependen de la reformación del vapor para producir hidrógeno. En algunos casos se inyecta aire en un segundo reformador para suministrar nitrógeno. Después el monóxido de carbono reacciona con vapor para producir hidrógeno y dióxido de carbono; este último se elimina y después se comprime la mezcla gaseosa. El monóxido de carbono residual se elimina por lavado con disolución de formiato de cobre amoniacal, y a continuación el gas se inyecta en la unidad de síntesis del amoníaco.

Un método ampliamente utilizado para la producción de hidrógeno y monóxido de carbono consiste en la combustión parcial del gas natural con oxígeno, tal y como ilustra la figura 3.4. Los procesos basados en esta fase inicial hacen reaccionar el monóxido de carbono con vapor para dar dióxido de carbono e hidrógeno inmediatamente después de la combustión parcial. Se elimina el dióxido de carbono, el gas se lava con nitrógeno líquido para eliminar el monóxido de carbono residual, el argón y el metano, y después se manda a la unidad de síntesis.

Con el desarrollo del método de platforming de los productos del petróleo para conseguir compuestos no saturados para gasolinas de índice de octano elevado se producen grandes cantidades de hidrógeno. En muchos casos este hidrógeno ha sido quemado para recuperar su valor combustible, sin embargo, la industria del petróleo se ha dado cuenta de las ventajas que presenta transformar este hidrógeno en amoníaco. El gas que se produce en la operación de "platforming" con frecuencia contiene más del 90% de hidrógeno. Cuando ocurre así, las operaciones a que debe someterse para utilizarlo en la síntesis del amoníaco no resultan complicadas. Tan sólo es necesario eliminar los hidrocarburos de peso molecular elevado, y lavar el gas con nitrógeno líquido para separar el metano y el monóxido de carbono para que la mezcla hidrógeno-nitrógeno se halle en condiciones para la síntesis del amoníaco. La figura 3.5 muestra este proceso.

En las fábricas de amoníaco de nueva creación en las que no se disponga de hidrógeno procedente de otras operaciones, la elección del método más económico depende ampliamente de la materia prima que se utilice. La producción de hidrógeno consume una gran cantidad de energía, por lo cual, las reservas de energía dictan el tipo de proceso. El suministro de gas natural puede resultar suficiente en un futuro inmediato. Sin embargo, el tipo de materia prima que se puede consumir posteriormente, indudablemente depende del proceso que se ha ideado para la utilización de la energía disponible.

En la actualidad el Bureau of Mines de los Estados Unidos está trabajando en un proceso en el que se utilizará energía nuclear como fuente de energía para producir hidrógeno a partir de la hulla. El Instituto de gas tecnológico de Chicago

ha estudiado la combustión parcial de la hulla para producir gas de síntesis así como un gas de alumbrado de elevada potencia calorífica.

Ordinariamente como fuente de hidrógeno y energía se prefiere el gas natural. La hulla es una fuente de energía, ahora bien, resulta una pobre fuente de hidrógeno. Cuando se utiliza la hulla, el hidrógeno se debe obtener a partir del agua. La fisión nuclear suministra abundante energía, pero todavía no se ha determinado la fuente del hidrógeno.

El proceso de producción de amoníaco que se va a describir en este proyecto de revamping se puede esquematizar en el diagrama de bloques representado en la figura 3.6.

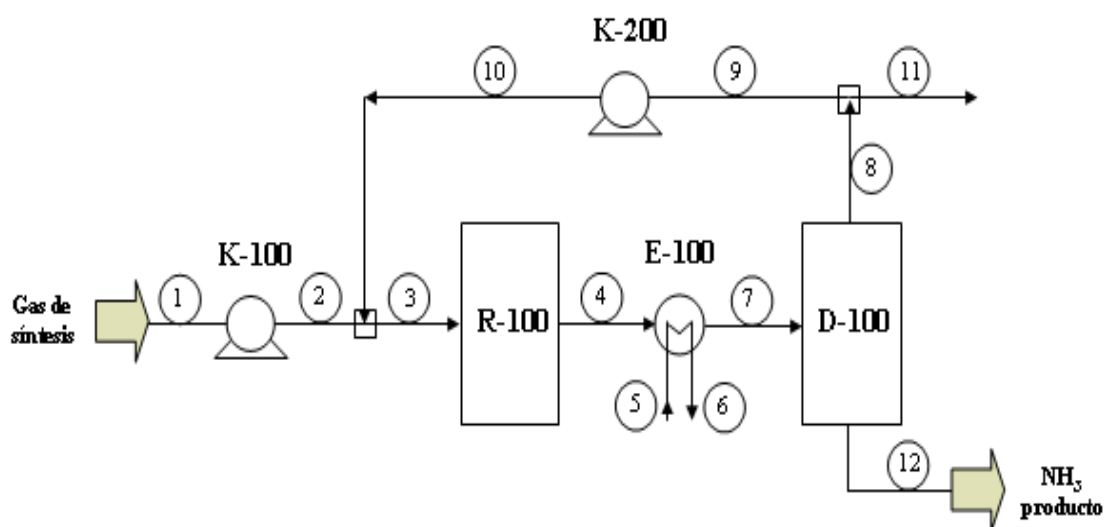


Figura 3.6. Diagrama de flujo del proceso.

Para realizar el revamping de la planta de producción de amoníaco se ha realizado la simulación mediante el software de simulación de procesos químicos Chemcad de los equipos involucrados en el proceso, tal como se muestra en la figura 3.7.

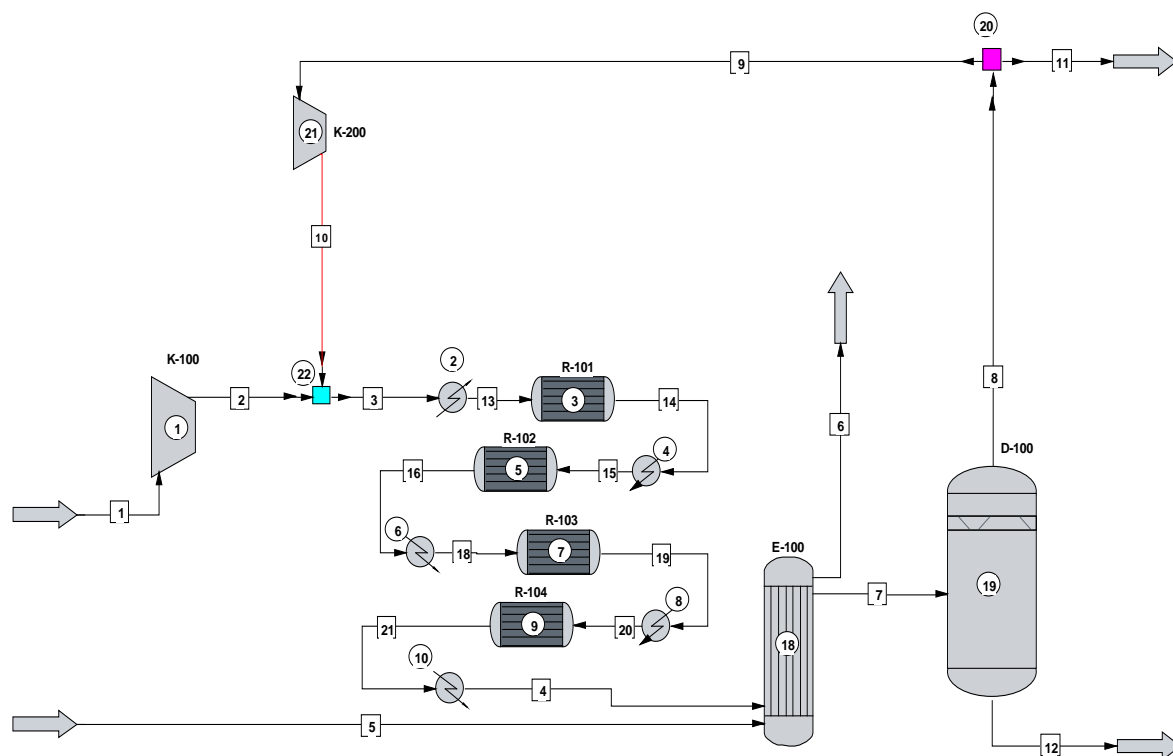
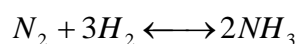


Figura 3.7. Diagrama de flujo del proceso realizado en Chemcad.

Primeramente se puede observar como el proceso parte de una corriente de vapor multicomponente formado por gases de nitrógeno, hidrógeno, argón y metano, a una temperatura de 313K y una presión de 20 bares. Se mantuvieron las mismas condiciones de entrada, aumentando los caudales de alimentación en un 50% respecto a los valores iniciales.

La corriente de entrada es sometida a un aumento de presión, introduciéndola en un compresor (K-100) donde la presión pasa de 20 a 100 bares.

La corriente de vapor de salida del compresor se une entonces con la corriente de retorno del proceso que suministra a la corriente de vapor un mayor contenido de materia prima para la obtención de amoníaco. El resultado de ambas corrientes pasa entonces al reactor (R-100) donde tiene lugar la reacción de síntesis:



Para la simulación del reactor se utilizaron los siguientes parámetros cinéticos (Froment, G.F. y Bischoff, K.B., "Chemical Reactor Analysis and Design", Ed. Wiley, 1990):



$$k_1 = 1.79 \cdot 10^4 \exp(-8168/T) \quad \text{kmol/m}^3 \cdot \text{h} \cdot \text{atm}^{1.5}$$

$$k_2 = 2.57 \cdot 10^{16} \exp(-23853/T) \quad \text{kmol} \cdot \text{atm}^{1.5} / \text{m}^3 \cdot \text{h}$$

Siendo la ecuación de velocidad:

$$-r_{N_2} = k_1 \left( \frac{P_{N_2} P_{H_2}^{1.5}}{P_{NH_3}} \right) - k_2 \left( \frac{P_{NH_3}}{P_{H_2}^{1.5}} \right) \quad \text{kmol N}_2 / \text{m}^3 \cdot \text{h}$$

Para este proceso se ha utilizado un diseño que consiste en un sistema de 4 reactores adiabáticos en serie con enfriamiento entre etapas. En isotérmico la trayectoria del reactor atraviesa las curvas de bajas velocidades de reacción (curvas de nivel), lo cual haría el reactor extremadamente grande. Operar en isotérmico a altas temperaturas tampoco es una opción viable, pues enseguida se choca con la curva de equilibrio. Por esta razón se utilizan operaciones adiabáticas.

Cada lecho catalítico se dimensiona para llegar hasta unos 10 grados de la temperatura de equilibrio (un 80% de la conversión de equilibrio). No se debe llegar al equilibrio porque en el equilibrio la velocidad de reacción es cero y se requeriría un reactor de volumen infinito. Entonces el efluente del reactor se enfría para desplazar el equilibrio antes de introducirlo al segundo lecho. Esto se hace en un cambiador de calor externo.

En la figura 3.8 se puede observar que los reactores están representados por rectas inclinadas cuya pendiente es el coeficiente  $\beta$ , mientras que los cambiadores de calor son rectas horizontales. De esta manera se va aumentando la conversión, algo que no sería posible en una sola etapa.

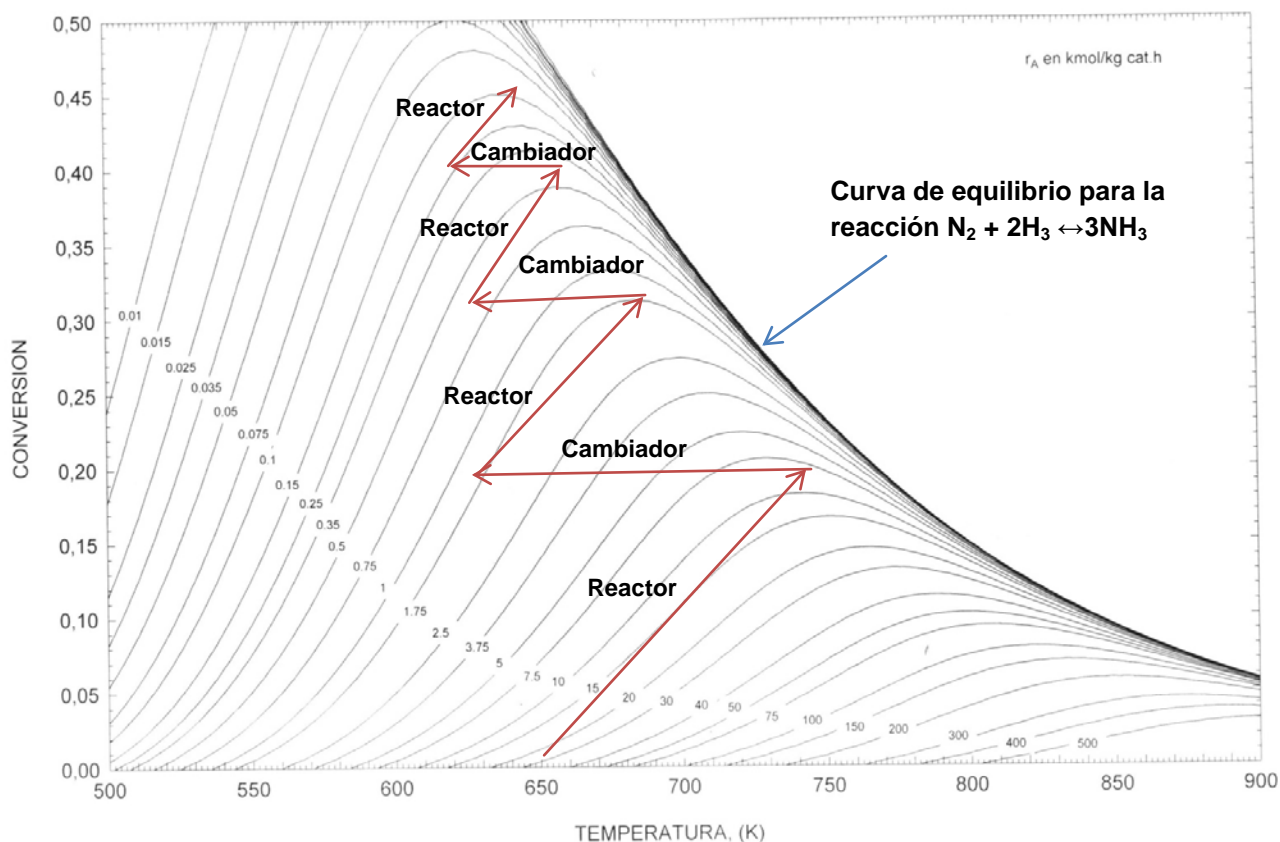


Figura 3.8. Sistema de reactores adiabáticos en serie con enfriamiento entre etapas.

Para convertir las unidades se multiplica la ecuación cinética por la densidad aparente del lecho catalítico ( $\rho_{ap} = 2600 \text{ kg cat./m}^3 \text{ reactor}$ )

Este sistema depende de varios factores: temperatura de la alimentación, grado de acercamiento al equilibrio en cada etapa, temperatura final de enfriamiento en el intercambiador de cada etapa, número de etapas, conversión final del sistema. Habría que ir variando estos factores hasta obtener el diseño óptimo.

A la hora de realizar la simulación de este diseño de reactores se ha pensado en ir variando los valores de conversión y las temperaturas de los cambiadores de calor para, de esta forma, obtener el volumen que tendría el reactor y conseguir el caudal de amoníaco deseado.

Por consiguiente se ha operado de tres maneras posibles:

1º) Se han ido aumentando los valores de conversión en los reactores y haciendo que la temperatura final de enfriamiento de los cambiadores varié aproximadamente en 100 grados respecto a la temperatura de salida de los reactores. Hemos obtenido un volumen de reactor total demasiado grande, aunque sí hemos conseguido obtener el caudal de amoníaco buscado.

2º) Se han ido bajando los valores de conversión en los reactores y manteniendo esa variación de temperatura en el cambiador de calor, el sistema no converge.

3º) Se han ido bajando los valores de conversión y se ha optado por ampliar esa variación de la temperatura de enfriamiento en el cambiador de calor, dando un volumen de reactor adecuado pero no consiguiendo el caudal de amoniaco deseado.

Por ello y ante las dificultades presentadas en este estudio, se prueba a seguir otra alternativa que consistiría en ir especificando distintos valores de volumen en cada uno de los reactores, en función del volumen total que queremos obtener, al igual que fijar las temperaturas en los intercambiadores. De esta forma conseguimos que todo el sistema converja y podamos seguir con la simulación de los demás equipos.

La corriente de salida del reactor contiene el amoniaco buscado en nuestro proceso, saliendo a una elevada temperatura debido a que la reacción que se produce es altamente exotérmica, por lo que tenemos como resultado a la salida de reactor una corriente completamente gaseosa.

Para disminuir la temperatura de salida del reactor y cambiar a fase líquida parte del amoniaco que tenemos en la corriente de salida del reactor, introducimos dicha corriente en un condensador (E-100), el cual usa como refrigerante amoniaco líquido a una temperatura de 228.15K. El resultado es una corriente mixta, aproximadamente con un 80% de vapor, en la cual tendremos que separar nuestro producto de los demás componentes.

Para realizar la separación de nuestro producto pasamos la corriente que sale del condensador por una torre de destilación Flash (D-100), donde tiene lugar dicha separación, obteniéndose así un producto líquido por la parte inferior de la torre de destilación con un contenido en amoniaco del 98,93%, es decir, el producto obtenido corresponde a una corriente líquida de amoniaco con una alta pureza.

Por la parte superior de la torre de destilación obtenemos el resto de componentes obtenidos a la salida del condensador en forma gaseosa, los cuales se recirculan hasta la entrada del reactor.

Antes de recircular la corriente de salida de cabeza de la torre de destilación a la entrada del reactor se le somete a una pequeña purga para evitar la aglomeración excesiva de gases inertes y a continuación se introduce en un compresor (K-200) para que las dos corrientes que confluyen a la entrada del reactor se encuentren en las mismas condiciones de presión (100 bares).

El balance de materia y energía de todas las corrientes correspondientes a este proceso de obtención de 1500 toneladas/día de amoniaco es el siguiente:

<b>Corriente</b>		<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>
Descripción		Gas de síntesis	Salida K-100	Entrada R-100	Salida R-100	Entrada NH <sub>3</sub> refrigeración	Salida NH <sub>3</sub> refrigeración
Fase		Gas	Gas	Gas	Gas	Líquido	Mixta
Fracción de vapor		1.000	1.000	1.000	1.000	0.00	0.674
<b>Composición</b>							
	<b>(% molar)</b>	<b>Mm</b>					
Nitrógeno		28.013	24.70	24.70	22.80	17.80	0.00
Hidrógeno		2.016	74.20	74.20	70.27	55.56	0.00
Argón		39.948	0.30	0.30	1.26	1.50	0.00
Metano		16.043	0.80	0.80	4.26	5.04	0.00
Amoniaco		17.031	0.00	0.00	1.39	20.08	100.0
<b>Balance de materia</b>							
Nitrógeno	kg/s	15.854	15.854	42.207	27.800	0.00	0.00
Hidrógeno	kg/s	3.427	3.427	9.357	6.247	0.00	0.00
Argón	kg/s	0.274	0.274	3.343	3.343	0.00	0.00
Metano	kg/s	0.294	0.294	4.516	4.516	0.00	0.00
Amoniaco	kg/s	0.000	0.000	1.564	19.082	100.0	100.0
Caudal másico total	kg/s	19.85	19.85	60.99	60.99	100.0	100.0
Caudal molar total	kmol/s	2.291	2.291	6.605	5.577	5.871	5.871
<b>Balance de energía</b>							
Temperatura	K	313.15	327.15	378.77	650	228.15	228.15
Presión	bar	20	100	100	100	0.5	0.5
Entalpía	MJ/kmol	-0.173	9.359	-1.457	-1.607	-73.055	-56.419
Potencia térmica	MW	-0.397	21.442	-9.629	-8.965	-428.91	-331.24

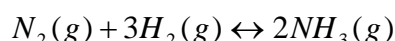
<b>Corriente</b>		<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>
Descripción		Entrada D-100	Reciclo	Entrada K-200	Salida K-200	Purga	NH <sub>3</sub> producto
Fase		Mixta	Gas	Gas	Gas	Gas	Líquido
Fracción de vapor		0.815	1.000	1.000	1.000	1.000	0.000
<b>Composición</b>							
<b>(% molar)</b>	<b>Mm</b>						
Nitrógeno	28.013	17.80	21.80	21.80	21.80	21.80	0.20
Hidrógeno	2.016	55.56	68.18	68.18	68.18	68.18	0.19
Argón	39.948	1.50	1.78	1.78	1.78	1.78	0.27
Metano	16.043	5.04	6.10	6.10	6.10	6.10	0.40
Amoniaco	17.031	20.08	2.13	2.13	2.13	2.13	98.94
<b>4 Balance de materia</b>							
Nitrógeno	kg/s	27.800	27.743	26.355	26.355	1.387	0.0577
Hidrógeno	kg/s	6.247	6.243	5.931	5.931	0.312	0.0039
Argón	kg/s	3.343	3.232	3.071	3.071	0.161	0.1108
Metano	kg/s	4.516	4.448	4.226	4.226	0.222	0.0674
Amoniaco	kg/s	19.082	1.647	1.565	1.565	0.082	<b>17.434</b>
Caudal másico total	kg/s	60.99	43.315	41.15	41.15	2.1657	17.674
Caudal molar total	kmol/s	5.577	4.542	4.315	4.315	0.2271	1.0347
<b>Balance de energía</b>							
Temperatura	K	245	243.17	243.17	248.73	243.17	243.17
Presión	bar	100	95	95	100	95	95
Entalpía	MJ/kmol	-19.121	-7.372	-7.372	-7.206	-7.371	-71.19
Potencia térmica	MW	-106.64	-33.484	-31.810	-31.094	-1.674	-73.661

## 4. REACTOR R – 100

### 4.1. INTRODUCCIÓN

El diseño de un reactor es el proceso de toma de decisiones para especificar las características de un recipiente donde tiene lugar una reacción química con el objetivo de obtener un producto a un caudal de producción determinado y con la mayor selectividad, menor coste, menores emisiones medioambientales y mayor seguridad.

La ecuación estequiométrica para la producción de amoníaco es:



En dicha reacción, tanto los reactantes (nitrógeno e hidrógeno) como los productos (amoníaco) están en fase gaseosa.

En general, las reacciones en fase gas se realizan en reactores multitubulares catalíticos y en reactores de lecho fijo adiabáticos.

### 4.2. CRITERIOS DE SELECCIÓN

El proceso de diseño comienza tomando una serie de decisiones preliminares que permiten reducir el número de opciones de diseño.

Debido a la fuerte influencia del reactor sobre el resto del proceso, algunas de estas decisiones pueden revisarse posteriormente en la Ingeniería Básica a la luz de nuevos cálculos en busca de un diseño más adecuado.

Decisiones preliminares:

- Rango de condiciones de operación
- Tipo de operación en el tiempo
- Tipo de operación térmica

Las decisiones preliminares, reducen las opciones de diseño a una serie de alternativas que se estudian con mayor profundidad en la Ingeniería Básica.

Tipos de reactores:

- a) Reactores tubulares: Recipientes cilíndricos de longitud mucho mayor que su diámetro, en el que los reactantes y productos entran y salen continuamente sin ningún tipo de agitación externa ( $L \gg D$ ).

El modelo ideal, para la configuración tubular es conocido como Flujo tipo pistón. Las moléculas fluyen ordenadamente y sin mezclarse desde la entrada a la salida del reactor, existiendo un perfil de composición y temperatura en función de la longitud.

Entre las diversas configuraciones que pueden adoptar los reactores tubulares, se encuentran los reactores que contienen relleno (por ejemplo, un sólido en forma granular) o los que presentan una elevada relación superficie /volumen para mejor control de la temperatura (reactores multitubulares).

Los reactores tubulares son muy útiles para el desarrollo de reacciones heterogéneas que requieren un lecho fijo (catalizador granular, etc.), pudiéndose aceptar en muchos casos el modelo de flujo en pistón, incluso para diámetros grandes.

b) Reactores heterogéneos: Son reactores en los que hay más de una fase presente.

Llevan a cabo reacciones heterogéneas. Con frecuencia una de las fases es un catalizador sólido.

En nuestro caso, en el reactor de síntesis de amoníaco se utiliza un catalizador a base de óxidos de hierro con promotores, ambos sólidos. La reacción de síntesis se realiza en fase gaseosa.

La gran mayoría de los reactores industriales son heterogéneos. El reactor diseñado, para la síntesis de amoníaco, se puede asimilar a un modelo tipo tubular, el cual puede ser de un único tipo: Reactor catalítico de lecho fijo (Gas entrante- Lecho fijo de catalizador granular- Gas saliente).

#### **4.2.1 Condiciones de operación**

Como primer criterio para la selección del modelo de reactor, se tendrá en cuenta, el rango de condiciones de operación, las cuales pueden deducirse de un estudio termodinámico y cinético de la reacción. Estas condiciones nos indican el estado físico de los reactantes y los productos, que en nuestro caso de síntesis de amoníaco es gas, y nos permite una selección preliminar del tipo de reactor más adecuado.

Los reactores tubulares resisten condiciones de operación severas (alta presión y alta temperatura), pudiendo operar hasta 3000 atm y 900°C.

En nuestro caso, la presión y la temperatura son 100 bares y 650K, por tanto, el tipo tubular será nuestro tipo de reactor.

#### **4.2.2 Tipo de operación en el tiempo**

Operación continua: El reactor se alimenta de forma continua de modo que, si no hay perturbaciones, la producción es constante en el tiempo.

La elección de un modo u otro de operación viene determinada por:

- a) La capacidad del reactor.

Como regla: Para grandes producciones (> 10000 Tn/año) son preferibles los sistemas continuos.

En nuestro caso de síntesis de amoniaco, la producción pasa a ser de 1500 Tn/día x 365 días/año, es decir, 547500 Tn/año. Por tanto, la producción de amoniaco sigue siendo superior a 10000 Tn/año, y es preferible un sistema continuo.

b) Las condiciones de operación.

La operación discontinua no es apropiada para altas temperaturas (tiempos de calentamiento y enfriamiento prohibitivos, imposibilidad de recuperación del calor sensible de los productos) ni para reacciones en fase gas (baja capacidad de producción). Nuestro reactor opera a temperaturas superiores a T=600 K y los reactantes se encuentran en fase gas.

c) La velocidad de reacción.

La operación continua es apropiada para tiempos de reacción cortos, siendo el reactor tubular el más adecuado para tiempos de reacción pequeños (0.5 s y 1 h).

#### Localización de la reacción:

En las reacciones sólido-fluido, la localización de la reacción determina si es necesario el movimiento o no del sólido en el reactor.

Las reacciones con baja resistencia a la difusión, moderada exotermicidad y velocidad de desactivación son buenas candidatas al reactor de lecho fijo. En los demás casos es necesario el movimiento de los sólidos ya sea en lecho fluidizado o lecho móvil.

La reacción de síntesis de amoniaco, tiene una moderada exotermicidad, y el catalizador se desactiva lentamente (30-50% en tres años). Además, el tamaño del catalizador es grande (gránulos esféricos de 8 mm. de diámetro) y, por tanto, la resistencia a la difusión es pequeña. Estas conclusiones nos conducen a la elección de un reactor para la síntesis de amoníaco con lecho fijo.

#### Factor de eficacia y módulo de Thiele:

Para medir la disminución de la velocidad de la reacción debida a la resistencia de difusión en el poro definimos la magnitud  $\eta$ , denominada *factor de eficacia*.

El factor de eficacia ( $\eta$ ) es útil para definir los efectos de la difusión por los poros de catalizador, y es la relación entre la velocidad verdadera de la reacción por unidad de masa del catalizador y la velocidad que se obtendría si la superficie interna total del mismo estuviera disponible para la reacción.

$$\eta = \frac{\bar{r}_A, \text{ con difusión}}{r_A, \text{ sin difusión}} \quad (\text{Ec. 4.1})$$

Supongamos una reacción no isotérmica catalizada por sólidos (como la síntesis de amoniaco). Resolviendo el problema del balance de materia y de calor para



una esfera de catalizador, y considerando la reacción exotérmica irreversible, una solución conveniente puede realizarse en forma de familias de curvas para el factor de eficacia en función del módulo de Thiele.

En la Fig. 4.1 se representan estas curvas para el caso de una reacción irreversible (así vamos a considerar la reacción de síntesis de amoníaco) que tiene lugar en partículas esféricas de catalizador. Se introducen en el problema dos parámetros adimensionales adicionales, que se definen como:

$$\beta = \frac{(-\Delta H)D_e C_\infty}{k_e T_\infty} \quad (\text{Ec. 4.2})$$

$$\varepsilon = E/RT \quad (\text{Ec. 4.3})$$

El parámetro  $\beta$  representa la diferencia máxima de temperatura que puede existir en la partícula con relación a la temperatura de la superficie exterior. Para reacciones exotérmicas (síntesis de amoníaco)  $\beta$  es positivo, mientras que es negativo para reacciones endotérmicas.  $\varepsilon$  es el número de Arrhenius.

El módulo de Thiele  $\phi$ , para una reacción de orden  $n$  irreversible:

$$\phi = \frac{V_p}{S_p} \sqrt{\frac{(n+1)kC_{As}^{n-1}}{2D_{Ae}}} \quad (\text{Ec. 4.4})$$

Dónde:

$V_p$  = Volumen de poro del catalizador/g.

$S_p$  = Área superficial del catalizador/g.

$n$  = Orden verdadero de la reacción química.

$C_{As}$  = Concentración del reactivo en la superficie externa del catalizador.

$D_{Ae}$  = Coeficiente de difusividad eficaz (Fig. 4.1). Factor de eficacia en función del módulo de Thiele para condiciones no isotérmicas.

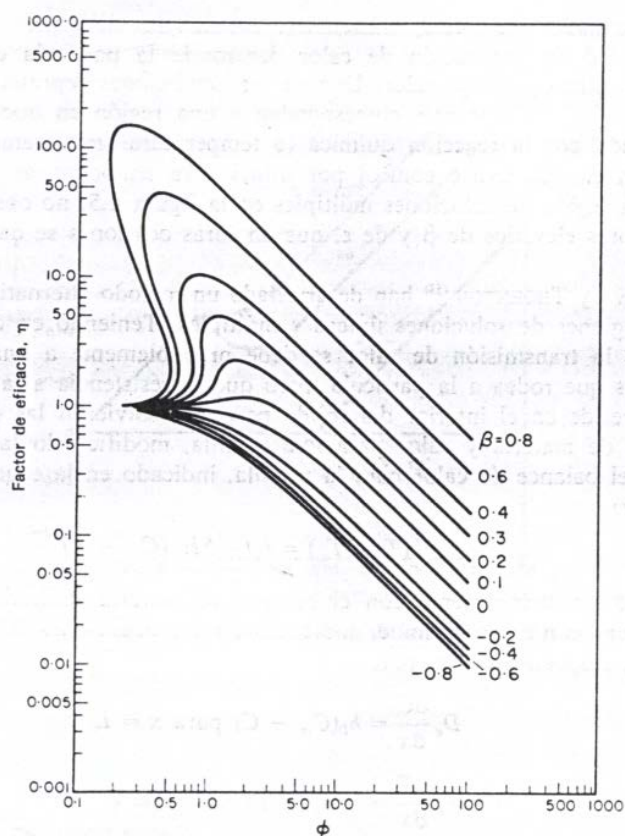


Fig. 4.1. Representación gráfica para la obtención del factor de eficacia.

La Fig. 4.1 indica que, para reacciones exotérmicas ( $\beta > 0$ ), el factor de eficacia puede ser mayor que la unidad. Sin embargo, en el caso de la síntesis de amoníaco, el valor del módulo de Thiele es  $\phi < 0,5$  (Manual del ingeniero químico; Perry) un valor pequeño y por tanto el factor de eficacia será próximo a la unidad,  $\eta \cong 1$  (valor alto,  $\eta \rightarrow 1$ ). La concentración del reactante no desciende apreciablemente dentro del poro, por consiguiente, la difusión en los poros ofrece una resistencia despreciable a la reacción (no existe resistencia difusional, puesto que la velocidad de reacción química no está limitada por difusión). Es preferible usar catalizadores con tamaños grandes (supone baja pérdida de presión). Este comportamiento es el que caracteriza a un catalizador que se encuentra depositado en el interior de un reactor de lecho fijo.

Por tanto, queda justificada la elección del reactor de lecho fijo como diseño más adecuado para llevar a cabo la reacción de síntesis de amoníaco.

#### 4.2.3 Tipo de operación térmica

Los reactores pueden necesitar de algún dispositivo para regular la temperatura de operación.

Operación no isotérmica: Se da cuando la temperatura a la salida del reactor difiere de la de entrada. En nuestro caso de síntesis de amoníaco, la operación es no isotérmica pues:

$$T_0 = 378.77 \text{ K (entrada) es distinto de } T = 650 \text{ K (salida)}$$

La operación no isotérmica se da cuando el reactor está perfectamente aislado y no existe ningún intercambio de calor con el exterior. En estas condiciones su contenido se calienta por el propio calor de reacción, si ésta es exotérmica. Esta versión es la operación *adiabática*. Si además, el calor desprendido por la reacción se utiliza para precalentar la misma, se tiene la operación *autotérmica*.

Adiabático frente no adiabático: La operación adiabática es muy atractiva pues es la forma más simple y barata de operar un reactor. Sin embargo, cuando la reacción es muy exotérmica, la operación adiabática puede conducir a problemas de seguridad y estabilidad del reactor. Para evaluar el riesgo, se calcula el coeficiente adiabático:

$$\Delta T_{ad} = T - T_0 \cong \frac{\Delta H_r^0}{Cp_0} \frac{J/mol}{J/mol \times K} = K \quad (\text{Ec. 4.5})$$

Este coeficiente, representa el aumento de temperatura esperado en el reactor supuesta conversión completa. Un  $\Delta T_{m\acute{a}x} > 600 \text{ K}$  indica riesgo para realizar la reacción de forma adiabática. De esta forma, se puede comparar la variación de temperatura esperada, proporcionando información muy importante sobre la conducta térmica de las reacciones químicas.

La reacción de síntesis de amoníaco, de gran importancia industrial, tiene un valor de coeficiente adiabático de  $\Delta T_{ad} = 633 \text{ K}$ . Este valor, difiere del calculado para nuestra planta.

El reactor adiabático con intercambio de calor entre etapas, es también interesante, desde el punto de vista del rendimiento, en reacciones reversibles y exotérmicas (como la de síntesis de amoníaco), ya que permite acercarse a conversiones altas, desplazando el equilibrio por el intercambio de calor entre varios reactores colocados en serie.

En reacciones exotérmicas, cuando la operación adiabática no es posible, se ha de buscar algún tipo de sistema de refrigeración:

- A través de superficies: se intercambia calor con un fluido refrigerante. Puede ser a través de la pared del propio reactor o con un equipo externo
- Por contacto directo: se trata de utilizar la propia alimentación fría. Este tipo de sistema es preferible ya que es más barato.

En la operación *autotérmica*, el intercambio de calor se realiza utilizando el calor desprendido por los propios productos de la reacción.

Puede ser de dos tipos:

- Con intercambio de calor externo
- Con intercambio de calor integrado: Reactor de lecho fijo catalítico y multitubular, con gran cantidad de tubos de precalentamiento (Este tipo de reactor es el más utilizado en la síntesis del amoníaco).

El enfriamiento por inyección de alimentación fría (cold shot), es un método muy utilizado en sistemas de reactores tubulares de flujo en pistón en serie, como los que se emplean en reacciones reversibles exotérmicas (síntesis de amoníaco). Para usar la inyección de alimentación fría, la temperatura de alimentación ha de ser mucho menor que la de entrada al reactor:

$$(T_0 - T_h) \gg \gg -\frac{\Delta H_r}{Cp_0} \quad (\text{Ec. 4.6})$$

El criterio anteriormente descrito, conduce a una serie de conclusiones que se reafirman con los criterios que se muestran a continuación.

#### 4.2.4 Tipo de reacción

Otro criterio a tener en cuenta en la selección del tipo de reactor, es el tipo de reacción o reacciones que se llevan a cabo en su interior.

Así:

- Reacciones simples: Se diseña buscando el sistema que permite alcanzar el objetivo de producción deseado con el menor tamaño posible. Como la reacción de síntesis de amoníaco es una reacción simple (reversible), se debe obtener el menor tamaño posible del reactor.

Por tanto, además de seleccionar el modelo de reactor en base al nivel de producción deseado, también se tiene en cuenta, el tipo de reacción que se lleva a cabo.

#### 4.2.5 Comparación de tamaños

Para comparar los tamaños se utilizan las ecuaciones de diseño. El reactor para la síntesis de amoníaco es tubular, y por tanto, se modela utilizando las ecuaciones del Reactor Tubular de Flujo Pistón (RTFP), cuya expresión para el balance de materia es:

$$\frac{dx_A}{dV} = -\frac{r_A(x_A)}{F_{A0}} \quad (\text{Ec. 4.7})$$

En reacciones simples, la comparación de tamaños es importante ya que influye mucho en la economía del proceso. Esto se aprecia, al observar las representaciones gráficas de los balances de materia en el plano  $1/(-r_A)$  frente  $x_A$ .

El volumen del reactor es:

$$\text{RTFP} \quad \frac{dx_A}{dV} = -\frac{r_A(x_A)}{F_{A0}} \Rightarrow V = \int_0^{x_A} \left( -\frac{F_{A0}}{r_A} \right) dx_A \quad (\text{Ec. 4.8})$$

### 4.3 DISEÑO QUÍMICO

El diseño químico se centra en el cálculo del volumen del recipiente y cantidades de catalizador para los objetivos de producción y conversión deseados. Esto se hace resolviendo las ecuaciones de diseño.

En un Reactor Tubular de Flujo Pistón, si llamamos Q al calor aportado (o retirado) por el fluido de calefacción (o de enfriamiento), el balance de energía para el modelo (de reactor básico) es:

$$\frac{dT}{dV} = \frac{Q + \Delta H_r r_A(x_A)}{F_{A0}(Cp_0 + x_A \Delta Cp)} \quad (\text{Ec. 4.9})$$

Las reacciones sólido-fluido incluyen sistemas en los que el sólido puede ser un catalizador (como ocurre en la síntesis de amoníaco) o simplemente un reactante. El sólido puede estar estacionario en el reactor (Reactor de lecho fijo) o se puede mover (Reactor de lecho fluidizado o/y Reactor de lecho móvil en columna).

#### 4.3.1. Catalizador para la síntesis de amoníaco

Básicamente un catalizador sólido está constituido por un *soporte* (o *propagador*). Este soporte es un sólido poroso de gran área superficial, sobre el que se deposita el agente catalítico y, en ciertas ocasiones, algunos aditivos conocidos como *promotores*.

El agente catalítico propiamente dicho, o *fase activa*, constituye la parte esencial del catalizador, pues es el que determina la interacción de las especies catalíticas acelerando su velocidad de transformación. Sin embargo, no suelen presentar suficiente área de contacto superficial por unidad de masa, por lo que deben "extenderse" o dispersarse sobre otro sólido poroso, el *soporte*. El soporte puede ser inerte o contribuir a la actividad catalítica. El soporte utilizado en la síntesis de amoníaco es la alúmina ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ). Dicho soporte proporciona al catalizador mayor resistencia mecánica y estabilidad térmica.

La actividad y el tiempo de vida de un catalizador se pueden aumentar, añadiendo pequeñas cantidades de sustancias denominadas *promotores*. Los *promotores* son sustancias que se añaden en pequeñas cantidades, generalmente menos del 10%, durante la preparación del catalizador y su presencia mejora tanto la actividad y selectividad (promotores químicos) como la estabilidad y la resistencia del catalizador, evitando o disminuyendo problemas como el de la abrasión, la sinterización, etc. Los promotores físicos, también aumentan la resistencia al envenenamiento.

El catalizador de hierro utilizado en la síntesis de amoníaco contiene, como promotores, pequeñas cantidades de óxidos de K, Ca, Al. El  $Al_2O_3$  actúa a modo de barrera, impidiendo que los cristales diminutos de Fe se agrupen (se sinteticen), pues la formación de grandes cristales hace disminuir el área superficial y la actividad catalítica. El  $K_2O$  es un promotor que se añade al catalizador, para reducir la tendencia a perder superficie específica por aglomeración.

Para que la reacción de síntesis de amoníaco transcurra con suficiente rapidez a las temperaturas de operación más favorables, se utilizará (según el enunciado del proyecto) un catalizador a base de óxidos de hierro ( $FeO-Fe_2O_3$ ) con  $K_2O-CaO-Al_2O_3$  como promotores en forma de gránulos esféricos de 8 mm de diámetro. El catalizador se desactiva lentamente (30-50% en 3 años) mediante venenos como compuestos de S, P y As, así como hidrocarburos ligeros, aceites lubricantes y compuestos orgánicos oxigenados.

A continuación, se muestran una serie de factores que facilitan la selección de un catalizador:

- a) **Selectividad.** Expresa la especificidad del catalizador para acelerar la reacción deseada sin influir en las posibles reacciones simultáneas restantes. Es, por tanto, una propiedad esencial del catalizador.
- b) **Actividad.** Indica la capacidad del catalizador de aumentar la velocidad de reacción. La actividad catalítica dependerá de la superficie disponible para la reacción. No debe confundirse con la selectividad.
- c) **Estabilidad.** Propiedad de mantener la actividad y selectividad iniciales del catalizador a lo largo de su tiempo de uso. Sin embargo, es inevitable la pérdida parcial y progresiva de ambas cualidades (*desactivación*), pudiendo producirse en una forma más o menos rápida según las condiciones de operación, presencia de impurezas, etc.
- d) **Regeneración.** Algunos catalizadores pueden reactivarse fácilmente por combustión o por reacción química, dependiendo de las causas que han motivado su pérdida de actividad.

Para los sistemas en los que intervienen catalizadores sólidos, es fundamental el cálculo de la cantidad de catalizador a utilizar. En estos sistemas la velocidad de reacción suele venir expresada por unidad de masa de catalizador

( $kmol/kg_{cat} \times h$ ), sin embargo, en nuestro caso está expresada por unidad de volumen de catalizador ( $kmol/m^3_{cat} \times h$ ). El peso de catalizador se obtiene al multiplicar el volumen por la densidad aparente del lecho catalítico:

$$W = V \times \rho_A \quad (\text{Ec. 4.10})$$

#### 4.3.2. Reactor de lecho fijo frente a reactor de lecho fluidizado.

En las reacciones en fase gaseosa catalizadas por sólidos, el contacto del reactante gaseoso con el catalizador sólido puede efectuarse de muchas maneras. Cada una de ellas, ofrece ventajas y desventajas específicas. Existen varios tipos de contacto, que pueden dividirse en dos grandes grupos: Los reactores de lecho fijo, y los reactores de lecho fluidizado. Al comparar ambos tipos, se obtienen las siguientes conclusiones:

- a) La circulación de gases a través lecho fijo, se aproxima al flujo en pistón, y es completamente diferente en el lecho fluidizado de borboteo, donde el flujo es complejo, no está bien conocido, pero difiere mucho del flujo en pistón, y presenta un bypass considerable. Este comportamiento es inadecuado desde el punto de vista de un contacto efectivo, por necesitarse mucha mayor cantidad de catalizador para conversiones elevadas del gas. Por consiguiente, si la eficacia de contacto en el reactor es de importancia primordial, resulta más adecuado el reactor de lecho fijo.
- b) En el lecho fijo, no se pueden emplear tamaños muy pequeños de catalizador (se emplean partículas de diámetro grande,  $d= 8-10 \text{ mm}$ ), debido a la formación de "tapones", que dificultan el paso del fluido y provocan pérdidas de presión elevadas. El lecho fluidizado es adecuado para emplear partículas de tamaño pequeño ( $< 2 \text{ mm}$ ).
- c) Si se ha de tratar (regenerar) frecuentemente el catalizador, debido a que se desactiva rápidamente, el estado fluidizado análogo al estado líquido, facilita el bombeo de una unidad a otra. Esta característica de contacto proporciona grandes ventajas para este tipo de sólidos, con respecto a las operaciones en lecho fijo. De esta forma, se concluye, que en los reactores de lecho fijo se aconseja el uso de catalizadores que se desactiven lentamente.

##### 4.3.2.1. Justificación de la elección del reactor de lecho fijo para la síntesis de amoníaco

- a) El catalizador empleado tiene forma de gránulos esféricos de 8 mm de diámetro, por lo que, se debe emplear un reactor de lecho fijo.
- b) La velocidad de desactivación del catalizador es muy lenta (30-50% en 3 años), y por tanto presenta una gran estabilidad. La gran mayoría de los reactores de lecho fluidizado, utilizan catalizadores inestables, que deben

regenerarse con frecuencia. Nuestro catalizador, no presenta este problema, por lo tanto y debido a su gran estabilidad, se debe emplear un reactor de lecho fijo.

c) El diseño de lechos fluidizados con gas, actualmente aún no es digno de confianza debido a que no puede predecirse con seguridad el tipo de flujo que se desarrollará en el lecho. Esta forma de contacto es particularmente susceptible de una mala distribución del gas, sedimentación parcial y otros comportamientos anómalos.

#### **4.3.3. Influencia del calor de reacción sobre el tipo de reactor**

Todo cambio químico se ve acompañado de un calor de reacción, que solamente en algunos casos, es tan pequeño que puede despreciarse. El valor del calor de reacción tiene con frecuencia una influencia muy importante sobre el diseño del reactor.

En una reacción fuertemente exotérmica, como la síntesis de amoníaco, se produce un aumento considerable de la temperatura de la mezcla de reacción, a menos que se realicen las previsiones necesarias para que el calor se transfiera a medida que tiene lugar la reacción. Es importante tratar de establecer con claridad la relación que existe entre entalpía de reacción, calor transmitido y variación de temperatura en la mezcla de reacción. Si el calor de reacción no se transfiere desde el reactor (operación adiabática), la temperatura de la mezcla de reacción aumentará a medida que tiene lugar la reacción.

#### **4.3.4. Efecto de la temperatura**

En busca de las condiciones óptimas que se deben cumplir para el correcto transcurso de la reacción, se ha de tener en cuenta la influencia de la temperatura.

Se tienen en cuenta tres aspectos. En primer lugar, la necesidad de saber cómo influye la variación de la temperatura sobre las condiciones de equilibrio y la velocidad de reacción. De esta forma, se podrá determinar la progresión de temperatura óptima, que varía con la longitud. Esta progresión representa las condiciones ideales a las que se debe aproximar el diseño real.

El segundo punto trata de los efectos caloríficos, que acompañan a las reacciones químicas, y que modifican la temperatura de la mezcla reaccionante. Debido a ello, se proponen distintos tipos de reactores y sistemas de intercambio de calor, para aproximarse a las condiciones óptimas.

Finalmente, la selección del sistema más adecuado se realiza en función a consideraciones económicas. En el caso del reactor para la síntesis de amoníaco, el precio dominante es el precio del catalizador.



### Progresión de temperatura óptima

Se define la progresión de temperatura óptima, como aquella progresión que hace mínimo el valor de  $V/F_{A0}$  para una determinada conversión de reactante. El óptimo corresponde a una determinada pauta de temperatura que varía con la longitud en un reactor de flujo pistón. Es importante conocer cuál es la progresión, ya que es la ideal a la que ha de acercarse el sistema real. Además, permite estimar la desviación del sistema real con respecto al ideal.

La determinación de las características de la progresión de temperatura óptima en un tipo dado de reactor se efectúa teniendo en cuenta que, para el sistema, siempre hay una temperatura a la cual la velocidad de reacción es máxima, cualquiera que sea la composición. El lugar geométrico de las velocidades máximas (progresión de temperatura óptima) se determina examinando las curvas  $r(T, \text{Conversión})$ .

Para las reacciones exotérmicas reversibles, como la de síntesis de amoníaco, hay dos factores en oposición: cuando se eleva la temperatura aumenta la velocidad de la reacción directa, pero disminuye la conversión máxima. En consecuencia, cuando el sistema está lejos del equilibrio resulta ventajoso emplear una temperatura elevada para la cual la velocidad es alta; cuando se han alcanzado condiciones próximas a las del equilibrio la temperatura debe ser más baja para que se desplace el equilibrio hacia valores más favorables de la conversión. Por lo tanto, en general, para las reacciones exotérmicas reversibles la progresión óptima corresponde a una variación de temperatura, empezando por una temperatura alta que va disminuyendo al aumentar la conversión.

En la Fig. 4.2, se muestra esta progresión, y sus valores se determinan uniendo los máximos de las curvas de velocidad; la línea resultante se denomina *lugar geométrico de velocidades máximas*.

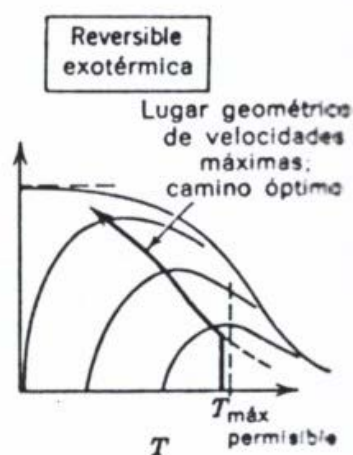


Fig.4.2. Línea de operación para el tamaño de reactor mínimo.

### Operaciones adiabáticas

En la reacción que tiene lugar, el reactante limitante (A) es el nitrógeno, para todos los cálculos del balance de materia.

La relación entre la temperatura y la conversión, dada por el balance de energía, se puede representar gráficamente ( $T$ = abscisas,  $X_A$ =ordenadas). Las líneas o curvas resultantes pueden considerarse rectas para todos los fines prácticos. Para el reactor de flujo pistón la temperatura del fluido en el reactor se desplaza a lo largo de la curva. Estas líneas se denominan *líneas de operación adiabática* del reactor. Al aumentar los inertes  $C_p$ , aumenta, y estas curvas se acercan más a la perpendicular del eje de abscisas.

El tamaño de reactor necesario para un fin determinado se calcula del modo siguiente: para flujo pistón se tabulan los valores de la velocidad para distintos valores de  $X_A$  leídos sobre la línea de operación adiabática, se representa  $1/(-r_A)$  frente a  $X_A$  y se calcula el área bajo la curva, que nos da  $V/F_{A0}$ .

En la Fig. 4.3 se indica la manera de realizar estos cálculos.

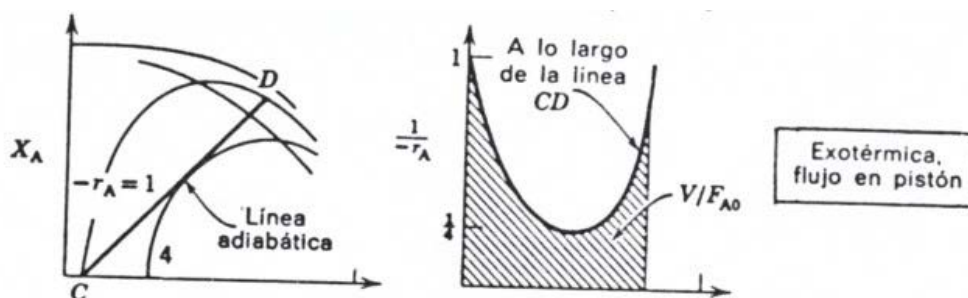


Fig. 4.3. Determinación del tamaño del reactor para funcionamiento adiabático con flujo en pistón.

El mejor método de operación en condiciones adiabáticas para un reactor de flujo pistón se encuentra trasladando la línea de operación adiabática (variando la temperatura de entrada) de modo que la velocidad alcance el valor medio más elevado.

Para las reacciones exotérmicas, se opera a ambos lados del lugar geométrico de velocidades máximas, como se indica en la Fig. 4.4.

Realizando una serie de ensayos se determina la temperatura óptima de entrada, que hace mínimo el valor de  $V/F_{A0}$ .

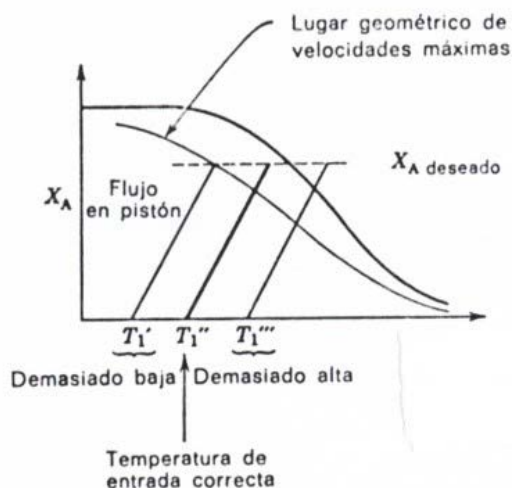


Fig. 4.4. Localización de la línea óptima de operación adiabática, para el reactor de flujo en pistón, en el cual se precisan unos algunos tanteos previos.

#### Operaciones no adiabáticas

Para que la línea (recta a efectos prácticos) de operación adiabática se acerque lo más posible a las condiciones ideales de la Fig. 4.2, es necesario absorber deliberadamente calor del reactor. Por otra parte se han de tener en cuenta las pérdidas de calor a los alrededores.

El calor  $Q$ , es la cantidad de calor suministrado a un reactor de flujo pistón por mol de reactante A de entrada (nitrógeno), incluyendo también en este calor, las pérdidas a los alrededores. En la ecuación del balance de energía aplicada a todo el sistema, hay que tener en cuenta este intercambio de calor.

#### Otras consideraciones

Las condiciones de operación adiabáticas para una reacción exotérmica conducen a una elevación de la temperatura con la conversión. Sin embargo, la progresión deseada es una de temperatura descendente. Por consiguiente, para hacer que la línea de operación se aproxime a la ideal, puede ser necesaria una separación de calor muy grande, y se pueden proponer muchos esquemas para lograr este objetivo. Como ejemplo, podemos considerar el intercambio de calor con el fluido de entrada estudiado por Van Heerden (1953, 1958). Otra alternativa es operar en múltiples etapas adiabáticas con enfriamiento entre ellas. En general, se emplean múltiples etapas cuando no se puede efectuar el intercambio de calor necesario dentro del reactor, como ocurre normalmente en el caso de reacciones en fase gaseosa, debido a que sus características de intercambio de calor son relativamente desfavorables.

### 4.4. PROPUESTAS DE DISEÑO

Teniendo en cuenta las consideraciones anteriores, se proponen tres posibles tipos de reactores para la síntesis de amoníaco ( $a_1$ ,  $a_2$  y b):

- a) Reactores adiabáticos de lecho de relleno por etapas (varios lechos en serie)
  - a<sub>1</sub>) Lechos de relleno por etapas con enfriamiento entre etapas
  - a<sub>2</sub>) Refrigeración por inyección de alimentación fría (bypass)
- b) Reactor autotérmico con un solo lecho multitubular

A continuación, se describen cada una de las alternativas. En primer lugar, se describe el método de operación de cada tipo de reactor, se comparan, y finalmente se establece cuál es el más favorable.

#### 4.4.1 Reactores adiabáticos de lecho de relleno por etapas

Al no existir transmisión de calor en la zona de reacción, la temperatura y la conversión están relacionadas de modo sencillo. Siempre que es posible se prefiere la operación adiabática por su simplicidad de diseño.

Los lechos adiabáticos de relleno por etapas, con flujo de gas e intercambio de calor adecuados, son sistemas versátiles que, en la práctica, son capaces de aproximarse a cualquier progresión de temperatura deseada. El cálculo y el diseño de estos sistemas, es sencillo y normalmente el funcionamiento real se aproxima mucho al diseñado.

El procedimiento de diseño para la reacción simple  $A \rightarrow R$  de cualquier cinética, se puede extender fácilmente a otros tipos de reacciones.

La reacción se debe llevar a cabo en el menor número de etapas posibles, debiendo obtenerse el valor óptimo (o condiciones óptimas de operación), cuya condición es que los reactores deben ser de tamaño similar.

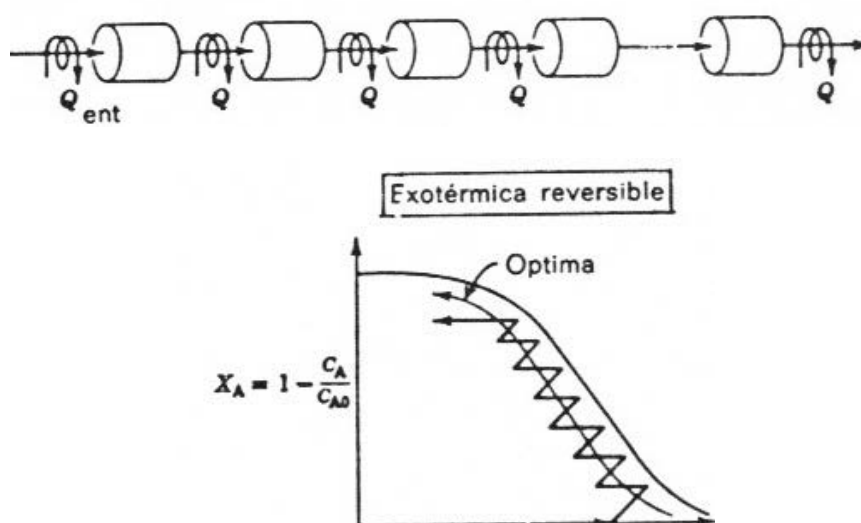


Fig. 4.5. Esquema representativo del modo en que un lecho de relleno por etapas puede aproximarse a la progresión de temperatura óptima.

#### 4.4.1.1 Lechos de relleno por etapas con enfriamiento entre etapas

Se ha descrito en el apartado anterior cómo han de modificarse las condiciones del sistema reaccionante para seguir la progresión de temperatura óptima. Cuando se dispone de un gran número de etapas, la aproximación a esta progresión es mucho mayor, como se puede observar en la Fig. 4.5.

Para cualquier número de etapas conocido, las condiciones óptimas de operación se reducen a hacer mínima la cantidad total necesaria de catalizador. El procedimiento empleado en el caso de utilizar dos etapas, con *reacciones exotérmicas reversibles*, se indica en la Fig. 4.6.

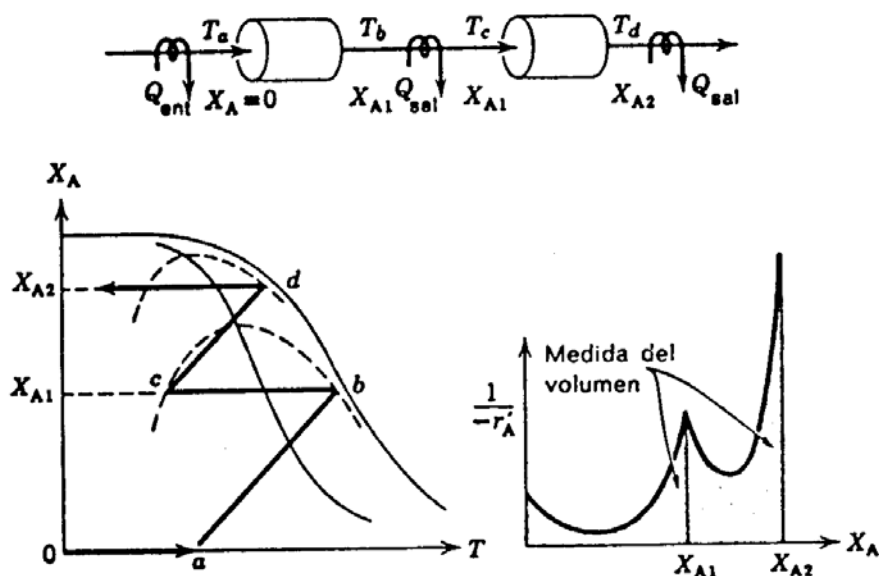


Fig. 4.6. Reactor óptimo de lecho de relleno en dos etapas.

En esta figura el área total bajo la curva representativa de  $1/(-r'_A)$  frente a  $X_A$  ha de hacerse mínima. Para la determinación de este óptimo, se modifican tres variables: la temperatura de entrada (punto  $T_a$ ), la cantidad de catalizador empleado en la primera etapa (localizado en el punto  $b$  sobre la adiabática), y la cantidad de calor intercambiado entre las dos etapas (localizado en el punto  $c$  a lo largo de la línea  $bc$ ). Se puede reducir el problema de la determinación de tres variables (5 variables en el caso de 3 etapas, etc.), a un problema de determinación de una variable, en el que se supone solamente un valor de  $T_a$ .

El procedimiento es el siguiente:

1. Suponer un valor de  $T_a$
2. En el diseño preliminar, un procedimiento sencillo es el de cálculo por tanteo que consiste en, desplazarse a lo largo de la línea adiabática hasta sobrepasar ligeramente la línea de progresión de temperatura óptima, obteniendo así, el punto  $b$  de la Fig. 4.5, es decir, la cantidad de

catalizador necesario en la primera etapa, así como la temperatura de salida de los productos de esta etapa. Generalmente, con dos o tres tanteos elegidos cuidadosamente y alejándose de las condiciones de velocidad baja, son suficientes para un buen diseño, próximo al óptimo.

3. Enfriar hasta el punto *c*.
4. Desplazarse a lo largo de la línea adiabática hasta sobrepasar ligeramente la línea de progresión de temperatura óptima, obteniendo el punto *d*, es decir, la cantidad de catalizador necesario en la segunda etapa.
5. a) Si la conversión correspondiente al punto *d* es la conversión final deseada, se escoge correctamente el valor de  $T_a$ ; por lo tanto, la transmisión de calor entre las dos etapas y la distribución del catalizador entre las mismas (dada por las áreas bajo las curvas de  $1/(-r'_A)$  frente a  $X_A$ ) son tales que hacen mínima la cantidad total de catalizador.  
 b) Si la conversión correspondiente al punto *d* no es la conversión final deseada, se realiza un nuevo tanteo cambiando la temperatura de entrada  $T_a$ .

Para tres o más etapas el procedimiento es una extensión directa del método anterior, y sigue siendo aún un problema de una variable. Este procedimiento fue desarrollado inicialmente por Konoki (1956) y más tarde, independientemente, por Horn (1961).

El número de etapas a emplear, estará determinado por consideraciones de coste global, que en el caso de síntesis de amoníaco es el precio dominante del catalizador, de modo que, en la práctica se efectúa un primer estudio para 1 etapa, después para 2, etc., hasta obtener el coste mínimo.

#### 4.4.1.2. Refrigeración por inyección de alimentación fría (bypass)

Una forma de eliminar los intercambiadores de calor entre las etapas es mediante la adición adecuada de alimentación fría en la segunda etapa y etapas sucesivas del reactor. El procedimiento se representa en la Fig. 4.6. El criterio para las condiciones óptimas de operación fue dado por Konoki (1960), y de forma algo diferente, por Horn (1961). Encontraron que el grado de refrigeración viene dado por la ecuación [4.1] y se representa en la Fig. 4.2. Dicha ecuación dice que el punto *c* tiene la misma velocidad de reacción que el punto *b*.

$$(-r'_A)_{\text{salida del reactor}} = (-r'_A)_{\text{entrada en el siguiente reactor}} \quad (\text{Ec. 4.11})$$

Sin embargo, a efectos prácticos, en el diseño preliminar del reactor de síntesis de amoníaco, se utiliza un método aproximado. En este método, el enfriamiento desde el punto *b* al *c*, y sucesivos, se hace por tanteo sin tener en cuenta la restricción de la ecuación 4.13.

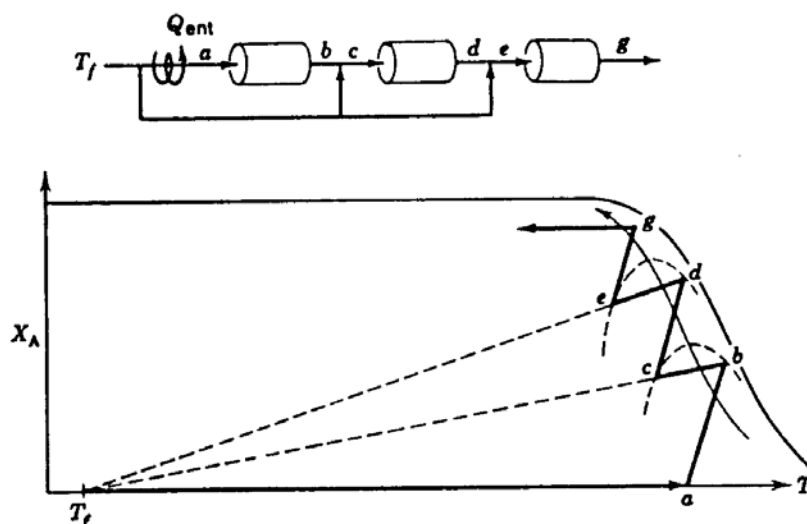


Fig. 4.6. Refrigeración por inyección de alimentación fría, que elimina los cambiadores de calor entre etapas.

Con refrigeración por inyección el cálculo del volumen del reactor por medio de la curva  $1/(-r'_A)$  frente a  $X_A$  se hace más complicado, debido a que se han de considerar distintas cantidades de alimentación en cada etapa.

- Elección del sistema de contacto

La alta exorticidad de la reacción de amoniaco condiciona las decisiones que se toman.

Si existe igualdad, respecto a las demás condiciones, la refrigeración por inyección fría tiene la ventaja de ser menos costosa, ya que no se necesitan intercambiadores de calor entre etapas. Sin embargo, este tipo de refrigeración sólo se puede realizar cuando la temperatura de la alimentación es muy inferior a la temperatura de reacción y, además, cuando la temperatura no varía mucho durante la reacción. De esta forma, se puede concluir la refrigeración por inyección de la alimentación fría es factible si:

$$T_{reacción} - T_f > \frac{C_p}{-\Delta H_r} \quad (\text{Ec. 4.12})$$

En la Fig. 4.7, se representan dos casos: uno en el que puede utilizarse la refrigeración por inyección de alimentación fría y otro en que no puede utilizarse.

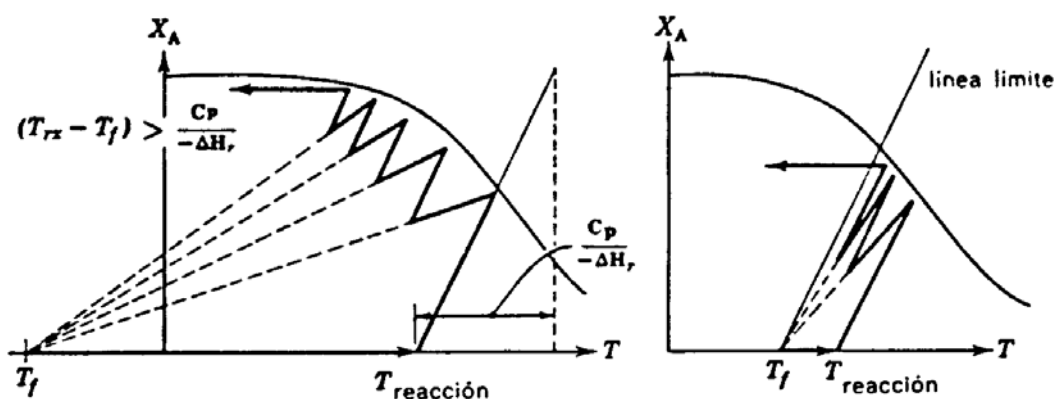


Fig. 4.7. Casos en que debe utilizarse la refrigeración por inyección de alimentación fría y casos en que no debe utilizarse.

#### 4.4.2 Reactor autotérmico con un solo lecho multitubular

##### - Reactores con transmisión de calor

Si el reactor no opera adiabáticamente se ha de incluir en su diseño la transmisión de calor. Existen diferentes formas de diseño de reactores tubulares, en las que se incluye la transmisión de calor. Si la cantidad de calor que ha de transferirse es elevada, la relación entre la superficie de transmisión de calor y el volumen del reactor, será también elevada y por tanto el reactor se asemeja a un cambiador de calor, cuya configuración es *reactor de múltiples tubos* (tubos en paralelo). El reactor tubular de síntesis de amoníaco cumple la condición anterior, por lo que puede adoptar dicha configuración.

##### - Operación de reactores autotérmicos

Si para que la reacción tenga lugar a una velocidad razonable se requieren temperaturas elevadas, los productos de reacción abandonarán el reactor a una temperatura alta, y en interés de la economía, se tratará de recuperar calor a partir de los mismos. Este es el caso del reactor de síntesis de amoníaco. Puesto que ha de suministrarse calor a los reaccionantes para que alcancen la temperatura de reacción, un método muy común consiste en emplear los productos calientes para calentar la alimentación a la entrada, según se indica en la Fig. 4.8. Si la reacción es exotérmica en grado suficiente (como lo es la síntesis de amoníaco), el calor de reacción producido será necesario para compensar las pérdidas del sistema y para obtener la diferencia de temperatura necesaria en el cambiador de calor interno.

Se utiliza el término *autotérmico* para describir un sistema que puede mantenerse completamente a sí mismo, en lo que, a necesidades de energía térmica se refiere.



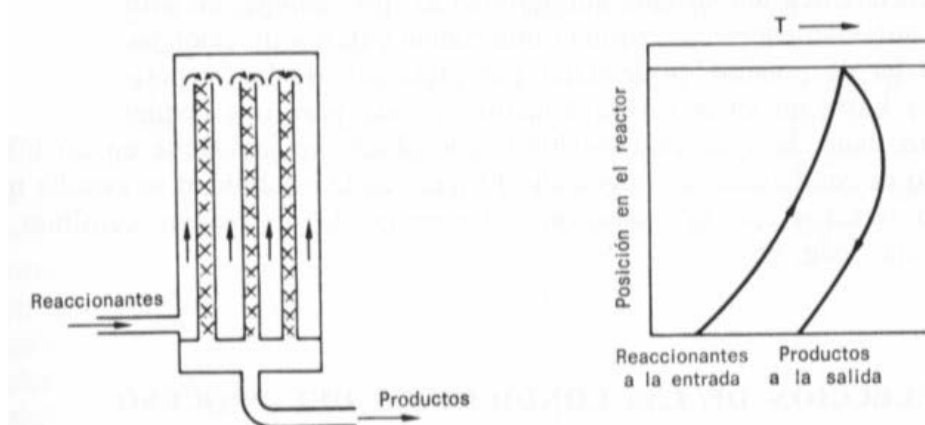


Fig. 4.8. Operación de reactor autotérmico y perfil de temperaturas del mismo.

La característica esencial de un reactor autotérmico es el retorno al punto de entrada del calor de reacción, con el fin de elevar la temperatura y, por consiguiente, la velocidad de reacción de la corriente de entrada de reaccionante. El reactor utilizado, es un reactor catalítico, por lo que, la reacción tiene lugar únicamente en la zona ocupada por el catalizador.

Otra característica esencial del sistema autotérmico es la necesidad de una fuente externa de calor, en el momento de inicio de puesta en marcha. La reacción ha de ponerse en ignición por elevación de la temperatura de los reaccionantes hasta un valor suficientemente elevado para que comience la reacción.

A diferencia de lo que ocurre con los reactores adiabáticos de lecho de relleno por etapas, en los que es posible aproximarse a la progresión de temperatura óptima gráficamente, en el reactor autotérmico multitubular no se puede realizar dicha aproximación. Al ser un único reactor, solo existe una única etapa, para intentar aproximarse a la línea de progresión de temperatura óptima.

Para calcular el peso de catalizador necesario, se utiliza el mismo método que el empleado en los cálculos de reactores adiabáticos de lecho de relleno por etapas.

#### 4.5 ELECCIÓN DEL DISEÑO

El presente apartado, expone los cálculos que justifican la elección del tipo reactor escogido entre las tres alternativas posibles, que fueron expuestas en el apartado anterior en función del volumen de catalizador.

Las alternativas son:

- Reactor adiabático de lecho de relleno por etapas, con enfriamiento entre etapas mediante intercambiadores.
- Reactor adiabático de lecho de relleno por etapas con refrigeración por inyección de alimentación fría (bypass).
- Reactor autotérmico con un solo lecho multitubular.

### ✓ Refrigeración por inyección de alimentación fría (bypass).

A primera vista parece que esta configuración puede ser, dentro de la opción del reactor adiabático, más económica que la del lecho de relleno por etapas con enfriamiento entre etapas, pues elimina los intercambiadores a la entrada y entre las etapas haciendo disminuir el coste energético. Pero un estudio gráfico ( $T, X_A$ ) del modo de operación del reactor, desvela que no es así.

Adoptando esta configuración, se calcula gráficamente ( $T, X_A$ ) el número de etapas (reactores) necesarias, para una relación de bypass de:  $R=10\%$ ,  $R=20\%$ ,  $R=30\%$ .

En las gráficas obtenidas, se observa que cuanto más pequeña es la relación de bypass, mayor es el número de lechos ( $>3$ ). Además, excepto el primer lecho que apenas varía de tamaño, los demás son muy pequeños e iguales aproximadamente. Este es un caso claro, en el que no debe utilizar la refrigeración por inyección de alimentación fría, como puede observarse en la Fig. 4.7, en el dibujo de la derecha, pues no se cumple que:

$$T_{reacción} - T_f > \frac{C_p}{-\Delta H_r} \quad (\text{Ec. 4.14})$$

Nuestra diferencia entre  $T_f$  y  $T_{reacción}$  es muy pequeña. Para que pudiera darse la reacción, la diferencia entre  $T_f$  y  $T_{reacción}$  debería ser mayor. El número de reactores que se obtiene es elevado, y la longitud del primero de ellos, es desproporcional, en comparación a la longitud del resto.

Si se toman relaciones de bypass mayores, por ejemplo  $R = 50 - 55\%$  sí se obtienen tres lechos similares pero las relaciones de bypass tienen unos valores muy altos, que originan una pérdida de catalizador demasiado elevada. En el enfriamiento, perdemos conversión (pues disminuye), es decir al mezclar la salida del reactor con la corriente de bypass se pierde cantidad de catalizador. Este problema, hace que se deba utilizar una cantidad adicional de catalizador en los lechos siguientes, para elevar la conversión hasta el valor que tenía a la salida del lecho anterior. Lógicamente, el hecho de tener que disponer de una cantidad mayor de catalizador, supone un aumento del coste del reactor adiabático con bypass respecto al reactor adiabático por etapas (al enfriar entre etapas, la conversión es constante, no disminuye la conversión, luego no es necesario catalizador adicional).

La opción del bypass sería válida, si la cantidad a recircular fuese pequeña (poco bypass), pues sería tolerable la pérdida de catalizador, siempre y cuando el tamaño de los reactores no fuese muy variable y el número de etapas no fuese excesivo.

El ahorro de coste energético de esta opción, no compensa en el coste total, pues se desperdicia catalizador al disminuir la conversión a la salida de cada lecho. Por

tanto, se descarta la opción de utilizar un reactor adiabático con refrigeración por inyección de alimentación fría (bypass), al ser demasiado cara.

✓ **Reactor adiabático de lechos de relleno por etapas con enfriamiento entre etapas y reactor autotérmico con un solo lecho multitubular.**

Una vez descartada la opción del reactor adiabático con bypass como posible opción de diseño, se comparan el reactor adiabático con enfriamiento entre etapas con el reactor autotérmico multitubular. En principio, las dos opciones son factibles, por lo que la cantidad de catalizador necesario será el criterio utilizado para la elección de un tipo u otro. Otra variable a tener en cuenta, es la temperatura de entrada al reactor, con la que se tantea, para alcanzar resultados más favorables.

En este proyecto de revamping se tienen en cuenta los datos obtenidos en el proyecto original para el cálculo del volumen del catalizador necesario mediante el método gráfico. Este método consistía en realizar una tabla, con las áreas de los intervalos en los que se ha dividido, el área bajo la curva. El área de cada intervalo se calculaba mediante el *Método del Trapecio*.

Se pudo comprobar que el reactor autotérmico multitubular era la alternativa que menor volumen de catalizador necesitaba. Por tanto, el coste de este reactor era el mínimo, entre las cuatro opciones y correspondía al valor de volumen óptimo de catalizador.

Finalmente, teniendo en cuenta los resultados obtenidos anteriormente correspondientes al peso de catalizador, el reactor que va a utilizar menor cantidad de catalizador es el reactor autotérmico multitubular con  $T_0 = 500$  K.

Esta es la opción de diseño más económica, y por tanto, es la escogida para la síntesis de amoníaco, pues el coste del peso de catalizador de este reactor es el óptimo entre todos los posibles diseños.

Para la síntesis de amoníaco, pues, **utilizaremos un reactor autotérmico multitubular catalítico**. En la unidad de síntesis deben eliminarse grandes cantidades de calor (para favorecer la conversión de equilibrio) y al mismo tiempo hay que calentar importantes cantidades de gas a la temperatura de trabajo (para que no disminuya la cinética del proceso) por lo que el reactor presenta dos zonas bien definidas: la propia de reacción y otra formada por un intercambiador de calor interno. Se trata por tanto de un reactor de lecho fijo con un diseño especial para cumplir esta doble función, denominado convertidor de síntesis de amoníaco.

En la mayoría de los diseños, el gas de síntesis se calienta a medida que circula a través del espacio anular comprendido entre la pared del convertidor y el cartucho que contiene los lechos de catalizador. Antes de penetrar en la zona de reacción, el gas de síntesis completa su calentamiento por intercambio de calor con los gases de reacción calientes que abandonan el reactor.

Las Fig. 4.9 y Fig. 4.10 muestran un esquema básico al que responden la mayoría de los convertidores actuales.

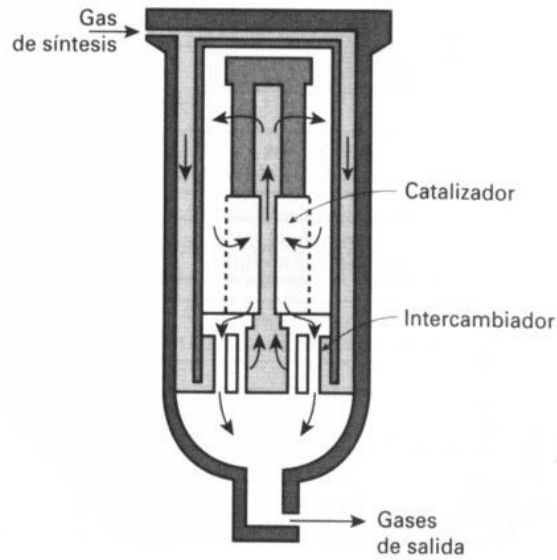


Fig. 4.9. Convertidor de síntesis del amoníaco (I).

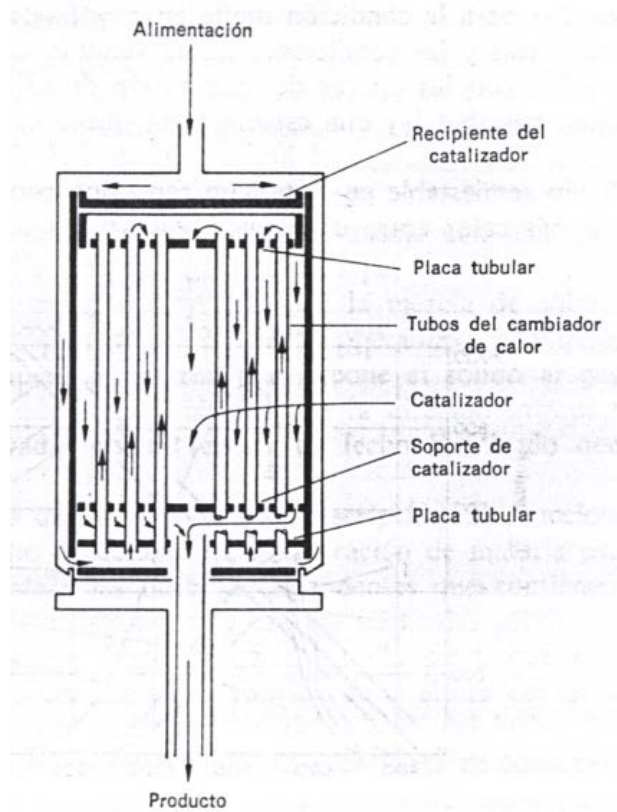


Fig. 4.10. Convertidor de síntesis del amoníaco (II).

## 4.6 CÁLCULO DEL REACTOR

El reactor calculado ha de cumplir las especificaciones que se detallan en los balances de materia y energía, por lo que, nuestro objetivo en el proyecto de revamping es obtener una conversión del 46%, con una temperatura de entrada de 378.77 K y de salida de 650 K, con unas características mecánicas aceptables

El reactor se divide en dos partes, el reactor propiamente dicho, y la zona del intercambiador de calor. En la zona del reactor obtenemos la conversión deseada, y con el intercambiador ajustamos las temperaturas de entrada y salida que se especifican en los balances.

Primeramente partiremos de las ecuaciones y los valores obtenidos en el proyecto original que pasaremos a detallar en los siguientes apartados.

### 4.6.1. Zona del reactor

Se deben realizar unas estimaciones previas, que serán el punto de partida del cálculo.

Primero se obtiene un área (área estimada,  $A_{est}$ ), a partir del calor sensible, un coeficiente global de transmisión de calor ( $U_{sup}$ ) y una temperatura supuesta para la parte superior del reactor. Una vez se calcula el área, se designa una primera configuración geométrica.

Calor sensible:

$$Q_s = \dot{m} \cdot \overline{C_p} \cdot \Delta T \quad (\text{Ec. 4.19})$$

Se calcula el calor sensible con la diferencia de temperaturas en lugar de hacerlo con la media logarítmica, porque en la parte superior del reactor, las temperaturas de salida y entrada son idénticas.

Suponiendo que también se puede calcular el calor sensible como:

$$Q = U_{sup} \cdot A_{est} \cdot \Delta T \quad (\text{Ec. 4.20})$$

Y el área:

$$A_{est} = \frac{Q_s}{U_{sup} \cdot \Delta T} \quad (\text{Ec. 4.21})$$

Dónde:  $U_{sup} = 300 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  (tabla del anejo, propiedades termodinámicas)

Con el área estimada, y asignando un diámetro exterior para los tubos y una longitud, se obtiene una primera referencia para el número de tubos final.

El diámetro y longitud inicialmente son:

$$D_e = \frac{3}{4}'' = 1.91 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$L = 20 \text{ pies} = 6.096 \text{ m}$$

Por lo que:

$$N_T = \frac{A_{est}}{\pi \cdot D_e \cdot L}$$

Una vez se ha calculado el área y el número de tubos, se ha de tener en cuenta la siguiente relación:

$$\frac{D_{tubos}}{D_{catalizador}} \geq 8 \quad (\text{Ec. 4.22})$$

Debido al tamaño de las partículas de catalizador, se sitúan por el exterior de los tubos, por lo que el "fluido frío", transita por el interior. El espaciado entre los tubos ha de tener una longitud mínima.

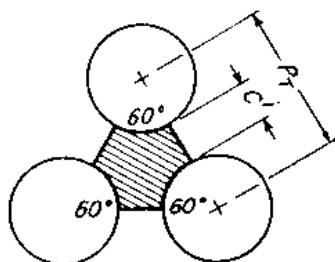


Figura 4.11. Arreglo triangular

Se calcula el pitch mínimo, si se han escogido tubos de  $\frac{3}{4}$  plg de diámetro exterior con paso triangular de 1plg.

$$D_e = \frac{3}{4}'' = 1.905 \text{ cm}$$

$$D_{catalizador} = 0.8 \text{ cm}$$

$$C_{min} = 8 \cdot D_{catalizador}$$

$$P_{min} = C_{min} + D_e$$

Mediante una "regla de tres", se recalcula el número de tubos a partir de los cuales, y con la ayuda de la tabla adjuntada en el anejo, se obtendrá el diámetro exterior de la carcasa.

$$N_{T\_sobredimensionado} = N_{T\_original} \times \frac{P_{min}}{P_{tabla}}$$

Para la utilización de la tabla anteriormente mencionada, se tendrá en cuenta la información que se recoge en el "Chemical reactor design for process plants" página 834; Rase, Howrd F.

- Ninguna longitud de tubo estándar, resulta ventajosa desde un punto de vista adquisitivo. La necesidad de un gran número de tubos, hace que cualquier longitud sea razonable.
- Los tubos deben ir acoplados a cubiertas fijas, tanto en la parte superior, como en la parte inferior del reactor. Los problemas de dilatación diferencial se resuelven al instalar una unión de extensión de tipo de fuelle en la carcasa.

De esta forma, se puede escoger, una longitud para los tubos, que no tiene que estar necesariamente dentro de las medidas estandarizadas y el TEMA L o M.

El número de tubos sobredimensionado, sólo se utiliza para obtener el diámetro de la carcasa, el número de tubos original es el número de tubos práctico, el que se utiliza. Los tubos que sobrepasan al original se inutilizan.

Los valores calculados, son estimaciones previas, que sirven como punto de partida, en el programa que se muestra más adelante.

<b>DATOS ESTIMADOS REACTOR ORIGINAL</b> <b>(Zona reactor)</b>	
<b>Calor sensible</b>	20824786.46 J/s
<b>Área</b>	189.17 m <sup>2</sup>
<b>Nº tubos</b>	519
<b>C<sub>min</sub></b>	6.4 cm
<b>P<sub>min</sub></b>	3.27 plg = 8.3 cm
<b>Nº<sub>T</sub> sobredimensionado</b>	1358
<b>D inicial carcasa</b>	1.067 m

Las ecuaciones que se utilizan para el cálculo del reactor son las siguientes:

✓ Balance de materia:

$$\frac{dx_{N_2}}{dz} = -\frac{r_{N_2}}{F_{N_2,0} \cdot 3600} A_T \quad (\text{Ec. 4.23})$$

Dónde:

$$-r_{N_2} = k_1 \left( \frac{p_{N_2} p_{H_2}^{1.5}}{p_{NH_3}} \right) - k_2 \left( \frac{p_{NH_3}}{p_{H_2}^{1.5}} \right) \quad \text{kmol N}_2/\text{m}^3 \cdot \text{h} \quad (\text{Ec. 4.24})$$

$$k_1 = 1.79 \times 10^4 \exp\left(-\frac{8168}{T}\right) \quad (\text{Ec. 4.25}) \text{ y } (\text{Ec. 4.26})$$

$$k_2 = 2.57 \times 10^{16} \exp\left(-\frac{23853}{T}\right)$$

$$p_{N_2} = \frac{F_{N_2} \cdot P_0}{F_T}$$

$$p_{H_2} = \frac{F_{H_2} \cdot P_0}{F_T} \quad (\text{Ec. 4.27}), (\text{Ec. 4.28}) \text{ y } (\text{Ec. 4.29})$$

$$p_{NH_3} = \frac{F_{NH_3} \cdot P_0}{F_T}$$

$A_T$ , es el área transversal del lado del reactor

$$A_T = \left( \frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) - \left( \frac{\pi \cdot D_E^2}{4} \cdot N_T \right) \quad (\text{Ec. 4.30})$$

$D_c$ : diámetro de la carcasa

$D_E$ : diámetro exterior de los tubos

✓ Balance de energía, lado del reactor (lado carcasa):

$$\frac{dT}{dz} = - \frac{Q + \frac{\Delta H r_{N_2} \cdot r_{N_2}}{3600}}{F_{N_2,0} (Cp_0 + x_{N_2} \cdot \Delta Cp)} A_T \quad (\text{Ec. 4.31})$$

$Cp_0$  es la capacidad calorífica del lado del reactor, se evalúa a la temperatura de entrada del reactor de los reactantes.

$\Delta Cp$  es el incremento de la capacidad calorífica del lado del reactor para todos los componentes.

✓ Balance de energía, lado de calentamiento (lado tubos):

$$\frac{dT_1}{dz} = - \frac{Q}{F_{N_2,0} \cdot Cp_{0TUB}} A_{TUB} \quad (\text{Ec. 4.32})$$

$Cp_{0TUB}$ : capacidad calorífica del lado de los tubos, se evalúa a la temperatura de entrada de la zona de precalentamiento de los reactantes.

$A_{TUB}$ : área transversal de los tubos

$$A_{TUB} = \frac{\pi \cdot D_I^2}{4} \cdot N_T \quad (\text{Ec. 4.33})$$

$D_I$ : diámetro interior de los tubos.



✓ Balance de calor:

$$Q = U \cdot a \cdot (T_1 - T) \text{ J/m}^3 \cdot \text{s} \quad (\text{Ec. 4.34})$$

Dónde:

$$a = \frac{\pi \cdot D_E \cdot N_T}{A_T} \quad (\text{Ec. 4.35})$$

U: coeficiente global de transmisión de calor

✓ *Coeficiente global de transmisión de calor:*

$$U = \frac{h_T}{1 + \frac{h_T \cdot D_c}{8\lambda_r}} \quad (\text{Ec. 4.36})$$

D<sub>c</sub>: diámetro de la carcasa

λ<sub>r</sub>: conductividad efectiva

$$\lambda_r = \lambda_r^0 + \frac{0.137 \cdot k}{1 + 46 \left( \frac{D_{\text{catalizador}}}{D_c} \right)^2} \quad (\text{Ec. 4.37})$$

$$h_T = \frac{h_i \times h_c}{h_i + h_c} \quad (\text{Ec. 4.38})$$

✓ *Coeficiente individual de transmisión de calor lado reactor o carcasa (hc):*

$$hc = hc_0 + 0.631 \left( \frac{D_c \cdot k}{D_{\text{catalizador}}} \right) \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr} \quad (\text{Ec. 4.39})$$

$$hc_0 = \frac{8.4 \lambda_r^0}{D_c^{1.33}} \quad (\text{Ec. 4.40})$$

$$\text{Re} = \frac{D_{\text{catalizador}} \cdot u \cdot \rho}{\mu} \quad (\text{Ec. 4.41})$$

$$u = \frac{v_0}{A_T} \quad (\text{Ec. 4.42}) \text{ y } (\text{Ec. 4.43})$$

$$v_0 = \frac{F_{T0} \cdot R \cdot T_0}{P_0}$$

$$\text{Pr} = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (\text{Ec. 4.44})$$

✓ *Coficiente individual de transmisión de calor lado calentamiento o tubos (hi):*

$$hi = 0.023 \frac{k}{D_i} Re^{0.8} \cdot Pr^{0.3} \quad (\text{Ec. 4.45})$$

$$Re = \frac{D_i \cdot u \cdot \rho}{\mu} \quad (\text{Ec. 4.46})$$

$$u = \frac{v_0}{A_{TUB}} \quad (\text{Ec. 4.47) y (Ec. 4.48)}$$

$$v_0 = \frac{F_{T0} \cdot R \cdot T_{10}}{p_0}$$

$$Pr = \frac{Cp \cdot \mu}{k} \quad (\text{Ec. 4.49})$$

Se ha de resolver un sistema de ecuaciones diferenciales, en el que se desconoce la temperatura de la parte superior del reactor (una de las condiciones iniciales). Esta temperatura, será una de las variables, que junto con el número de tubos, el diámetro exterior de los tubos, el espesor de los tubos, la longitud y el diámetro de la carcasa, se introducen en el programa de MATLAB, que resuelve dicho sistema, mediante el método de Runge-kutta.

Se tantea con el programa modificando las variables buscando para la conversión deseada, la mínima cantidad de catalizador posible, las mínimas temperaturas de entrada y salida a la zona del reactor y la mínima longitud.

También hay que tener en cuenta la temperatura de la parte superior del reactor (salida de precalentamiento, entrada reactor), para conseguir unos mejores resultados.

Este programa es utilizado en el proyecto original para obtener el diseño del reactor y que tomaremos como referencia para el nuevo reactor del revamping.

De esta forma se obtiene la siguiente configuración:

<b>REACTOR ORIGINAL</b>	
Nº tubos	1377
Diámetro exterior tubos	$1.91 \cdot 10^{-2}$ m
Espesor tubos	$2.77 \cdot 10^{-3}$ m
Longitud	7.3 m
Diámetro de la carcasa	1.829 m
Temp. entrada del reactor	535.46 K
Temp. salida del reactor	754.69 K
Temp. parte superior del reactor, final de precalentamiento	565 K
Peso de catalizador	42.377 TN

Con la configuración propuesta la evolución de las variables dentro del reactor hace que se alcance el objetivo deseado que se especifica en el balance de materia y energía con lo que respecta a la conversión, pero no así con las temperaturas de entrada y salida.

De esta forma se realiza el cálculo de un intercambiador de calor que unido al reactor, forme parte de él.

#### 4.6.2. Zona del intercambiador de calor

La configuración geométrica del intercambiador es la misma que la del reactor, el único parámetro que va a variar es la longitud.

	REACTOR ORIGINAL
Diámetro exterior tubos ( $d_e$ )	$1.91 \cdot 10^{-2}$ m
Espesor tubos	$2.77 \cdot 10^{-3}$ m
Diámetro interior tubos ( $d_i$ )	$13.56 \cdot 10^{-3}$ m
Número de tubos ( $n_t$ )	1377
Paso ( $p$ )	0.083 m
Área transversal de los tubos ( $a_{tub}$ )	$0.3945$ m <sup>2</sup>
Diámetro de la carcasa ( $d_c$ )	1.829 m
Área transversal zona de la carcasa	2.2328 m

Las propiedades necesarias para los cálculos están evaluadas a la temperatura media.

#### ✓ Balance de calor:

$$Q = \dot{m}_i \cdot \overline{Cp}_i \cdot (T_{si} - T_{ei}) = \dot{m}_o \cdot \overline{Cp}_o \cdot (T_{eo} - T_{so})$$

$T_{ei}, T_{si}$ : Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente (K)

$T_{eo}, T_{so}$ : Temperaturas de entrada y salida del fluido frío (K)

$\overline{Cp}_i$ : Capacidad calorífica media del fluido caliente (J/kmol·K)

$\overline{Cp}_o$ : Capacidad calorífica media del fluido frío (J/kmol·K)

$\dot{m}_i$ : Caudal molar del fluido caliente, salida del reactor, corriente 4 (kmol/s)

$\dot{m}_o$ : Caudal molar del fluido frío, entrada del reactor, corriente 3 (kmol/s)

Otra forma de calcular el balance de calor es:

$$Q = U \cdot A \cdot (\Delta T)_{\log}$$

Dónde:

$$A = \pi \cdot D_E \cdot L \cdot N_T$$

Para obtener la longitud del intercambiador, se calcula el coeficiente global de transmisión de calor, la media logarítmica de las diferencias de temperaturas y con el valor del calor calculado, obtenemos la parámetro deseado.

- ✓ Media logarítmica de la diferencia de temperaturas:

$$(\Delta T)_{\log} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$\Delta T_1$ : diferencia de temperaturas en el extremo caliente.

$\Delta T_2$ : diferencia de temperaturas en el extremo frío.

- ✓ Coeficiente global de transferencia de calor:

$$U = \frac{h_i \times h_o}{h_i + h_o}$$

- ✓ Coeficiente individual de transmisión de calor, lado calentamiento o tubos:

$$h_i = 0.023 \frac{D_I}{k} \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.4}$$

$$\text{Re} = \frac{D_I \cdot u \cdot \rho}{\mu}$$

$$v_0 = \frac{F_{T0} \cdot R \cdot T_{10}}{p_0}$$

$$u = \frac{v_0}{A_{TUB}}$$

$$\text{Pr} = \frac{C_p \cdot \mu}{k}$$

- ✓ Coeficiente individual de transmisión de calor, lado enfriamiento o carcasa:

$$h_o = 0.38 \frac{D_c}{k} \text{Re}^{0.6} \cdot \text{Pr}^{0.33}$$

$$\text{Re} = \frac{D_e \cdot u \cdot \rho}{\mu}$$

$$v_0 = \frac{F_{T0} \cdot R \cdot T_{10}}{p_0}$$

$$u = \frac{v_0}{A_{TUB}}$$

De: diámetro equivalente

$$De = \frac{4(0.43P^2 - 0.3927D_E^2)}{0.5\pi D_E}$$

$D_E$ : diámetro exterior de los tubos

P: Pitch ( $P_{\min}$  calculado)

Por lo tanto de la segunda ecuación para el balance de calor se puede obtener la longitud del intercambiador:

$$L = \frac{Q}{U \cdot (\Delta T)_{\log} \cdot \pi \cdot D_E \cdot N_T}$$

<b>DATOS OBTENIDOS REACTOR ORIGINAL (Zona intercambiador)</b>	
Calor sensible	24535337.2 J/s
$(\Delta T)_{\log}$	286.7829 K
U	951.18 J/ m <sup>2</sup> s K
Área	89.98 m <sup>2</sup>
Longitud	1.089 m

En resumen, los datos obtenidos para la longitud son:

<b>Reactor original</b>	
Longitud zona intercambiador	1.089 m
Longitud zona reactor	7.3 m
Longitud total	<b>8.39 m</b>

#### 4.6.3. Cálculos del reactor para el revamping y comparación con el reactor original.

Para el diseño del reactor nuevo del revamping se tiene en cuenta la misma configuración geométrica utilizada en el proyecto original y obtenida mediante el programa Matlab. El único parámetro que varía es la longitud total del reactor.

REACTOR REVAMPING	
Número de tubos	1377
Diámetro exterior tubos	0.0191 m
Diámetro interior tubos	0.01356 m
Espesor tubos	0.00277 m
Diámetro de la carcasa	1.829 m
Paso	0.083 m

Para hallar los datos de longitud partimos del valor de volumen obtenido mediante el uso del simulador de procesos químicos Chemcad, única herramienta que se ha utilizado para este proceso de revamping.

El volumen del reactor conseguido es de 6.8 m<sup>3</sup>.

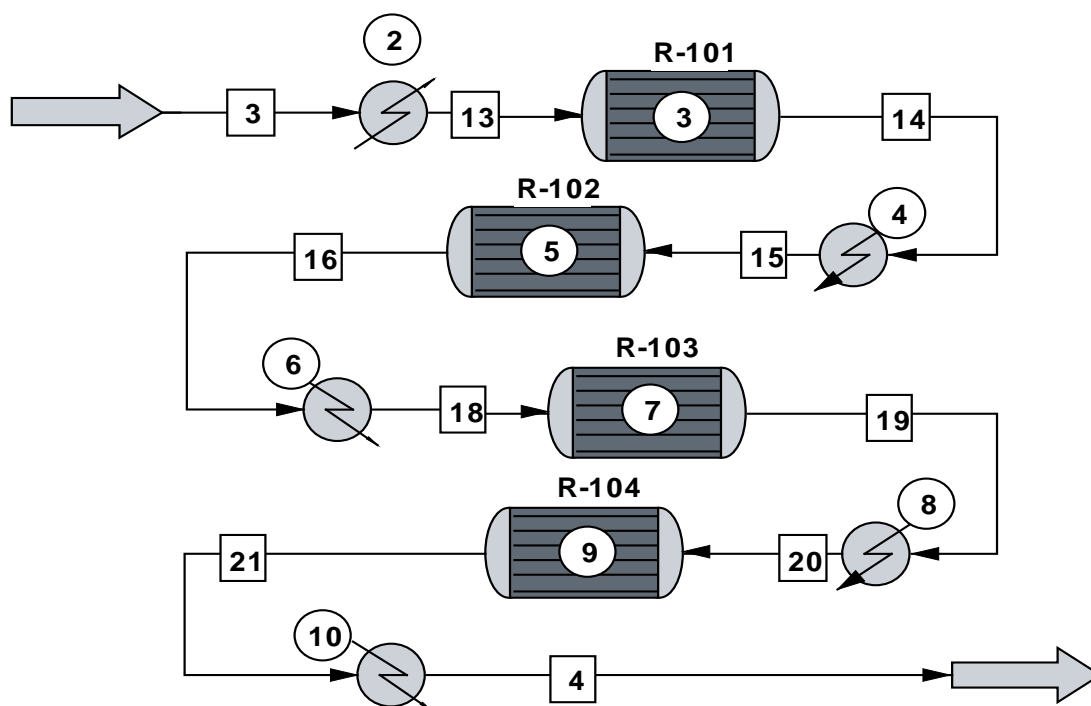


Figura 4.12. Simulación en Chemcad de los 4 reactores adiabáticos.

Para hallar la nueva longitud del reactor relacionamos el volumen obtenido en el reactor original con su longitud, dado que son condiciones equivalentes.

$$L = \frac{6.8 \text{ m}^3 \cdot 8.39 \text{ m}}{5.36 \text{ m}^3}$$

	<b>R. ORIGINAL</b> <b>Simulación Matlab</b>	<b>R. REVAMPING</b> <b>Simulación Chemcad</b>
Longitud	8,39 m	<b>10,64 m</b>

La longitud del reactor se ha incrementado un 26.81%.

Comprobamos igualmente los valores de Q intercambiado con ambos métodos:

	<b>R. ORIGINAL</b> <b>Simulación Matlab</b>	<b>R. REVAMPING</b> <b>Simulación Chemcad</b>
Calor intercambiado	45360123,66 J/s	<b>52311600 J/s</b>

El intercambio de calor se ha incrementado un 15.3%, con un margen aproximadamente de un 10% respecto a la longitud.

Por lo tanto este nuevo reactor cumpliría con el objetivo previsto.

## **5. DISEÑO DE LA TORRE DE DESTILACION D – 100**

### **5.1. INTRODUCCIÓN RECIPIENTES A PRESIÓN**

Con la denominación de recipientes a presión se encuadra a los aparatos constituidos por una envolvente, normalmente metálica, capaz de contener un fluido, líquido o gaseoso, cuyas condiciones de temperatura y presión son distintas a las del medio ambiente.

En toda planta industrial existen recipientes a presión que desarrollan diversas funciones, tales como:

- Reactores: en ellos se producen transformaciones químicas, en condiciones de temperatura y presión normalmente severas.
- Torres: en ellas se producen transformaciones físicas, tales como separación de componentes ligeros y pesados, absorción, arrastre con vapor...
- Recipientes: en ellos pueden producirse transformaciones físicas (separación de líquido-vapor, separación de dos líquidos no miscibles con diferentes densidades) o simplemente realizan la misión de acumulación de fluido.

La forma más común de los recipientes a presión es la cilíndrica, por su más fácil construcción y requerir menores espesores que otras formas geométricas para resistir una misma presión, salvo la forma esférica, cuyo uso se reduce a grandes esferas de almacenamiento, dada su mayor complejidad en la construcción.

### **5.2. PARTE DESCRIPTIVA**

Todo recipiente a presión está formado por la envolvente, dispositivos de sujeción o apoyo del propio equipo, conexiones por las que entran y salen los fluidos, elementos en el interior y accesorios en el exterior del recipiente. A continuación se procede a describir brevemente cada una de estas partes, mostrando la diversidad de posibilidades en cada una de ellas:

#### **5.2.1. Envolvente**

Es una envoltura metálica que forma propiamente el recipiente. Como ya se ha indicado, los aparatos cilíndricos son los más utilizados, y en ellos la envolvente está formada, básicamente, por dos elementos: la parte cilíndrica o cubierta (carcasa) y los fondos o cabezales. Si la cubierta está constituida por varios cilindros de diversos diámetros, la unión entre ellos se realiza generalmente por figuras troncocónicas que realizan la transición.

##### **5.2.1.1 Cubierta**



La cubierta está formada por una serie de virolas soldadas unas con otras, entendiéndose por virola un trozo de tubería o una chapa que convenientemente curvada y soldada forma un cilindro sin soldaduras circunferenciales.

La unión de varias virolas forma la cubierta, de forma que la suma de las alturas de los cilindros obtenidos por las virolas sea la requerida por la cubierta.

Las soldaduras de una virola son axiales o longitudinales, ya que están realizadas siguiendo la generatriz del cilindro, al contrario, las soldaduras que unen virolas, o los cabezales con la cubierta, son circunferenciales o transversales, por estar realizadas siguiendo una circunferencia situada, obviamente, en un plano perpendicular al eje del cilindro.

Cuando el diámetro de cubierta es menor de 24 pulgadas (60.9 cm) se utiliza, normalmente, tubería, y en diámetros superiores se realiza a partir de chapa.

Cuando los espesores requeridos para la cubierta son muy grandes se procede a realizarla con material forjado, o con varias cubiertas de menor espesor embebidas en caliente. Actualmente las maquinarias de curvar pueden realizar el curvado de chapas de hasta 15 cm de espesor, aunque este valor es función del diámetro del cilindro.

Las cubiertas pueden ser además simples o estar compuestas de un metal y un revestimiento interno o externo, de diversa naturaleza y función:

- Vitrificadas: Se usan para el contacto con atmósferas corrosivas reduciendo el coste respecto de si todo el recipiente se hubiera construido de un metal resistente a la corrosión. Las bocas y accesorios internos no deben vitrificarse.
- Refractarios: Permiten reducir costes cuando la temperatura excede la del uso de los metales comunes. Los refractarios pueden usarse cuando el espesor necesario del metal es superior a 6 pulgadas. Se refrigeran externamente bien con aire o con camisas de agua. El material ha de seleccionarse con cuidado.

#### **5.2.1.2. Cabezales**

Los cabezales o fondos son las tapas que cierran la carcasa. Normalmente son bombeados, existiendo una gran diversidad de tipos entre ellos, y como excepción existen los fondos cónicos y planos, de muy reducida utilización.

Todos estos fondos se realizan a partir de chapa, a la que mediante estampación se le da la forma deseada, salvo el caso de fondos cónicos y planos.

En todos los fondos se realiza la transición de una figura bombeada a una cilíndrica, que es la cubierta; esta línea de transición, denominada justamente línea de tangencia, está sometida a grandes tensiones axiales que se traducen en fuertes tensiones locales, y éste es el punto más débil del recipiente; por esta razón no es aconsejable realizar la soldadura de unión fondo-cubierta a lo largo de esta línea. Para evitar esta coincidencia, los fondos bombeados se construyen

con una parte cilíndrica, denominada pestaña o faldilla, cuya altura mínima  $h$  varía según la Norma o Código de cálculo empleado, pero en general deberá ser no menor que el mayor de los siguientes:

$$h \geq 0.3\sqrt{D_e \cdot e_f}$$

$$h \geq 3 \cdot e_f$$

$$h \geq 25\text{mm}$$

con un valor máximo de  $h = 100$  mm, y siendo:

$D_e$  = diámetro exterior cubierta, mm

$e_f$  = espesor cabezal, mm

Los tipos más usuales son:

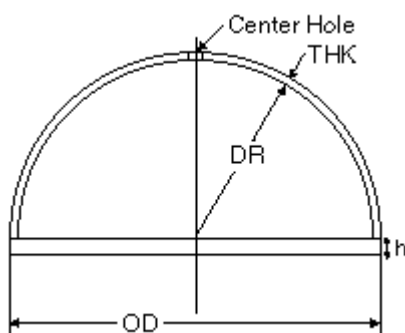
- Semiesféricos
- Elípticos
- Policéntricos
- Cónicos
- Planos

#### a) Semiesféricos

Son los formados por media esfera soldada a la cubierta. Su radio medio es igual al radio medio de la cubierta. El espesor requerido para resistir la presión es inferior al requerido en la cubierta cilíndrica, y como dato aproximado se puede adoptar que el espesor del cabezal es la mitad del espesor de la cubierta. La construcción de este tipo de fondos es más costosa que el resto de los fondos bombeados, por lo que se restringe a casos específicos de grandes espesores o materiales especiales, aunque resultan los más económicos para altas presiones, pudiendo construirse de hasta 12 ft (3.6m).

Es posible construir cabezales de tipo semiesférico mayores de 12 ft mediante soldadura de elementos de cabezales elípticos, pero esta opción incrementa el coste.

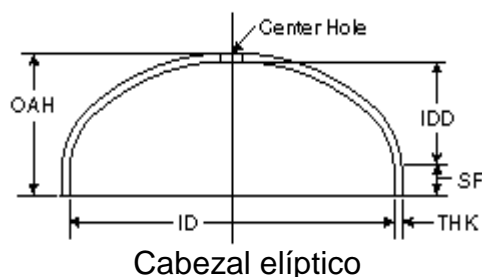
Cada tobera de entrada o salida del reactor también incrementa su coste, no solo por el precio de la misma sino porque es necesario reforzar las paredes del recipiente en las proximidades de la misma.



Cabezal semiesférico

b) Elípticos

Son los fondos formados por una elipse de revolución. Los fondos utilizados son los elípticos con relación de ejes 2:1. Este tipo de fondos son, junto con los policéntricos, los más utilizados para bajas y medias presiones.

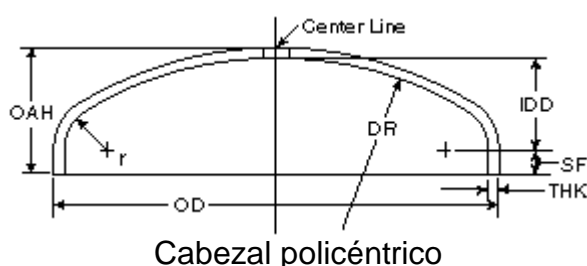


c) Policéntricos

Formados por una figura de revolución cuyo perfil (sección del fondo con plano que pasa por el eje del cilindro) interno está obtenido mediante dos radios de curvatura con centros diversos. En este tipo de fondos los más utilizados son:

- Pseudoelíptico o Korbboogen: con radio mayor  $R = 0.8D_e$  y radio menor  $r = D_e/6.5$ , siendo  $D_e$  el diámetro exterior de la cubierta cilíndrica.
- Policéntrico 10:1 o Klopfer con radios  $R = D_e$  y  $r = D_e/10$

Su construcción es por estampación. Los pseudolímpicos tienen el mismo campo de utilización que los elípticos, mientras que solamente en casos de baja presión se usan los policéntricos 10:1, ya que éstos requieren mayores espesores.

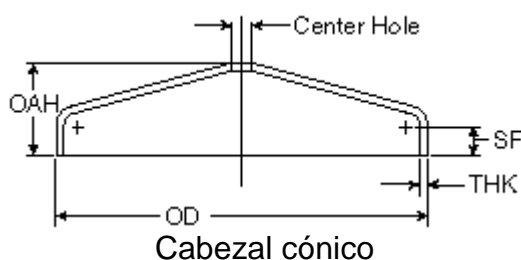


d) Cónicos

Los fondos cónicos están formados por un cono fabricado con chapa, y por su forma se excluyen de los fondos denominados bombeados. Dependiendo de la unión con la carcasa se presentan dos formas de fondo:

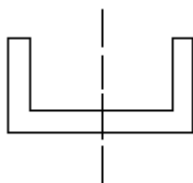
- Con radio de acuerdo o transición de cono a cilindro por medio de zona esférica tangente a ambos elementos. El valor del radio de acuerdo no puede ser inferior a tres veces el espesor del cono o cubierta. Como en los fondos bombeados, se prolonga el fondo con un borde cilíndrico de altura 25 mm. El valor del semiángulo puede ser cualquiera, pero no es recomendable utilizar mayores de  $45^\circ$ .

- Unión directa entre cono-cubierta. Este tipo de fondo ofrece una menor resistencia a presión, por lo que su uso está limitado a fondos con valor del semiángulo inferior a  $30^\circ$ , y aún así no es recomendable utilizarlo para valores de más de  $20^\circ$ . En esta clase de fondos es preciso comprobar si es necesario reforzar la cubierta debido a la sobreoscilación a la que se somete el entorno de la línea de soldadura, y a la poca resistencia que esta zona ofrece a una posible ovalización.



#### e) Planos

Consistentes en una chapa plana soldada directamente a la cubierta. Su utilización es muy escasa por presentar una sección muy poco resistente a la presión, por lo que requiere grandes espesores, además de existir el punto débil de la soldadura en que se produce una concentración de tensiones. Su uso se restringe a recipientes de muy baja presión y diámetro pequeño.



### 5.2.2. Dispositivos de sujeción o apoyo

Todo recipiente debe ser soportado, es decir, su carga debe ser transmitida al suelo o a alguna estructura que las transmita al suelo; esta misión la cumplen los dispositivos de sujeción o apoyo. Las cargas a las que está sometido el recipiente y que transmitirá al suelo a través de su apoyo son:

- Peso propio.
- Peso del líquido en operación normal, o agua en la prueba hidráulica.
- Peso de todos los accesorios internos y externos.
- Cargas debidas al viento.
- Cargas debidas al terremoto.

Los dispositivos de apoyo, así como los pernos de anclaje que los fijan al suelo o estructura portante, deberán estar dimensionados para que resistan cada una de las condiciones de carga posible del recipiente.

Los recipientes a presión se subdividen en dos clases, dependiendo de la posición en que se encuentran instalados:

- Recipientes Verticales
- Recipientes Horizontales

#### **5.2.2.1. Apoyos para recipientes verticales**

Los dispositivos de apoyo para recipientes verticales pueden ser de los siguientes tipos:

- Patas
  - Faldón cilíndrico o cónico
  - Ménsulas
- a) Patas: Con este tipo de dispositivo de sujeción el recipiente se apoya en 3 o 4 patas soldadas a la cubierta. Estas patas son perfiles en L-U-I soldados por encima de la línea de soldadura, bien directamente a la cubierta o bien a una placa de refuerzo soldada sobre el recipiente; la primera solución se utiliza para cubiertas en acero al carbono y de pequeño peso, mientras que la segunda se utiliza para cubiertas en acero aleado o recipientes de gran peso; en esta segunda solución el material de la placa es igual al de la cubierta y las patas son de acero al carbono. Cada pata está fijada al suelo por un perno de anclaje que resiste las cargas de tracción.

La sujeción por medio de patas se utiliza en recipientes de altura no superior a 5 m y diámetros no superiores a 2.4 m, siempre que los esfuerzos a transmitir no sean excesivos, o dicho de otro modo, siempre que el peso no sea muy grande, en cuyo caso se utilizará como apoyo el faldón cilíndrico.

- b) Faldón cilíndrico o cónico: En los recipientes que no pueden ser soportados por patas, bien sea por su tamaño o por tener que transmitir esfuerzos grandes, se utilizan los faldones cilíndricos, consistentes en un cilindro soldado al fondo. Con este tipo de apoyo la carga se reparte uniformemente a lo largo del perímetro de la circunferencia de soldadura, evitando concentraciones de esfuerzos en la envolvente y disminuyendo la presión transmitida al suelo.

Los pernos de anclaje se sitúan a lo largo del perímetro de la circunferencia de apoyo y a una distancia entre 400 y 600 mm, según el tamaño y el número requerido. En todo caso, el número de pernos deberá ser múltiplo de 4 (4,8, 12,20, 24)

Si la presión transmitida sobre el suelo es muy grande o el número requerido de pernos no cabe en la circunferencia del faldón, se realiza un faldón cónico que aumenta el tamaño de esta. El semiángulo del cono no debe ser mayor a 6°.

Para evitar momentos debidos al peso del recipiente se debe realizar el faldón de forma que su diámetro medio coincida con el diámetro medio de la cubierta.

Este tipo de apoyo es el más utilizado para torres, reactores y recipientes de tamaño medio y grande.

Al diseñar los faldones se debe tener en cuenta que ha de incluirse un acceso a su interior (dimensiones mínimas de 600 mm de diámetro) y unas ventilaciones para evitar la acumulación de gases en su parte interna.

- c) **Ménsulas:** Es el tipo de apoyo utilizado en recipientes verticales que deben soportarse en estructuras portantes, cuando las dimensiones y cargas no son muy grandes. El número de ménsulas utilizadas son 2,4,8 y raramente mayor, pero si así fuera necesario, su número deberá ser múltiplo de 4. Al igual que las patas, pueden ser soldadas directamente a la cubierta o a una placa de refuerzo soldada al recipiente. Las razones que conducen a la adopción de uno u otro sistema son las mismas a las expuestas en el caso de apoyos del tipo de patas.

### 5.2.2.2 Apoyos para recipientes horizontales

Los recipientes horizontales se apoyan en el suelo o en la estructura portante por medio de cunas, que pueden ser de acero o de cemento. Las habitualmente utilizadas son las primeras y solamente en casos especiales se instalan en cunas de cemento.

El número de cunas es normalmente 2, y solo en casos de recipientes muy largos se instalan un número superior. El motivo de utilizar generalmente dos cunas es el evitar los problemas que se originan en el caso de asentamientos diferentes en el terreno bajo las respectivas cunas.

Con el objeto de no crear tensiones en el equipo, es necesario que éste pueda dilatarse libremente según el eje principal, por lo cual una de las dos cunas tendrá libre el movimiento en la dirección del eje, mientras que la otra estará fija por los pernos de anclaje.

### 5.2.3. Conexiones

Todo recipiente debe tener como mínimo una conexión de entrada del fluido y otra de salida, aunque siempre tienen muchas más. Seguidamente se indican los servicios más comunes que precisan conexiones en el recipiente:

- De entrada y salida de fluidos.
- Para instrumentos, como manómetros, termómetros, indicadores o reguladores de nivel.
- Para válvula de seguridad
- Para servicios tales como drenaje, venteo, de limpieza, paso de hombre, paso de mano, etc.

Salvo en casos excepcionales, las conexiones se realizan embridadas, ya que permiten su montaje y desmontaje sin tener que realizar ningún corte ni soldadura.

Solamente en casos de fluidos extremadamente tóxicos, o altamente explosivos en contacto con el aire, se realizan las conexiones soldadas.

Las diversas partes que conforman la conexión embridada se muestran en la figura 4.11, y son las siguientes:

- Tubuladura.
- Placas de refuerzo.
- Brida.
- Pernos y tuercas.
- Juntas o guarniciones.
- Tapas o bridas ciegas para las conexiones de servicios.

#### **5.2.4. Accesorios externos**

En la parte exterior de la envolvente van soldados numerosos accesorios, de los cuales indicaremos los más comunes:

-Soportes de instalación del aislamiento: Cuando la temperatura del fluido interior es superior a 60° C, o bien inferior a 0° C, se debe instalar un aislante para impedir la pérdida de calor o evitar el calentamiento del interior, así como por protección personal. Para poder aplicar el aislamiento se sueldan unos anillos que servirán de soporte de las mantas de aislamiento.

-Anclajes para aplicación de protección contra incendios: Si un equipo está instalado en una zona donde existe peligro de incendio, se aplica a su parte inferior (soporte normalmente) un cemento que los protege del fugo. Para aplicar este cemento se sueldan unos anclajes que sirven de soporte del cemento antifuego.

-Soportes de escalera y plataformas: Cuando se prevé instalar escaleras y plataformas, se sueldan unas pequeñas placas en la envolvente (clips), a las que se atornillan estas escaleras y plataformas para su sujeción.

-Soportes para tuberías: De igual forma que para las escaleras se instalan unos clips soportar las tuberías que bajan a lo largo del recipiente.

-Pescantes: Si el recipiente contiene elementos pesados en su interior, como platos, rellenos, etc., es necesario instalar un pescante en la parte superior del equipo para facilitar la instalación la retirada de dichos elementos.

### **5.3. CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS**

#### **5.3.1. Introducción**

El cálculo mecánico de un recipiente consiste, básicamente, en la determinación de los espesores de las diferentes partes que lo forman, tomando como datos de partida: la forma del equipo, sus dimensiones, el material utilizado, las condiciones de presión temperatura, las cargas debidas al viento y terremoto, peso específico

del fluido y la reglamentación, norma o código que debe cumplir el diseño del recipiente. Muchos países exigen que los equipos a presión que se instalan en su suelo cumplan unos reglamentos e incluso unas normas de cálculo de obligado cumplimiento. De todas estas normas o códigos existen algunas que se han hecho de uso común en todo el mundo. Sin duda la más utilizada, y por tanto la que utilizaremos nosotros para el cálculo del separador, es el código americano ASME, que en su sección VIII, división 1, y sección VIII, división 2, indica los métodos de cálculo, así como los requisitos mínimos exigidos a los materiales, detalles constructivos y pruebas que deben satisfacer los equipos a presión. Aún solapándose los campos de aplicación de ambas divisiones, en la práctica la división 1 se utiliza para el diseño y construcción de equipos sometidos a vacío, baja, media y alta presión; la división 2 se reserva a los equipos de alta y muy alta presión.

Otras normas internacionales, de uso menos extendido son: la inglesa B.S., la francesa AFNOR o la italiana ANCC-VSR. En España todos los recipientes sometidos a presión están regulados por el “Reglamento de aparatos a presión” (RAP), complementado con las “Instrucciones Técnicas Complementarias” (ITC) que les son aplicables.

### **Orígenes del Código ASME Sec. VIII Div. 1.**

En el año 1997 aparece en la Unión Europea la Directiva de Aparatos a Presión (Directiva 97/23/CE) que fue transpuesta en España por el Real Decreto 769/1999 y que es de obligado cumplimiento desde el 29 de Mayo de 2002.

Por otra parte, en la actualidad, teniendo en cuenta la experiencia adquirida con la aplicación de toda esa normativa, parece necesario abordar la actualización y revisión de la regulación de los equipos a presión. El tiempo transcurrido desde la publicación del referido Reglamento de Aparatos a Presión, la experiencia adquirida en su aplicación y los nuevos criterios establecidos por las transposiciones de las directivas, hacen necesario actualizar y revisar los requisitos del citado Reglamento. Se aprueba entonces un nuevo reglamento por el que se establecen los requisitos para la instalación, puesta en servicio, inspecciones periódicas, reparaciones y modificaciones de los equipos a presión, con presión máxima admisible superior a 0,5 bares, entendiéndose como tales los aparatos, equipos a presión, conjuntos, tuberías, recipientes a presión simples o transportables, se trata del Real Decreto 2060/2008 del 12 de Diciembre.

El código ASME Sec. VIII Div. 1 es uno de los métodos de cálculo que el Ministerio de Ciencia y Tecnología acepta como válido para asegurar el cumplimiento de dicha normativa, siendo necesario incluir los cálculos justificativos necesarios dentro de la documentación exigida para la legalización de un aparato a presión.

El código define la **presión interna de trabajo máxima permisible** como la más baja de varias presiones que producirán el esfuerzo máximo permisible sobre cada una de las partes del recipiente, utilizando su espesor nominal menos el margen de corrosión. En términos estrictos, esto requiere el cálculo de la presión



máxima permisible de trabajo en cada parte del recipiente y la utilización de la más baja de ellas.

La **presión de diseño** de un recipiente es la presión utilizada en su diseño, con el fin de determinar el espesor mínimo permisible o las características físicas de sus diversas partes. Debido al escalonamiento de los espesores de placas existentes comercialmente, un recipiente puede tener un espesor de pared un poco mayor que el necesario para soportar la presión de diseño. Por consiguiente, la presión de trabajo máxima permisible puede superar la de diseño. Sin embargo, en la práctica, para ahorrarse esfuerzos, la presión de diseño se considera por lo común como la presión máxima permisible de trabajo.

En todos los recipientes a presión debe haber dispositivos de purga de presión, y ajustarse para saltar a una presión que no sobrepase la presión máxima permisible de carga. Cuando salten (normalmente debido a condiciones anormales), deberán evitar que la presión se eleve a más del 10% por encima de la presión máxima permisible de trabajo.

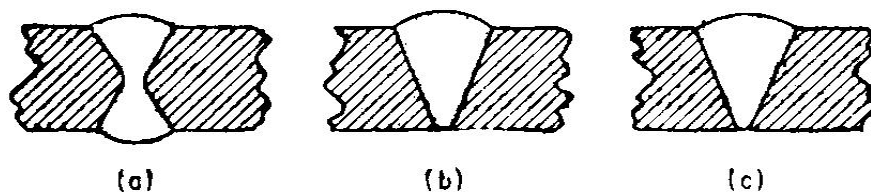
Los dispositivos de alivio de la presión pueden ser válvulas o discos de ruptura. Para evitar la abertura frecuente, se mantiene comúnmente un margen entre la presión operacional y el ajuste del dispositivo de purga. Los dispositivos de purga de presión se instalan directamente sobre el recipiente o se conectan a él mediante una tubería corta con un diámetro que sea por lo menos igual al de la entrada del dispositivo. La tubería de descarga de un dispositivo de purga debe ser suficientemente grande como para evitar el que la retropresión afecte al flujo.

Los discos de ruptura se usan en servicios en los que no se puede tolerar ninguna fuga, o donde el material de que se trate pueda ocasionar el atascamiento o el mal funcionamiento de una válvula de seguridad o purga.

La inspección, tanto de los materiales como de la fabricación, constituye un factor esencial para obtener un recipiente a presión seguro.

Para la mayoría de los recipientes a presión se requiere la comprobación hidrostática de la presión a 1.5 veces la presión máxima permisible de trabajo, corregida para tener en cuenta el efecto de la temperatura sobre el esfuerzo admisible. La presión completa hidrostática de prueba se mantiene solo hasta un valor más bajo (no menos de las dos terceras partes de la presión de prueba) y se verifican todas las juntas y las conexiones para comprobar que no tienen fugas. Los recipientes no diseñados específicamente para el servicio a bajas temperaturas deben estar a 60°F y preferentemente a temperaturas más altas, cuando se sometan a las pruebas.

Los tipos de soldadura utilizados para la mayoría de las juntas perimetrales y longitudinales en los recipientes a presión se muestran en la siguiente figura 5.1:



**Figura 6-138.** Tipos de soldadura: *a)* Junta por ensamble de soldadura doble, picada antes de soldar el segundo lado. *b)* Junta por ensamble de soldadura simple, con banda de respaldo que puede o no retirarse. *c)* Junta por ensamble de soldadura simple, sin banda de respaldo (que sólo se permite para algunas soldaduras perimetrales).

Figura 5.1. Tipos de soldadura

La eficiencia de soldadura es la relación entre el esfuerzo permisible en la soldadura y el esfuerzo permisible para la placa adyacente. Depende no solo del tipo de soldadura, sino también del grado de examen radiográfico. En la figura 5.2 se muestran las eficiencias máximas permisibles:

Fig. 6-138	Descripción de la junta	Grado de examen		
		Radiografía completa	Examen por puntos	No examinada por puntos
<i>a,b</i>	Juntas por ensamble con soldadura doble o con medios que permitan obtener la misma calidad de metal soldado a ambos lados de la junta	1.00	0.85	0.70
<i>b</i>	Junta por ensamble de soldadura simple, con banda de respaldo en su lugar	0.90	0.80	0.65
<i>c</i>	Junta por ensamble de soldadura simple, sin banda de respaldo. Sólo se permite para algunas juntas perimetrales.			0.60

\* Del Código, Tabla UW-12.

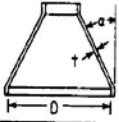
Figura 5.2. Eficiencias máximas permisibles de juntas para juntas soldadas con gas y con arco.

En una costura completamente radiografiada, se inspecciona la longitud total. Si recibe una radiografía de puntos, se somete a la inspección de una longitud de 6 pulgadas cada 50 pies. Las imperfecciones que se encuentran fuera de la

cantidad permisible se deben raspar y reparar mediante soldadura. La sensibilidad del procedimiento radiográfico se verifica mediante un penetrómetro.

En lo que referente al diseño, el código ASME también especifica una serie de fórmulas para el cálculo que pueden verse en la figura 5.3:

**Tabla 6-56. Fórmulas de diseño de recipientes para presión interna**

Descripción	Fórmulas		Observaciones
Concha cilíndrica	$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$	$P = \frac{SEt}{R + 0.6t}$	El esfuerzo perimetral (juntas longitudinales) cuando $t$ no sobrepasa $0.5R$ o $P$ no es mayor que $0.385SE$ .
Concha esférica	$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P}$	$P = \frac{2SEt}{R + 0.2t}$	Cuando $t$ no sobrepasa $0.356R$ o $P$ no es mayor que $0.665SE$ .
Cabeza hemisférica	$t = \frac{PL}{2SE - 0.2P}$	$P = \frac{2SEt}{L + 0.2t}$	Cuando $t$ no sobrepasan $0.356L$ o $P$ es mayor que $0.665SE$ . $L$ = radio interno.
Cabeza elipsoidal (semielipsoidal)	$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P}$	$P = \frac{2SEt}{D + 0.2t}$	Para cabezas semielipsoidales en las que $h = D/4$
	$t = \frac{PDK}{2SE - 0.2P}$	$P = \frac{SEt}{DK + 0.2t}$	Para valores de $D/h$ de 2 a 6. $K = \frac{1}{4} \times [2 + (D/2h)^2]$
Cabeza torisférica (de plato esférico)	$t = \frac{0.885PL}{SE - 0.1P}$	$P = \frac{SEt}{0.885L + 0.1t}$	Para cabezas A.S.M.E. estándar en las que el radio mínimo de la articulación = 6% del radio interno de corona, pero no es menor que $3t$ . $L$ no debe ser de más que $D + 2t$ .
	$t = \frac{PLM}{2SE - 0.2P}$	$P = \frac{2SEt}{LM + 0.2t}$	Para valores de $L/r$ de 1 a $16 \frac{2}{3}$ . $M = \frac{1}{4}(3 + \sqrt{L/r})$ . $r$ debe ser al menos de $3t$ y $0.06 \times (D + 2t)$ . $L$ no debe sobrepasar $D + 2t$ .
Cabeza cónica sin articulación de transición 	$t = \frac{PD}{2 \cos \alpha (SE - 0.6P)}$	$P = \frac{2SEt \cos \alpha}{D + 1.2t \cos \alpha}$	Se puede necesitar un anillo de refuerzo. Véanse los párrafos del Código UAS (b) y (c). Aplicable para $\alpha \leq 30^\circ$ .

**Nomenclatura:**

- $t$  = espesor de concha o cabeza, en pulg
- $P$  = presión, en lb/pulg<sup>2</sup>
- $S$  = esfuerzo permisible en lb / pulg<sup>2</sup>
- $E$  = eficiencia conjunta, adimensional
- $R$  = radio interno, en pulg
- $D$  = diámetro interno de faldón de cabeza o longitud interna del eje mayor de una cabeza elipsoidal, en pulg
- $h$  = profundidad interna de una cabeza elipsoidal, en pulg
- $r$  = radio interno de charnela o articulación de una cabeza torisférica, en pulg
- $L$  = radio interno de cabeza hemisférica o radio de corona interna de una cabeza torisférica, en pulg

Figura 5.3. Fórmulas de diseño de recipientes para presión interna

En cuanto a las bridas, el código ASME las clasifica en dos tipos básicos:

- a) Integrales. Las bridas de tipo integral se construyen de tal modo que obtienen cierta resistencia de su tubo y de la pared de la tobera o el recipiente al que se fijan.
- b) Sueltas. Las bridas de tipo suelto se fijan de tal manera que no se puede suponer con seguridad que obtengan resistencia de ese modo. Deben resistir los momentos internamente. Introduce también un tercer tipo de brida, llamada brida de tipo opcional:

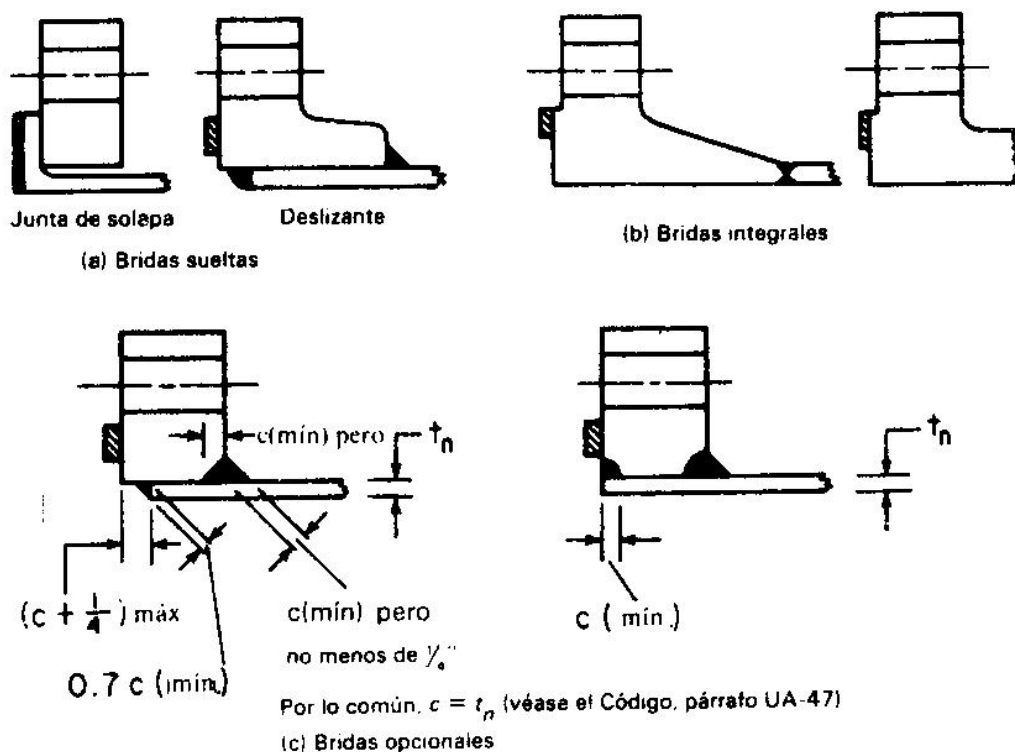


Figura 5.4. Tipos de bridas

### 5.3.2. Diseño del separador

#### 5.3.2.1. Selección

De las dos disposiciones que existen para el separador, horizontal y vertical, hemos escogido la *vertical*, especialmente indicada para sistemas en los que la fracción de líquido es bastante menor que la fracción gaseosa, como ocurre en nuestro caso,  $X_{\text{vapor}} = 0.815$ ,  $X_{\text{líquido}} = 0.185$ .

De entre los distintos tipos de cabezales que existen, como hemos indicado anteriormente, escogemos el *semiesférico* pues resulta el más económico para altas presiones, 100 bares en nuestro caso.

#### 5.3.2.2. Cálculo de las dimensiones del separador

Datos básicos:

Caudal másico total:  $W_T = 60.99 \text{ kg/s}$   
 Caudal másico líquido:  $W_L = 17.6743 \text{ kg/s}$

Caudal másico vapor:  $W_V = 43.3156 \text{ kg/s}$   
 Densidad líquido:  $\rho_L = 662.2051 \text{ kg/m}^3$   
 Densidad vapor:  $\rho_V = 43.6335 \text{ kg/m}^3$   
 Presión de diseño:  $P = 100 \text{ bar.}$

$F_{LV}$ : Factor de separación vapor-líquido

$$F_{LV} = \frac{W_L}{W_V} \sqrt{\frac{\rho_V}{\rho_L}} = 0.105$$

Factor  $K_v$ : Factor de diseño de la velocidad del gas. La expresión empleada para el cálculo de  $K_v$  fue desarrollada por Watkins y es válido solo para un rango de  $F_{LV}$  entre 0.006 y 5.

$$K_v = e (B+DX+EX^2+FX^3+GX^4)$$

Dónde:

$$\begin{aligned} X &= \ln (F_{LV}) = -2.2537 \\ B &= -1.877 \\ D &= -0.815 \\ E &= -0.187 \\ F &= -0.015 \\ G &= -0.001 \end{aligned}$$

**El valor obtenido es  $K_v = 0.1302 \text{ m/s}$**

A continuación se calculará la velocidad máxima de vapor con la siguiente expresión:

$$V_{\max} = K_v \sqrt{\frac{\rho_L - \rho_V}{\rho_V}}$$

$$\mathbf{V_{\max} = 0.49 \text{ m/s}}$$

Área de vapor mínima:

$$A_v = Q_v / V_{\max} \quad \text{siendo } Q_v = W_v / \rho_v = 0,993 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\mathbf{A_v = 2.024 \text{ m}^2}$$

Diámetro del separador:

$$D = \sqrt{\frac{4A_v}{\pi}}$$

$$D = 1.606 \text{ m}$$

Altura de líquido:

- o flujo volumétrico de líquido:  $Q_L = W_L / \rho_L = 0.027 \text{ m}^3/\text{s}$
- o tiempo de residencia:  $T = 60 \text{ seg}$

$$H_L = \frac{Q_L \cdot T}{A}$$

$$H_L = 0.791 \text{ m}$$

Altura de vapor:

- o altura mínima de separación:  $MDH = 1.2192 \text{ m}$
- o espacio desde la boquilla de alimentación hasta el nivel más alto de líquido:  $NOZHLL = 0.4572 \text{ m}$
- o altura del eliminador de niebla:  $MIST = 0.1524 \text{ m}$

$$H_V = MDH + NOZHLL + MIST$$

$$H_V = 1.8288 \text{ m}$$

Altura total separador:

$$H = H_L + H_V$$

$$H = 2.6198 \text{ m}$$

### 5.3.2.3 Cálculo de los espesores del separador.

Para realizar el cálculo de los espesores de las paredes del recipiente se emplearán las siguientes fórmulas:

- Cálculo del espesor de la cubierta:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} + C \quad (1)$$

Dónde:

- P es la presión interna de diseño:  $P = 100 \text{ bar}$ .
- R es el radio interno =  $0.803 \text{ m}$ .
- S es el esfuerzo máximo admisible =  $1207 \text{ bar}$
- E es la eficiencia de soldadura =  $1$  (Radiografiada)

C es el sobre-espesor por corrosión =0.003175 m

El espesor de cubierta obtenido según la expresión (1) es de **7.319 cm**.

- Cálculo del espesor del cabezal semiesférico:

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P} + C \quad (2)$$

Dónde:

P es la presión interna de diseño, en P=100 bar.

R es el radio interno= 0.803 m.

S es el esfuerzo máximo admisible = 1207 bar

E es la eficiencia de soldadura =1 (Radiografiada)

C es el sobre-espesor por corrosión=0.003175 m

El espesor del cabezal, obtenido según la expresión (2) es de **3.672 cm**.

#### 5.3.2.4 Cálculo del peso del separador.

- Peso de la carcasa: Para el cálculo del peso de la carcasa se ha empleado la siguiente expresión:

$$W = (DI + t) \cdot \pi \cdot L \cdot t \cdot \rho_s \quad (3)$$

Dónde:

DI es el diámetro interno = 1.606 m.

t es el espesor de la carcasa= 7.319 cm

L es la longitud de la carcasa= 2.6198 m

$\rho_s$  es la densidad del acero al carbono= 7861.1 kg/m<sup>3</sup>

El peso de la carcasa obtenido, según la expresión (3) es de **7951.57 kg**.

- Peso del cabezal: Para el cálculo del peso del cabezal semiesférico se ha empleado la siguiente expresión:

$$W = \frac{V \cdot \rho_s}{2} \quad (4)$$

$$V = \frac{4}{3} \pi (R^3 - r^3)$$

$$R = r + t$$

Dónde:

r es el radio menor = 0.803 m

R es el radio mayor = 0.83972 m

t es el espesor del cabezal = 3.672 cm

$\rho_s$  es la densidad del acero al carbono = 7861.1 kg/m<sup>3</sup>

El peso del cabezal obtenido, según la expresión (4) es de **1223.78 kg**.

- Peso total separador: Para el cálculo del peso total del separador se ha empleado la siguiente expresión:

$$W_{separador} = W_{carcasa} + 2 \cdot W_{cabezal} \quad (5)$$

Dónde:

$W_{carcasa}$  es el peso de la carcasa = 7951.57 kg.

$W_{cabezal}$  es el peso del cabezal = 1223.78 kg

El peso total del separador obtenido, según la expresión (5) es de **9175.35 kg**.

### 5.3.2.5 Comparación con los datos obtenidos en el proyecto original

DISEÑO	PROYECTO ORIGINAL	REVAMPING
Área de vapor	0.995 m <sup>2</sup>	2.024 m <sup>2</sup>
Diámetro	1.125 m	1.606 m
Altura separador	2.933 m	2.6198 m
Espesor cubierta	5.226 cm	7.319 cm
Espesor cabezal	2.669 cm	3.672 cm
Peso total separador	4898.11 kg	9175.35 kg





## 6. DISEÑO DEL CONDENSADOR E – 100

### 6.1 INTRODUCCIÓN

#### 6.1.1 Transmisión de calor por convección.

Cuando un fluido a  $T_2$  se pone en contacto con un sólido cuya superficie de contacto está a una temperatura distinta  $T_1$ , el proceso de intercambio de energía térmica se denomina transmisión de calor por convección.

Existen dos tipos de convección: Convección libre o natural o convección forzada.

En la convección libre, la fuerza motriz procede de la variación de densidad en el fluido como consecuencia del contacto con una superficie a diferente temperatura, lo que da lugar a unas fuerzas ascensionales; ejemplos típicos de tal convección libre son la transmisión de calor entre la pared o el tejado de una casa en un día sin viento, la convección en un tanque que contiene un líquido en el que se encuentra sumergida una bobina de calefacción, el calor transferido desde la superficie de un colector solar en un día en calma, etc.

La convección forzada tiene lugar cuando una fuerza motriz exterior mueve un fluido con una velocidad  $v_2$  sobre una superficie que se encuentra a una temperatura  $T_1$ , mayor o menor que la del fluido  $T_2$ . Como la velocidad del fluido en la convección forzada  $v_2$  es mayor que en la convección libre, se transfiere, por lo tanto, una mayor cantidad de calor para una determinada temperatura.

En la convección forzada la corriente se produce por medio de una bomba, un agitador, un compresor o un ventilador. En general, la magnitud de la transferencia de calor por convección forzada es mayor que en convección natural.

En las plantas se pueden encontrar equipos tales como calderas, sobrecalentadores, economizadores, recalentadores y condensadores, en los cuales el fluido más importante es el agua, pero además se pueden encontrar fluidos tales como aire, gases de combustión, hidrocarburos aceites. Otras industrias requieren de la transferencia de calor a metales fundidos, ácidos, alimentos y líquidos orgánicos.

Esos fluidos pueden pasar por el interior de tubos o por el exterior de ellos, sobre láminas o sobre bancos de tubos. Debido a ello se deben tomar en cuenta la velocidad del fluido, sus propiedades medias, la geometría de los sistemas, etc.

En la mayoría de los casos en donde la transferencia de calor se lleva a cabo desde una superficie al fluido, las corrientes de convección desaparecen cerca de la vecindad de la superficie y una película de fluido, sin turbulencia, cubre la superficie. En esta película la transferencia de calor se da por conducción, y como la conductividad térmica de los fluidos es pequeña la principal resistencia a la transferencia de calor está en esta capa; por ello un incremento en la velocidad de paso del fluido sobre la superficie mejora la velocidad de transferencia de calor, principalmente debido a que disminuye el grosor de la película que provoca la

resistencia. Si la resistencia a la transferencia de calor cae en la película que cubre la superficie, la cantidad de calor transferido  $Q$  estará dada por

$$Q = k A (T_1 - T_2) / x \quad (\text{Ec. 6.1})$$

en donde  $x$  será el espesor de la película estacionaria. Este espesor es por lo general desconocido, por lo que la ecuación anterior se suele poner como

$$Q = h A (T_1 - T_2) \quad (\text{Ec. 6.2})$$

en donde  $h$  es el llamado coeficiente de película de transferencia de calor y  $1/h$  representa la resistencia térmica.

Hay tantos factores que influyen el valor de  $h$  que es casi imposible determinar sus efectos individuales por los métodos analíticos directos. Al arreglar las variables en una serie de grupos adimensionales se obtienen ecuaciones para el cálculo de  $h$  en la mayoría de las condiciones encontradas en la práctica.

Este coeficiente depende de las propiedades físicas y de las características del movimiento. Su cálculo se efectúa por medio del análisis dimensional, siendo los módulos adimensionales más empleados en la transmisión de calor por convección los siguientes:

1. Nusselt:  $Nu = hD / k$
2. Stanton:  $St = h / \rho V C_p = Nu / Re Pr$
3. Reynolds:  $Re = DV\rho / \mu$
4. Prandtl:  $Pr = C_p \mu / k$
5. Grashof:  $Gr = \beta g \rho^2 L^3 \Delta T / \mu^2$
6. Condensación:  $Co = (gD^3 \lambda \Delta T / v^2 C_p)$
7. Peclet:  $Pe = DV\rho C_p / k$
8. Graetz:  $Gr = \omega C_p / KI$

### 6.1.2 Clasificación de los coeficientes de transferencia de calor

El problema de la predicción de la cantidad de calor que va de un fluido a otro a través de una pared se reduce a predecir los valores de los coeficientes individuales. En la práctica hay muchos fenómenos que deben considerarse aparte.

La determinación del valor del coeficiente de transferencia de calor por convección forzada es a menudo un problema complejo, que se resuelve la mayoría de las veces por medio de correlaciones experimentales. Estas correlaciones empíricas se expresan a veces en forma de gráficas, nomogramas o a través de expresiones matemáticas.

Entre las clasificaciones están:

1. Flujo de calor a fluidos dentro de tubos.
2. Flujo de calor a fluidos por fuera de tubos.

3. Flujo de calor a fluidos que fluyen sobre superficies geométricas.

Fluidos en el interior de tubos

- Flujo laminar:

La ecuación general aplicable a este caso es:

$$\text{Nu} = 2 \left( \frac{WC_p}{kL} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (\text{Ec. 6.3})$$

Siendo:

$W = \text{kg/h}$

$L = \text{longitud en metros}$

$\mu_s = \text{viscosidad a la temperatura de la pared}$

$\mu = \text{viscosidad a la temperatura media del fluido}$

- Flujo turbulento:

$$\text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \quad \text{calentamiento} \quad (\text{Ec. 6.4})$$

$$\text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.3} \quad \text{enfriamiento} \quad (\text{Ec. 6.5})$$

Fluidos en la carcasa

$$\text{Nu} = 0.38 \text{Re}^{0.6} \text{Pr}^{0.33} \quad (\text{Ec. 6.6})$$

Siendo Nusselt en ambos casos:

$$\text{Nu} = hd / k \quad (\text{Ec. 6.7})$$

Dónde:

$h = \text{coeficiente de película de transferencia de calor, (W /m}^2 \text{K)}$

$d = \text{diámetro interior o exterior o equivalente, según sea dentro o fuera de los tubos o en la carcasa, (m)}$

$k = \text{conductividad térmica del fluido, (W/mK)}$

**6.1.3 Transmisión de calor con cambio de fase.**

Los procesos de transmisión de calor acompañados por un cambio de fase son más complejos que el simple intercambio de calor entre fluidos. Un cambio de fase implica la adición o substracción de cantidades considerables de energía calorífica a temperatura constante o casi constante. La velocidad del cambio de fase puede regirse por la velocidad de la transmisión de calor, por la velocidad de nucleación de burbujas, gotas o cristales, y por el comportamiento de la nueva fase formada.

La condensación de vapores sobre superficies tubulares más frías que la temperatura de condensación del vapor es de gran importancia en los procesos en los que intervienen vapores de sustancias volátiles.

El vapor que condensa puede ser una sustancia pura, una mezcla de sustancias condensables y no condensables, o una mezcla de 1 o más vapores condensables. Las pérdidas por fricción en un condensador son generalmente muy pequeñas, de forma que la condensación es un proceso a presión constante. La temperatura de condensación de una sustancia pura depende exclusivamente de la presión, y, por consiguiente, la condensación de una sustancia pura es un proceso isotérmico. El condensado es también una sustancia pura. La condensación de una mezcla de vapores, a presión constante, se produce en un intervalo de temperatura y genera un condensado cuya composición va variando hasta que condensa todo el vapor, momento en que la composición del condensado es igual a la del vapor original no condensado.

Un vapor puede condensar sobre una superficie fría en una de estas dos formas: en gotas o en película. En la condensación en película, que es más frecuente que la condensación en gotas, el líquido condensado forma una película o capa continua que fluye sobre la superficie del tubo por acción de la gravedad. Esta capa de líquido interpuesta entre el vapor y la pared del tubo proporciona la resistencia al flujo de calor y, por consiguiente la que fija el valor del coeficiente de transmisión de calor.

En la condensación en gotas el condensado comienza a formarse en puntos microscópicos de nucleación, tales como hoyos diminutos, arañazos y manchas de polvo. Las gotas crecen y se juntan con otras que están en sus inmediaciones para formar pequeñas gotas visibles, análogas a las que se forman sobre la superficie de un vaso que contiene agua fría cuando se expone a un ambiente húmedo. Las gotas finas se reúnen a su vez formando arroyuelos que fluyen hacia abajo por acción de la gravedad, barren el condensado y dejan la superficie libre para la formación de nuevas gotitas. Durante la condensación en forma de gotas una gran parte de la superficie fría está desnuda y, por consiguiente, directamente expuesta al vapor. Como no hay película de líquido, la resistencia a la transmisión de calor en las áreas desnudas es muy pequeña, de forma que el coeficiente de transmisión de calor es muy elevado. El coeficiente medio para la condensación en gotas puede ser de cinco a ocho veces mayor que para la condensación en película. En tubos largos puede haber condensación en película en una parte de la superficie y en gotas en el resto. Pero la condensación en película es el mecanismo más común. El único vapor que se conoce que condensa en gotas es el agua, y eso no siempre, sino en casos especiales.

#### **6.1.4 Condensación de vapores sobrecalentados**

Si el vapor que llega a un condensador está sobrecalentado hay que transmitir el calor sensible de sobrecalentamiento y el calor latente de condensación a través de la superficie de refrigeración.

Cuando el calor de sobrecalentamiento es considerable, se puede calcular a partir de los grados de sobrecalentamiento y el calor específico del vapor y sumario al calor latente, o bien, si se dispone de tablas adecuadas, el calor total transmitido por kilogramo de vapor se puede calcular restando la entalpía del condensado a la entalpía del vapor recalentado.

El efecto de sobrecalentamiento sobre la velocidad de transmisión de calor depende de que la temperatura de la superficie del tubo sea mayor o menor que la temperatura de condensación del vapor. Si la temperatura del tubo es menor que la temperatura de condensación, el tubo se moja con condensado lo mismo que en la condensación de vapor saturado, y la temperatura del límite exterior de la capa de condensado es igual a la temperatura de saturación del vapor a la presión existente en el aparato. La situación se complica por la presencia de una resistencia térmica entre la masa global del vapor sobrecalentado y el límite exterior de la película de condensado, y también por la existencia de una caída de temperatura a través de la resistencia igual a los grados de sobrecalentamiento del vapor. Sin embargo, en la práctica, el efecto neto de estas complicaciones es pequeño y es satisfactorio suponer que: la cantidad total de calor, correspondiente a los calores de sobrecalentamiento y de condensación, se transmite a través de la película de condensado; la caída de temperatura es la correspondiente a la película de condensado y el coeficiente es el coeficiente medio para la condensación de vapores.

La pared del tubo permanece seca hasta que se reduce el sobrecalentamiento a un valor para el cual dicha pared está a una temperatura inferior a la de condensación del vapor y comienza la condensación. El aparato se puede considerar formado por dos secciones, una de supresión del sobrecalentamiento y otra de condensación, que se consideran separadamente en los cálculos. La parte de eliminación del sobrecalentamiento es en realidad un enfriador de gases, a la cual se aplica la temperatura media logarítmica, y cuyo coeficiente de transmisión de calor es el correspondiente al enfriamiento de un gas permanente.

### **6.1.5 Efecto de los gases no condensables sobre velocidad de condensación**

La presencia de incluso pequeñas cantidades de un gas no condensable en un vapor condensante reduce seriamente la velocidad de condensación. La presión parcial del vapor que condensa sobre la superficie del condensado tiene que ser menor que en la fase gaseosa, con el fin de proporcionar una fuerza impulsora para la transferencia de materia a través de la película gaseosa. Esta menor presión parcial implica una más baja temperatura de condensación, lo que da lugar a una disminución de la fuerza impulsora para la transmisión de calor. También existe una diferencia de temperatura a través de la película gaseosa y se transmite algo de calor hacia la superficie del condensado por conducción-convección. Esto cuando la cantidad de no condensables es pequeña, tiene poca importancia ya que el calor de condensación liberado en la superficie del condensado transporta prácticamente todo el calor desde la fase gaseosa hasta el condensado. Sin embargo, cuando el gas está notablemente desprovisto de vapor condensable, el calor transmitido a través de la película gaseosa por conducción-convección puede representar una parte significativa del calor total.

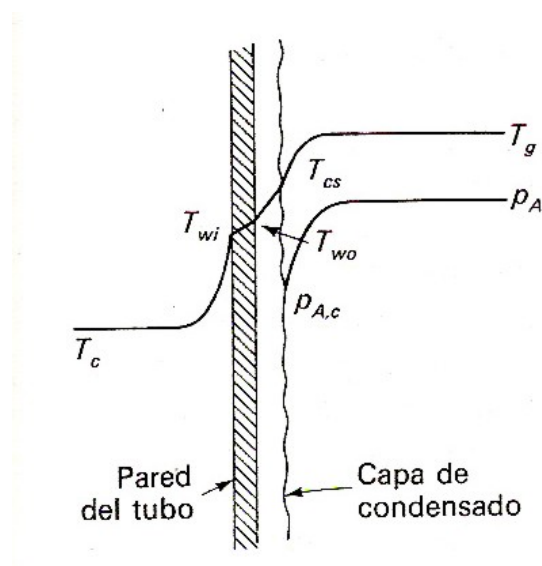


Figura 6.1. Representación de los perfiles de temperatura y presión parcial en un condensador.

La temperatura de condensación no es constante como en el caso de condensación de un vapor puro, sino que disminuye según la composición de la mezcla gas-vapor y, por consiguiente, su temperatura de rocío varía al proseguir la condensación. Los métodos rigurosos de resolver el problema general se basan en igualar el flujo de calor hacia la superficie de condensado en cualquier punto, al flujo de calor lejos de la superficie. Esto implica resoluciones por tanteo para las temperaturas puntuales de la superficie del condensado y, a partir de ellas, estimar los valores puntuales de la densidad de flujo de calor  $U\Delta T$ . Los valores de  $1/U\Delta T$  para cada punto se representan frente al calor transmitido en dicho punto y el área de la superficie del condensador se obtiene por integración numérica.

### 6.1.6 Condensación de un vapor de un gas no condensable

Cuando una mezcla de vapor y un gas no condensable se alimenta a un condensador y la temperatura de los tubos está debajo del punto de rocío, se forma una película de condensado en los tubos. Las correlaciones de las presiones parciales se muestran en la Fig. 6.2.

Según se sugiere por los datos de Othmer, se forma una película de gas no condensable y vapor alrededor de la película de condensado. Si se presume que existe un equilibrio en la superficie de la película de condensado, la presión parcial del vapor en la pared del tubo corresponde al condensado frío  $p_c$ , y la presión del vapor en la película del gas se sitúa entre la de la película del condensado  $p_c$  y la del cuerpo gaseoso  $p_v$ .

Para que el vapor del cuerpo gaseoso continúe condensando en una película, debe desplazarse a través de la película gaseosa por la diferencia entre la presión parcial del vapor en el cuerpo gaseoso y el condensado. El paso de un componente a través de otro se llama difusión o transferencia de masa, en un sistema de difusión la razón a la que el vapor condensa no depende ya enteramente del mecanismo de condensación de Nusselt sino de las leyes que gobiernan la difusión. Cuando el vapor se difunde a través de película de gas no condensable y se licuifica en la pared del tubo, lleva con él su calor latente de condensación.

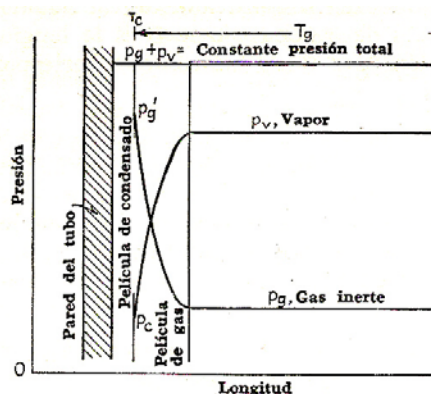


Figura 6.2. Correlaciones de las presiones parciales

En adición a la diferencia de presiones parciales que promueve la difusión hay también una diferencia de temperatura entre el cuerpo del gas  $T_g$  y la película de condensado  $T_c$  por la que el gas se enfría sensiblemente. Se mostrará que la razón de difusión y la de transferencia de calor no son independientes una de la otra.

El coeficiente total de transferencia de calor varía grandemente durante la condensación de vapor de un gas no condensable, el que inicialmente está en su punto de rocío, debido a que el potencial para difusión varía notablemente a medida que el vapor es removido del cuerpo gaseoso resultando mayores porcentajes de inerte. A la entrada, la composición de una mezcla de vapor y no condensable puede ser casi todo vapor y el coeficiente de película puede ser casi totalmente el de condensación pura para vapor. Pero después de que mucho del vapor se haya condensado, la salida puede consistir sustancialmente de gas no condensable puro con un coeficiente de película de bajo valor.

En tanto que el coeficiente de película varía de la entrada a la salida, la distribución de calor puede también variar debido a la razón de cambio diferencial en la entalpía de la mezcla de vapor a medida que la temperatura desciende. En otras palabras, aun cuando la temperatura del gas declina 50% del rango total de la temperatura del gas, probablemente es falso que el 50% de la carga total de calor haya sido cedida. Este no es el caso de encontrar meramente la diferencia verdadera de temperatura, ya que el coeficiente de transferencia de calor también



varía  $dQ = q$  varía. La superficie es entonces definida por la ecuación fundamental.

$$A = \int \frac{dQ}{(U \cdot \Delta t)} \quad (\text{Ec. 6.8})$$

La Ec. 6.8 no puede ser integrada a menos que  $U$  y  $\Delta t$  se expresen como función de  $Q$ . Un método mucho más simple es integrar numéricamente  $dQ = q$  para pequeños intervalos finitos.

### 6.1.7 Condensación de una mezcla de multicomponentes

Cuando un vapor simple está en equilibrio con su líquido, el vapor y el líquido tienen la misma composición. Para una mezcla, algunos de los componentes son más volátiles que otros (excepto en las mezclas de punto de ebullición constante) y el vapor y el líquido en equilibrio tienen diferente composición, el porcentaje del componente más volátil es mayor en el vapor. La siguiente discusión se aplica particularmente a mezclas que formen soluciones ideales, aun cuando se incluyen sugerencias para su aplicación en soluciones no ideales.

Una solución ideal, es aquella en la que la presencia de varios componentes no tiene efecto sobre la conducta de cada uno de ellos y que se gobierna por las leyes de Dalton y de Raoult. Para un sistema de esta naturaleza, la ley de Dalton establece que la presión total es la suma de las presiones-parciales en la fase sobre la solución líquida. La ley de Raoult establece que la presión parcial de un componente sobre una solución líquida es igual al producto de su presión como componente puro y su fracción mol en la solución. Esto último no es verdad para soluciones no ideales, en las cuales la presencia de varios componentes tiende a reducir la presión parcial de los otros, de manera que la presión total no es la suma de los productos de las fracciones mol y la presión de vapor en el estado puro. Materiales de naturaleza electrolítica o iónica, tienen grandes desviaciones de las soluciones ideales. Para una solución ideal:

Ley de Dalton:

$$p_t = p_1 + p_2 + p_3 \quad p_1 = p_t y_1 \quad (\text{Ec. 6.9})$$

Ley de Raoult:

$$p_1 = p_{p1} x_1 \quad (\text{Ec. 6.10})$$

Dónde  $p_t$  es la presión total,  $p_1$  es la presión parcial del componente 1,  $p_{p1}$  presión de vapor del componente puro 1 a la temperatura de la solución,  $y_1$  la fracción mol del componente 1 de la fase vapor, y  $x_1$  la fracción mol del componente 1 en el líquido. Suscritos 2, 3, etc., se refieren a los otros componentes. La fracción mol es la razón del número de moles de un componente simple al número total de

moles en la mezcla y, muchas veces se abrevia mf. El mol por ciento es la fracción mol multiplicada por 100.

Resolviendo las ecuaciones anteriores para  $p_1$ :

$$p_1 = p_{p1} x_1 = p_t y_1 \quad (\text{Ec. 6.11})$$

Reordenando,

$$y_1 = p_{p1} x_1 / p_t \quad (\text{Ec. 6.12})$$

Las soluciones que son ideales a presiones moderadas se desvían de la idealidad a presiones altas, cada componente tiende en cierto grado a bajar la presión del otro. La presión total no es ya la suma de las presiones parciales, y la ecuación anterior no es válida. Se introducen entonces las fugacidades o presiones corregidas designadas por la letra f. Las fugacidades son las presiones parciales de los compuestos de manera tal que los criterios de idealidad pueden retenerse, y sus estudios se originan con experimentos presión-volumen-temperatura en las sustancias químicas actuales.

Donde  $f_t$  reemplaza a la presión total  $p_t$

$$y_1 = f_{p1} x_1 / f_t \quad (\text{Ec. 6.13})$$

$$y_1 = K_1 x_1 \quad (\text{Ec. 6.14})$$

Donde  $K_1 = f_{p1} / f_t$

$$\Sigma y_1 = \Sigma (K_1 x_1) \quad (\text{Ec. 6.15})$$

K se llama la constante de equilibrio.

Cuando una mezcla se encuentra en equilibrio en la fase vapor líquido, el vapor posee un mayor porcentaje que el líquido del componente más volátil.

Es posible, a partir de las ecuaciones 6.11 a 6.15, a cualquier presión total dada, calcular la fracción mol del componente  $y_1$  en la fase vapor que coexista con la fracción mol  $x_1$  del mismo componente en la fase líquida. Las presiones de vapor de los componentes puros, deben conocerse a la temperatura a la cual se supone que existe el equilibrio vapor-líquido.

Se presume que la ebullición empieza cuando la primera burbuja es forzada fuera de la solución. Esta temperatura se llama punto de burbuja de la mezcla, el término punto de ebullición ha sido reservado para el compuesto puro. Si la mezcla se hierve a presión constante con expansión total del volumen de vapor formado, la fase líquida no desaparece sino hasta que la última gota se vaporiza. Después de la vaporización completa, la composición del vapor total es la misma que la composición del líquido antes de que empezara la vaporización. De la misma manera, si el equilibrio empezara con toda la mezcla en su fase vapor, la

fase líquida empezaría con la formación de la primera gota de condensado cuya composición es idéntica a la última gota vaporizada. La temperatura de formación de la primera gota por extracción de calor de la fase vapor se llama también punto de rocío. La diferencia entre el punto de burbuja y el punto de rocío es el rango de ebullición, que existe para cualquier mezcla miscible según se predice por la regla de la fase.

Otro método de obtener la composición durante el equilibrio de fase es por las volatilidades relativas. Este método utiliza el principio de que en una mezcla de varios componentes, algunos son más y otros menos volátiles (tienen mayores o menores  $K$ ), que un compuesto intermedio. Aun cuando  $K$  puede cambiar grandemente en un pequeño rango de temperatura, las razones de las constantes de equilibrio relativas unas a otras permanecen casi constantes. Mediante esta premisa es posible eliminar los cálculos sucesivos de prueba y error, siempre que el primer tanteo sea razonablemente acertado.

Para un sistema de tres componentes:

$$\begin{aligned} y_1 &= K_1 x_1 & y_2 &= K_2 x_2 & y_3 &= K_3 x_3 \\ y_1 / y_2 &= K_1 x_1 / K_2 x_2 & y_3 / y_2 &= K_3 x_3 / K_2 x_2 \end{aligned} \quad (\text{Ec. 6.16})$$

$K_1 / K_2 = \alpha_{1-2}$  es la volatilidad relativa del compuesto 1 al compuesto 2.  
 $K_3 / K_2 = \alpha_{3-2}$  es la volatilidad relativa del compuesto 3 al compuesto 2.

Para vaporización:

$$y_1 + y_2 + y_3 = 1 \quad (\text{Ec. 6.17})$$

Relativo a  $y_2$  y sustituyendo:

$$y_1 / y_2 + 1 + y_3 / y_2 = 1 / y_2 \quad (\text{Ec. 6.18})$$

Reordenando:

$$\begin{aligned} \alpha_{1-2} x_1 / x_2 + 1 + \alpha_{3-2} x_3 / x_2 &= 1 / y_2 \\ y_2 &= x_2 / (\alpha_{1-2} x_1 + x_2 + \alpha_{3-2} x_3) = x_2 / \sum \alpha x \end{aligned} \quad (\text{Ec. 6.19})$$

Puesto que:

$$\begin{aligned} x_2 / y_2 &= \alpha_{1-2} x_1 / y_1 \\ y_1 &= \alpha_{1-2} x_1 / \sum \alpha x \\ y_2 &= y_2 \\ y_3 &= \alpha_{3-2} x_3 / \sum \alpha x \end{aligned} \quad (\text{Ec. 6.20})$$

Para condensación:

$$\begin{aligned}x_1 + x_2 + x_3 &= 1 && \text{(Ec. 6.21)} \\x_1/x_2 + 1 + x_3/x_2 &= 1/x_2 \\y_1/y_2 \alpha_{1-2} + 1 + y_3/y_2 \alpha_{3-2} &= 1/x_2 \\x_2 &= y_2 / (y_1/\alpha_{1-2} + y_2 + y_3/\alpha_{3-2})\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}x_1 &= (y_1/\alpha_{1-2}) / \Sigma (y/\alpha) \\x_2 &= y_2 / \Sigma (y/\alpha) \\x_3 &= (y_3/\alpha_{3-2}) / \Sigma (y/\alpha) && \text{(Ec. 6.22)}\end{aligned}$$

### 6.1.8 Cálculo de composiciones entre el punto de rocío y el de burbuja

Usualmente el cálculo de los puntos de rocío y de burbuja a partir de fracciones mol, es un paso innecesario y es deseable efectuar cálculos de multicomponentes directamente sobre el número de moles.

Puesto que:

$$y_1 = K_1 x_1$$

es lo mismo que:

$$V_1 / V = K_1 L_1 / L$$

Donde  $V_1$  es el número de moles de un componente en el vapor, y  $L_1$  el número de moles de ese componente en el líquido.  $V$  y  $L$  son el número total de moles de vapor y líquido, respectivamente.

En el punto de rocío:

$$V_1 = K_1 L_1 \quad \text{(Ec. 6.23)}$$

En el punto de burbuja:

$$L_1 = V_1 / K_1 \quad \text{(Ec. 6.24)}$$

En un recipiente cerrado en el equilibrio a cualquier temperatura entre el punto de rocío y el de burbuja y si  $Y$  es el número original de moles de vapor que consiste de  $Y_1, Y_2, Y_3$ , etc., para cada compuesto, la cantidad de condensado es dada por:

$$\begin{aligned}Y &= V + L \\Y_1 &= V_1 + L_1\end{aligned}$$

Donde  $V$  es el número total de moles de vapor que restan y  $L$  es el número total de moles de líquido formado.

Entonces:

$$V_1 = Y_1 - L_1$$

y

$$V_1 = K_1 L_1 (L/V)$$

$$L_1 = Y_1 / (1 + K_1 (V / L)) \quad (\text{Ec. 6.25})$$

Para determinar los moles condensados a cualquier temperatura dada entre el punto de rocío y el de burbuja, supóngase una razón V/L y calcúlense por la Ec. 6. 25 el número de moles de líquido formado para el valor supuesto de V/L. Si la razón de la masa de vapor que resta a las moles de líquido formado no checa el valor supuesto de V/L, debe hacerse una nueva suposición.

### 6.1.9 Condensación diferencial

El equilibrio en un condensador origina una condensación diferencial. Considere un condensador como se muestra en la Fig. 6.3 dividido en cierto número de intervalos de condensación tales como 0-0 a 1-1, 1-1 a 2-2, etc.

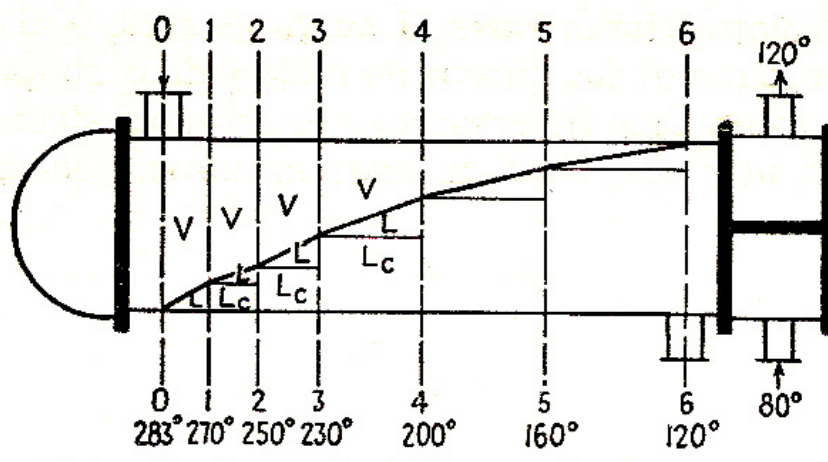


Figura 6.3 Condensador dividido en intervalos

A 0-0 hay posiblemente sólo una gota de condensado, pero en la zona de 0-0 a 1-1 se forma una cantidad considerable de condensado.

En 1-1 hay ahora una capa de condensado, y los moles totales del vapor más el condensado es lo mismo que a 0-0, pero las moles de vapor son menores y la composición difiere de la alimentación original.

El equilibrio a 1-1 difiere del punto de rocío ya que hay ahora una cantidad definida de moles de líquido presente en lugar de una sola gota.

En el intervalo de 1-1 a 2-2 donde se establece otro equilibrio, el vapor está en equilibrio no solamente con el líquido que ha sido formado por condensación durante el intervalo, sino que también con un líquido cuya composición es la de todo el líquido precondensado en los intervalos anteriores.

Se puede demostrar la similitud entre esta conducta y la de aquella de los procesos a presión constante por lotes. Si  $L_c$  son las moles totales de líquido condensado en la zona 0-0 a 1-1 antes de la zona de 1-1 a 2-2,  $L_{c1}$  los moles del componente 1 condensados de 0-0 a 1-1, y  $L'$  y  $L'_1$  los moles totales y moles del componente 1 formados en la zona de 1-1 a 2-2 en la Fig. 6.3, entonces, a 2-2:

$$\begin{aligned}
 V_1 / V &= K_1 (L' + L_{c1}) / (L' + L_c) \\
 V_1 &= Y_1 - L'_1 \\
 (Y_1 - L'_1) / V &= K_1 (L' + L_{c1}) / (L' + L_c) \\
 L'_1 &= Y_1 - K_1 V (L' + L_{c1}) / (L' + L_c) \\
 L'_1 &= (Y - K_1 (V / L' + L_c) L_{c1}) / (1 + K_1 (V / L' + L_c)) \quad (\text{Ec. 6.26})
 \end{aligned}$$

Sin embargo, en cualquier punto,  $L' + L_c = L$ ,  $L'_1 + L_{c1} = L_1$ , y la Ec. 6.26 se reduce a la Ec. 6.25. Las condiciones en la Fig. 6.3 están obviamente idealizadas y no se toma en consideración la conducta hidrodinámica del condensado.

### 6.1.10 Cálculo de la curva de condensación para mezclas multicomponentes

El cálculo de una diferencia balanceada de temperatura depende de la forma de la curva de condensación, que es una gráfica del contenido de calor del vapor contra temperatura de vapor para el rango de condensación. La diferencia balanceada de temperatura se obtiene tomando incrementos del rango de condensación computando las diferencias promedio de temperaturas entre el vapor y el agua.

Desde un punto de vista práctico sólo se hace necesario escoger un número razonable de temperaturas, ya que la solución de la Ec. 6.25 se logra por prueba y error. La mejor selección de los intervalos deberá dar iguales incrementos de  $dQ/\Delta t$  o  $UA$ , pero es bastante difícil lograr esto por inspección. A menudo es útil observar si el vapor que debe condensarse tiene "cabezas o colas". Las "colas" indican que para un alto punto de rocío las porciones principales de vapor no condensan hasta que se alcancen temperaturas considerablemente menores.

### 6.1.11 Diferencia balanceada de temperatura

En el sobrecalentador - condensador y en el condensador - subenfriador se supuso que las diferencias de temperatura a contracorriente podían aplicarse a todo lo largo de la coraza para obtener la  $\Delta t$  balanceada.

En el caso de una mezcla de multicomponentes y debido a que se requiere una integración para obtener la  $\Delta t$  balanceada, similarmente es muy conveniente suponer que el medio enfriante está en contracorriente con el vapor de

multicomponentes, aun si se emplea un condensador 1-2. El porcentaje de aumento en la temperatura del medio enfriante en cualquier sección transversal de la coraza, se toma entonces como proporcional al porcentaje de la carga térmica removida de cualquier sección transversal hasta la salida. La  $\Delta t$  balanceada es entonces la diferencia de temperatura promediada entre la curva de condensación (contenido de calor del vapor vs.  $T_v$ ) y la línea recta que representa el medio enfriante. Cuando se emplea un condensador 1-2, si el valor de  $F_T$  basado en las temperaturas de entrada y salida, no es casi igual a 1, la suposición anterior puede no ser admisible.

Si  $q$  es la carga de calor para un intervalo en la curva de condensación, entonces la  $\Delta t$  promediada se obtiene de la carga total de calor  $Q$  dividida por la suma de los valores de  $q / \Delta t_{prom}$  donde  $\Delta t_{prom}$  es la diferencia de temperatura promedio para el intervalo.

### 6.1.12 Coeficientes de transferencia térmica para mezclas multicomponentes

Cuando se condensa una mezcla de multicomponentes, el rango de condensación entre el punto de rocío y el punto de burbuja puede ser mayor de 1000. El líquido que se forma cerca de la entrada difiere grandemente en su composición de aquel que se forma a la salida, y debe enfriarse hasta el punto de burbuja al final de la coraza, antes de que se drene del condensador.

El coeficiente de película en el condensador difiere algo de las suposiciones de Nusselt, en que el primer líquido en condensarse es el que hierve a más alta temperatura, los compuestos de alto punto de ebullición en cualquier serie química homóloga, son más viscosos que los de punto de ebullición menor. Para tubos horizontales o verticales significa que el número de Reynolds para la porción de entrada de los tubos, puede muy bien ser menor que los que se calculen usando las propiedades medias de la mezcla total de la película de condensado. No obstante, para evitar lo tedioso de una integración para determinar los cambios en  $h$  debido al cambio de las propiedades del líquido para cambios diferenciales en el área  $dA$ , es posible usar un método que promedie los coeficientes de entrada y salida. Esto puede hacerse usando las propiedades promedio de la mezcla, o, si hay una gran diferencia en las características del condensado a la entrada y a la salida, calcúlese  $h$  en ambos extremos y tómesese el promedio.

Las composiciones del condensado final no son idénticas en tubos horizontales y verticales que condensan la misma mezcla, puesto que el condensado es acumulativo en los tubos verticales. Sin embargo, parece que esta consideración no debe tomarse en cuenta en vista de otras suposiciones que también se aplican, excepto para condensados viscosos.

En los condensadores verticales u horizontales es útil considerar, como en el desarrollo de la Ec. 6.26, que existe un equilibrio de fases en una sección transversal entre el vapor residual y el líquido que se forma en ese punto. Al condensar mezclas de multicomponentes entre su punto de rocío y punto de burbuja, el vapor se enfría y el condensado formado en la entrada sale a la

temperatura de la salida, que puede estar por debajo 1000 o más. El vapor y el condensado deben enfriarse sensiblemente a medida que atraviesan la coraza, aun cuando esto no es lo mismo que el desobrecalentamiento o subenfriamiento, puesto que ocurre concurrentemente con la condensación en lugar de en zonas diferentes. La superficie limpia requerida para la condensación se calcula frecuentemente a partir de la carga total de calor, la  $\Delta t$  balanceada, y el valor de  $U_{\text{limpio}}$ , usando  $h$  obtenida por cualquiera de los dos métodos descritos antes.

El principal problema de transferencia de calor sensible, parece ser el enfriamiento del condensado más bien que el vapor, puesto que, el coeficiente de vapor en presencia de la condensación es bastante alto para el vapor.

Existen dos métodos para tratar la transferencia de calor sensible:

- a) Considerar una superficie adicional equivalente al porcentaje en el que la carga de calor sensible es al calor total. La superficie de transferencia de calor sensible es entonces un porcentaje adicional de la superficie de condensación. Esto es equivalente a usar un coeficiente de transferencia de calor sensible de cerca de la mitad del coeficiente de condensación.
- b) Computar la superficie de enfriamiento del condensado usando el coeficiente de convección libre de cerca de 50, pero aplicado únicamente a la carga de calor sensible del líquido de composición promedio por enfriar. En la práctica ambos métodos dan casi el mismo resultado.

La efectividad de la superficie requerida para la transferencia de calor sensible, y particularmente para el enfriamiento del condensado, se asegura sumergiendo toda la superficie adicional mediante el uso de un sello cespol o un deflector de represa como los discutidos anteriormente. El coeficiente total limpio es entonces el coeficiente balanceado basado en la superficie total limpia. Si el vapor entra arriba del punto de rocío, o si el condensado sale debajo del punto de burbuja, las zonas de desobrecalentamiento y subenfriamiento se balancean entonces con la zona de condensación.

### **6.1.13 Equipo típico para intercambio de calor.**

Con el fin de establecer una base adecuada para el tratamiento de la transmisión de calor desde y hacia fluidos en movimiento, consideremos el sencillo cambiador tubular de la Fig. 6.4.



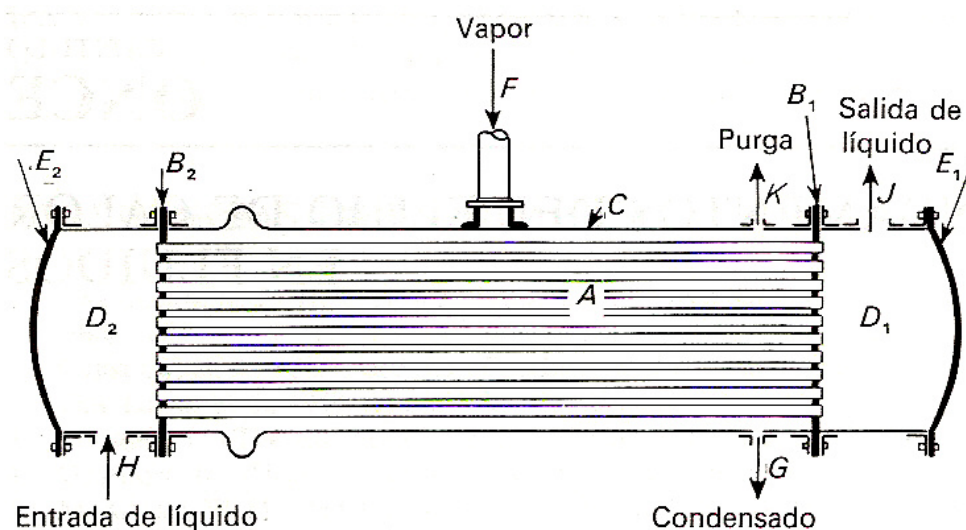


Figura 6.4 Cambiador tubular

Consiste esencialmente en una bancada de tubos paralelos A, cuyos extremos terminan en las placas tubulares B1 y B2. La bancada de tubos está dentro de una carcasa cilíndrica e y está provista de dos canalizaciones D1 y D2, una en cada extremo, y dos tapaderas E1 y E2.

Vapor de agua, u otro vapor, se introduce a través de la boquilla F en el espacio del lado de la carcasa que rodea a los tubos, condensa y es retirado a través de la conducción G, mientras que algo de gas no condensable que puede entrar con el vapor condensante se retira del sistema a través de la purga K.

La conducción G lleva a una trampa, que es un dispositivo que permite que fluya el líquido pero en cambio retiene al vapor. El fluido que ha de calentarse se bombea a través de la conexión H hacia el interior del canal D2. Fluye a través de los tubos hasta el canal D1 y finalmente descarga por la conexión J. Los dos fluidos están físicamente separados pero están en contacto térmico con las paredes metálicas de los tubos que los separan.

El calor fluye a través de las paredes de los tubos desde el vapor condensante hasta el fluido más frío que circula por los tubos. Si el vapor que entra en el condensador no está sobrecalentado y el condensado no se enfría por debajo de su temperatura de ebullición, la temperatura en todo el lado de la carcasa del condensador es constante. La razón de este hecho es que la temperatura del vapor condensante está fijada por la presión en el espacio de la carcasa, y la presión en dicho espacio es constante. La temperatura del fluido que circula por los tubos aumenta continuamente a medida que avanza por los mismos.

En la Fig. 6.5 se representan las temperaturas del vapor condensante y de líquido frente a la longitud de los tubos.

La línea horizontal representa la temperatura del vapor condensante y la línea curva inferior representa la temperatura ascendente del fluido del lado de los tubos.

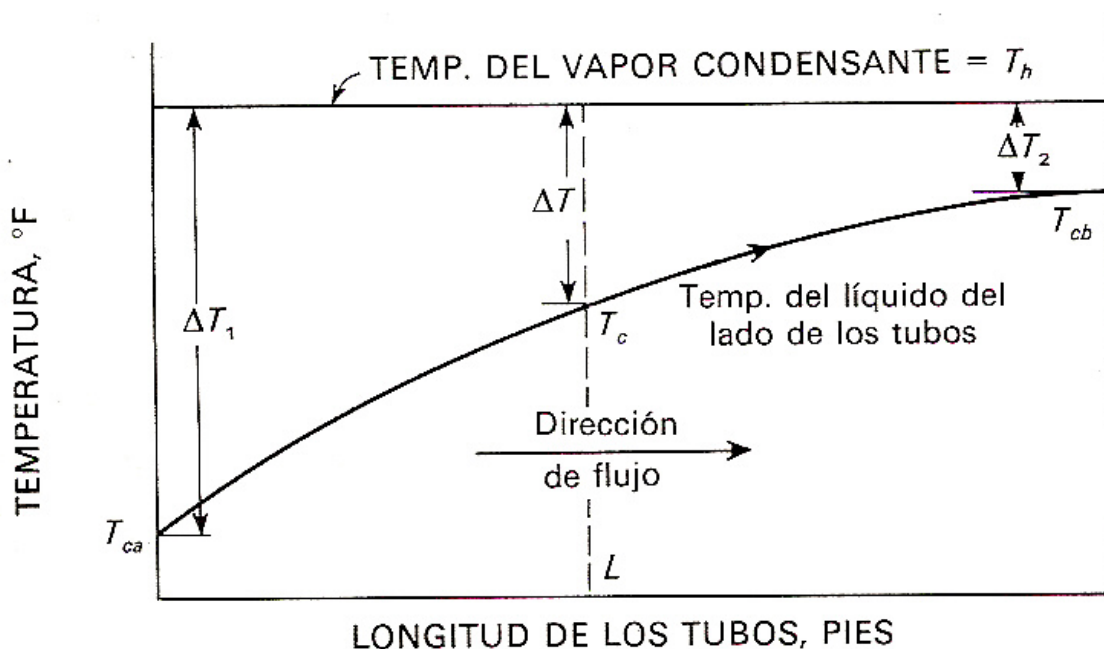


Figura 6.5. Representación de la temperatura frente a la longitud de los tubos

En la Fig. 6.5 las temperaturas del fluido a la entrada y a la salida son  $T_{ca}$  y  $T_{cb}$ , respectivamente, y la temperatura constante del vapor es  $T_h$ . A una longitud  $L$  del extremo de entrada en los tubos la temperatura del fluido es  $T_c$  y la diferencia local entre las temperaturas del vapor y el fluido es  $T_h - T_c$ . Esta diferencia de temperatura recibe el nombre de diferencia puntual de temperatura y se representa por  $\Delta T$ . La diferencia puntual de temperatura en la entrada de los tubos es  $T_h - T_{ca}$ , que se representa por  $\Delta T_1$ , y a la salida de los mismos es  $T_h - T_{cb}$  y se representa por  $\Delta T_2$ . Las diferencias puntuales de temperaturas en los extremos  $\Delta T_1$  y  $\Delta T_2$  reciben el nombre de acercamientos.

La variación de temperatura del fluido,  $T_{cb} - T_{ca}$ , recibe el nombre de intervalo de temperatura o, simplemente intervalo. En un condensador solamente hay un intervalo, que es el del fluido que se calienta.

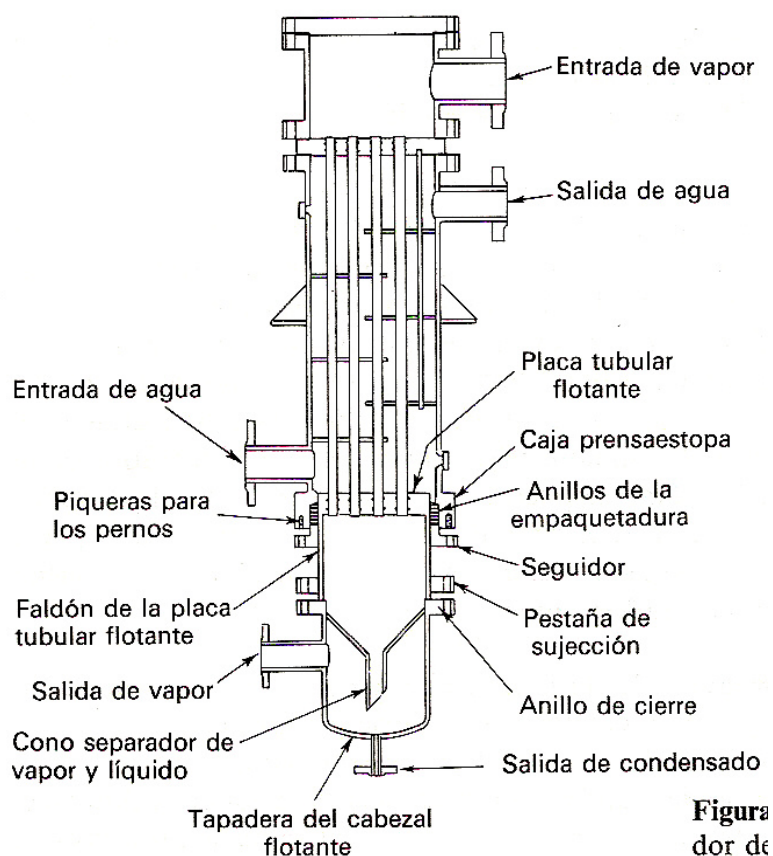


Figura 6.6. Condensador para mezclas de vapores y gases no condensables.

Si observamos la figura 6.6 el condensador tiene una disposición vertical, en vez de horizontal, como ocurre en la mayoría de los condensadores para vapores que no contienen gases no condensables; además, el vapor condensa en el interior de los tubos en vez de en el exterior, y el refrigerante circula a través de la carcasa y no de los tubos. Esto proporciona un eficaz barrido de la mezcla de gas y vapor a través de los tubos y evita la formación de bolsas estancadas de gas inerte que podrían recubrir la superficie de transmisión de calor. El cabezal inferior está modificado para separar el condensado del vapor y de los gases no condensados.

## 6.2 DISEÑO DE CONDENSADORES

### 6.2.1 Introducción

Existen varios criterios para la selección del tipo de condensadores industriales a diseñar.

La condensación es la conversión de vapor en líquido de tal manera que el calor es transferido desde el sistema al refrigerante. Es un proceso presente en química en donde el refrigerante puede ser calentado o vaporizado.

El diseño del condensador depende de las condiciones de proceso específicas, así como el diseño térmico, el físico y su evaluación económica. Todo ello nos ayudará a seleccionar el tipo de condensador.

Hay dos importantes tipos de condensadores: los que condensan en una superficie y los que lo hacen por contacto directo. Los que condensan en superficie son aquellos en donde el refrigerante está separado del vapor y del condensado por una fina placa que puede ser una placa o un tubo. En los condensadores por contacto directo el refrigerante, el vapor y el vapor condensado forman una mezcla.

Las superficies de condensación más importantes son: por carcasa y tubos, por refrigeración por aire o en platos. Las superficies de los platos y tubos son normalmente lisas aunque pueden ser corrugados o disponer de aletas.

Así nuestro condensador debe reunir unos requisitos como el funcionamiento en un rango de condiciones incluido el punto de diseño, su viabilidad económica o salvaguardar otro tipo de limitaciones como tamaño, peso o mantenimiento.

Sin embargo el principal factor en la selección del condensador adecuado depende si la condensación es total o parcial si el vapor es puro o mezcla de compuestos o de si son compuestos no condensables.

El tipo de refrigerante también interviene en el tipo de condensador a utilizar particularmente si vaporiza.

La decisión de elegir entre: carcasa y tubos (de si la condensación se realizará en carcasa o en tubo) o por contacto directo depende de:

- 1.- Presión. A altas presiones es mejor la condensación por tubos debido a que los tubos preparados para alta presión son más económicos que la carcasa.
- 2.- Caída de presión. La caída de presión puede ser crítica a bajas presiones y requiere más área de contacto si la condensación es por tubos, si la condensación es por carcasa puede ser mejor y si la condensación es por contacto directo es excelente.
- 3.- Corrosión. Los vapores corrosivos requieren aleaciones especiales y costosas por lo que es más económico incorporar estas aleaciones al interior de los tubos que a la carcasa. Si el vapor fuera muy corrosivo la mejor opción son los condensadores por contacto directo.
- 4.- Ensuciamiento. Es mejor que se produzca por las paredes del interior de los tubos ya que es más fácil de limpiar que la carcasa y los exteriores de los tubos.
- 5.- Temperatura. A altas temperaturas los dos problemas importantes que se presentan son: problemas con el material de las juntas de los tubos que se puede dilatar si la condensación es por tubos y el diseño y aspectos de seguridad si la condensación es por carcasa.

6.- Punto de congelación. Si el condensado llega a congelar, es preferible la condensación por carcasa especialmente si el pitch grande para que no selle el interior de los tubos.

7.- Control del condensado. El flujo de vapor y condensado debería estar controlado cuando la mezcla de multicomponentes tenga sustancias hirviendo u oscilen es su punto de rocío o cuando hay gases solubles en el flujo. El mejor control se consigue con la condensación por tubos con la condensación por carcasa el contacto del vapor con el condensado puedo minimizar el control.

8.- Venteo. Los gases no condensables pueden influir en la condensación por tubos mas significativamente que en carcasa.

### **6.2.2 Condensadores de carcasa y tubos**

Hay una amplia variedad de condensadores en esta categoría. Normalmente tiene una aplicación muy específica. Son condensadores utilizados para procesos a vacío o alta presiones para ácidos corrosivos para vapores mezclados que pueden incluir no condensables. La condensación puede llevarse a cabo tanto en la carcasa como en los tubos. La orientación de la unidad puede ser vertical u horizontal.

### **6.2.3 Condensadores verticales (condensación en tubos)**

Este tipo de condensador consta de una carcasa en cuyo interior se aloja un paquete de tubos que pueden estar fijos a la estructura de la unidad si la limpieza de la carcasa puede hacerse químicamente. La carcasa debe estar provista de un venteo en su punto mas alto.

El vapor a condensar entra por la parte superior a la cabeza de la unidad que distribuye el vapor por todo el haz tubular éste fluye por ellos junto con el condensado que se va produciendo. El condensado se va almacenando en la parte inferior que tiene un tamaño lo suficientemente grande para que los gases no condensables puedan ascender a la parte superior de esta cabeza y escapar por una tobera.

Las ventajas de este diseño son:

- 1.- El condensado esta siempre en contacto con la superficie fría y con el vapor y permite una condensación en un amplio rango de temperaturas, esto nos asegura que las fases de liquido y vapor siguen la curva integral de condensación.
- 2.- El condensado lava toda la superficie en lo que es una ventaja bajo la acción de situaciones corrosivas.

3.- El vapor fluye por la trayectoria definida con lo que ayuda a la predicción de los coeficientes de película.

Las desventajas de este diseño son:

1.- El refrigerante, que puede tener un alto factor de ensuciamiento, fluye por la parte de la carcasa.

2.- La caída de presión puede ser relativamente alta a bajas presiones. Por esta razón se requieren gran tamaño de diámetro para los tubos en operaciones a vacío.

3.- La pérdida de velocidad de condensación reduce los coeficientes de transmisión de calor con lo que se requiere más área de transmisión. Es más significativo cuando la mezcla de vapores contiene gases no condensables y se produce la condensación.

En base a los pros y contras expuestos con anterioridad, hemos tomado la determinación de proyectar un **condensador vertical**, en el cual la condensación se realizará en el interior de los tubos.

Expondremos a continuación los motivos de nuestra decisión.

- **TUBOS VERTICALES**

- El condensado esta siempre en contacto con la pared fria y los vapores.
- La condensación lava todas las superficies, resultando una ventaja en situaciones corrosivas.
- Facilita el venteo de gases en la cabeza.

- **CONDENSADO EN EL INTERIOR DE LOS TUBOS**

- Presión: El condensado (gas que sale del reactor) circula a 100 bares.

Se pueden dar 2 circunstancias:

- a) Si pasa por los tubos, solamente los tubos deben ser capaces de resistir elevadas presiones.
- b) Si circula por la carcasa, la carcasa y los tubos deben ser capaces de resistir 100 bares. Desde el punto de vista económico, el apartado a) resulta mas rentable.

- Corrosión: Ambas corrientes son corrosivas; el refrigerante tiene una elevada concentración de amoniaco, mientras que el condensado transporta una mezcla de gases como son:  $\text{NH}_3$ ,  $\text{CH}_4$  y  $\text{H}_2$ . Esta última corriente se considera mas corrosiva que la del refrigerante, si circula por tubos, solo los tubos deben de ser resistente, en cambio si lo hace por carcasa, ambas superficies deben estar preparadas para la corrosión.

- Ensuciamiento: El refrigerante es amoniaco casi-puro, por lo que apenas posee impurezas, que si aparecen en el condensado. Resulta mas facil y

económico limpiar los tubos que la carcasa. El más sucio debe circular por tubos, este dato corrobora nuestra decisión.

- **MATERIAL**

Debido a las sustancias tóxicas y corrosivas ( $\text{NH}_3$ ,  $\text{CH}_4$  y  $\text{H}_2$ ) que transportan las corrientes, debemos utilizar un acero galvanizado de elevada resistencia. Los manuales indican que podemos utilizar uno de menos resistencia, pero por experiencia propia y para evitar cualquier problema, utilizaremos Acero AISI 316.

- **ARREGLO**

Al no tener problemas de ensuciamiento en la carcasa podemos optar por un arreglo triangular. Este tipo de arreglo nos permite introducir mayor número de tubos que en una carcasa de igual diametro y arreglo en cuadro.

- **DEFLECTOR**

Utilizaremos deflectores semicirculares, la distancia entre deflectores se encuentra tabulada junto con los cálculos del condensador. Los tubos que atraviesan el deflector nunca irán soldados o unidos mediante uniones rígidas, pues la entrada se realiza a 650 K, lo que da lugar a que el tubo se dilate. Si está soldado no tiene espacio para su dilatación y puede llegar a romperse. Por tanto los tubos irán apoyados sobre los deflectores y la incisión sobre el deflector debe dejar cierta holgura al tubo.

### **6.3 CALCULOS JUSTIFICATIVOS DEL DISEÑO DEL CONDENSADOR**

Para el diseño de nuestro condensador hay que diferenciar dos zonas distintas debido a las condiciones de entrada y de salida de nuestro equipo.

En el proyecto original, la geometría exigida para el condensador llevo a la necesidad de plantear dos condensadores en paralelo de dimensiones más reducidas, con el fin de que las pérdidas de carga tuvieran valores aceptables. Por lo tanto para este diseño de revamping, se plantea como criterio de partida contar igualmente con dos condensadores en paralelo.

Hay que tener en cuenta que nuestra mezcla de vapor multicomponente ha pasado de 30,066 kg/s a entrar con un caudal de 60.99 kg/s a una temperatura de 650 K; temperatura a la cual no se produce condensación alguna. Por lo tanto el parámetro que nos va a ayudar a diferenciar las dos zonas de nuestro condensador será la temperatura de rocío o lo que es lo mismo, la temperatura a la cual se forma nuestra primera gota de condensado.

Para el cálculo de esta temperatura utilizamos una herramienta informática como es el programa de simulación de procesos químicos llamado "CHEMCAD".

El cálculo es muy sencillo y lógico en su aplicación; en primer lugar dibujaremos una torre de destilación flash e introduciremos como corriente de entrada la composición obtenida en el balance de materia correspondiente a la corriente "4" con sus respectivas variables termodinámicas:

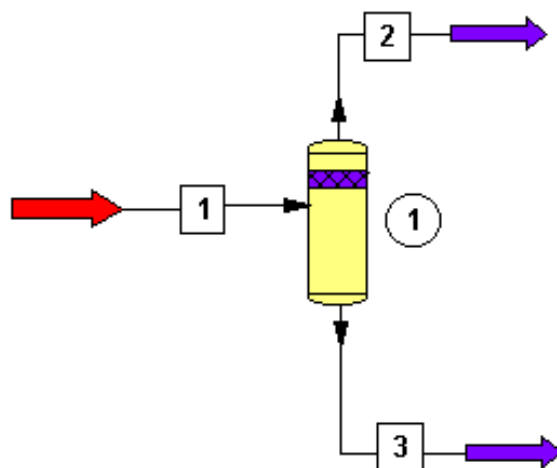


Figura 6.7. Representación de una torre de destilación.

Temperatura K	650*
Presión bar	100*
Entalpía MJ/s	-8.9657
Fracción molar vapor	1
Caudal Total kmol/s	5.5772
Caudal Total kg/s	60.99
Total Líquido m <sup>3</sup> /h	619.7090
Total Vapor m <sup>3</sup> /h	450019.99
Caudales en kg/s	
Hidrógeno	6.2473
Metano	4.5162
Argón	3.3436
Nitrógeno	27.8006
Amoniaco	19.0822



A continuación ponemos a la fracción molar de vapor el valor de 1 y ejecutamos la simulación del proceso dando los siguientes resultados:

Temperatura K	308.8*
Presión bar	100*
Entalpía MJ/s	-73.780
Fracción molar vapor	1
Caudal Total kmol/s	5.5772
Caudal Total kg/s	60.99
Total Líquido m <sup>3</sup> /h	619.71
Total Vapor m <sup>3</sup> /h	450019.99
Caudales en kg/s	
Hidrógeno	6.2473
Metano	4.5162
Argón	3.3436
Nitrógeno	27.8006
Amoniaco	19.0822

Por lo tanto la temperatura a la que se forma la primera gota de condensado es de 308.8 K.

Este dato nos permite diferenciar una zona del condensador donde existirá un sobrecalentamiento en un intervalo de temperatura de 650 K hasta 308.8 K y otra zona del condensador donde se forma la película de condensado que abarca un rango de temperatura de 308.8 hasta 245 K, rango en el cual se condensa un 20% del vapor que entra al condensador.

Para el cálculo de nuestra primera zona, trataremos nuestro condensador como un intercambiador de calor normal donde el refrigerante (NH<sub>3</sub>) circula por la carcasa y el vapor multicomponente circula por el interior de los tubos por razones descritas en apartados anteriores.

### 6.3.1 Cálculos zona intercambiador de calor

Al considerar dos condensadores en paralelo dividiremos en partes iguales las cantidades de caudal de refrigerante y vapor multicomponente, con el consiguiente reparto de calor.

Nuestra ecuación de diseño será por tanto:

$$Q = U A \text{ LMTD. (Ec. 6.27)}$$

De estas variables podemos calcular las siguientes:

1. Calor (Q):

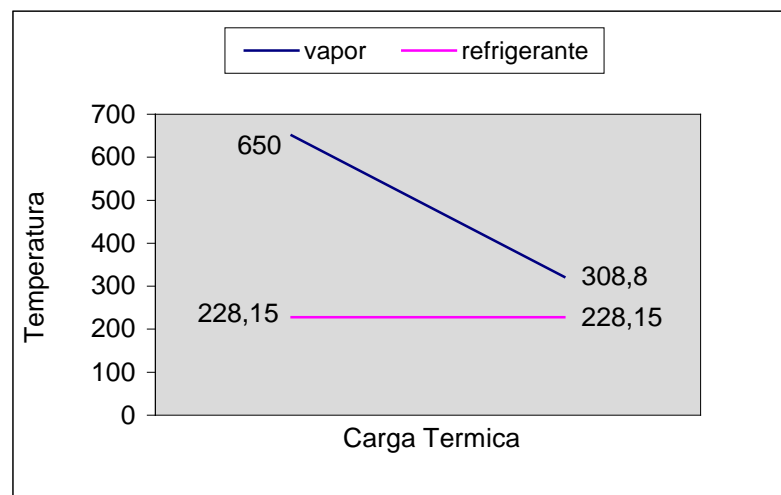
$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (\text{Ec. 6.28})$$

Dónde:

- $m$  = caudal másico = 2.7886 kmol/s
- $C_p$  = capacidad calorífica = 33808 J /kmol·K
- $\Delta T$  = incremento de temperatura = 341.2 K

$$Q = 32167524.28 \text{ J/s}$$

2. Media logarítmica de temperaturas (LMTD):



$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{Ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (\text{Ec. 6.29})$$

Dónde:

$\Delta T_1$  = Variación de las temperaturas de entrada entre el vapor y el refrigerante = 421.85 K

$\Delta T_2$  = Variación de las temperaturas de salida entre el vapor y el refrigerante = 80.65 K

$$LMTD = 206.22 \text{ K}$$

Las variables de área (A) y del coeficiente global de transmisión de calor (U) son desconocidas, por lo que la estrategia para el cálculo de diseño de nuestro condensador queda definida de la siguiente manera:

- Hacemos una estimación preliminar del área de sobrecalentamiento; para ello suponemos una U, sacada de tablas:

$$U = 615 \text{ w/m}^2 \text{ K}$$

Por lo tanto:

$$A = \frac{Q}{U \cdot LMTD} \quad (\text{Ec. 6.30})$$

$$A = 169.25 \text{ m}^2$$

- Una vez conocida el área de transferencia de calor estimada, seleccionamos las características de los tubos. Se han fijado los mismos valores que en el proyecto original, a excepción de la longitud de los tubos que en este caso se han considerado más largos. Estos valores se han fijado en función de los estándares que nos ofrece el mercado:

Diámetro interior	$2.75 \cdot 10^{-2} \text{ m}$
Diámetro exterior	$1 \frac{1}{4} \text{ plg} = 3.18 \cdot 10^{-2} \text{ m}$
Espesor	$14 \text{ BWG} = 2.11 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Longitud	$3.66 \text{ m}$

Los estándares para las longitudes de los tubos son los siguientes: 8 ft (2,4384 m), 12 ft (3,6576m), 16 ft (4,8768 m), 20 ft (6,096 m).

Para decidir la distribución de los tubos se requiere la elección del pitch, que es la distancia entre los centros de dos tubos consecutivos.

Se elige un pitch triangular que proporciona elevadas velocidades de transferencia de calor.

El pitch recomendado es función del diámetro externo de los tubos ( $D_e$ ) y viene determinado por los estándares TEMA que especifican una la distancia mínima entre los tubos de 1.25 veces el diámetro exterior de éstos para el espaciado triangular.

$$\text{Pitch} = 1.25 \cdot D_e$$

El número de tubos se calcula:

$$N_t = A_{\text{total}} / A_t$$

$$A_{\text{total}}: \text{Área total de intercambio necesaria}$$

$$A_t: \text{Área de intercambio de un tubo} = \pi \cdot D_e \cdot L$$

Para la selección de la carcasa nos vamos a tablas y buscamos una carcasa que soporte el número de tubos necesarios para nuestras condiciones de un paso por carcasa y tubo.

La carcasa seleccionada será una carcasa de 66" (1.6764 m) donde podremos colocar 1520 tubos. Es la misma carcasa que se utiliza en el proyecto original

Una vez conocido el diámetro de la carcasa podremos calcular la distancia entre deflectores:

$$L_D = 0.45 D_C \text{ (Ec. 6.31)}$$

Dónde:

$$D_C = \text{Diámetro de la carcasa}$$

Por último, el número de pantallas deflectoras se calcula de la siguiente manera:

$$N_p = (L / L_D) - 1 \text{ (Ec. 6.32)}$$

Dónde:

L= Longitud tubos

$L_D$  = Distancia entre deflectores

En resumen, nuestro condensador presentará en principio la siguiente geometría de diseño:

Diámetro exterior de tubos	$3.18 \cdot 10^{-2} \text{ m}$
Diámetro interior de tubos	$2.75 \cdot 10^{-2} \text{ m}$
Longitud de tubos	3.66 m
Pitch	$3.975 \cdot 10^{-2} \text{ m}$
Superficie	$0.3656 \text{ m}^2$
Numero de tubos	1520
Numero de paso por tubos	1
Numero de paso por carcasa	1
Diámetro interior de la carcasa	1.6764 m
Distancia entre deflectores	0.7544 m
Número de deflectores	4

Al cambiar el número de tubos, cambia el área de transferencia de calor

$$A = A_{SUPUESTA} \cdot \frac{N_{t(teórico)}}{N_{t(supuestos)}} \quad (\text{Ec. 6.33})$$

El cambio de área lleva consigo una corrección en el factor de transmisión de calor U, que quedará:

$$U = \frac{Q}{A \cdot LMTD} \quad (\text{Ec. 6.34})$$

Una vez definidas nuestras variables de diseño del condensador, pasamos al cálculo del coeficiente de transmisión de calor real de nuestra zona de sobrecalentamiento del condensador.

Para ello partimos de la ecuación:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{D_e}{D_i} \cdot \frac{1}{h_i}} \quad (\text{Ec. 6.35})$$

Dónde:

$h_e$  = coeficiente de convección exterior ( $\text{w/m}^2 \text{ K}$ )

$h_i$  = coeficiente de convección interior ( $\text{w/m}^2 \text{ K}$ )

$D_e$  = diámetro exterior del tubo (m)

$D_i$  = diámetro interior del tubo (m)

Este coeficiente es válido al suponer despreciable la resistencia que ofrece el metal del tubo, que se considera como un excelente conductor; y también al despreciar el factor de ensuciamiento lo que se solventará al final del diseño al realizar un sobredimensionado del equipo.

### 6.3.1.1 Cálculo del coeficiente de convección exterior.

Para el cálculo de este coeficiente será necesario el cálculo previo de varios parámetros, como son:

➤ Área de flujo cruzado:

$$A_s = \frac{Pt - D_e}{Pt} \cdot D_c \cdot L_D \quad (\text{Ec. 6.36})$$

Dónde:

$Pt$  = Pitch =  $3.975 \cdot 10^{-2}$  m

$D_e$  = Diámetro exterior del tubo =  $3.18 \cdot 10^{-2}$  m

$D_c$  = Diámetro de la carcasa = 1.6764 m

$L_D$  = Distancia entre deflectores = 0.7544 m

$$A_s = 0.2529 \text{ m}^2$$

- Velocidad lineal a través de la carcasa:

$$v = \frac{m/\rho}{A_s} \quad (\text{Ec. 6.37})$$

Dónde:

$$\begin{aligned} m &= \text{Caudal másico del refrigerante} = 100 \text{ kg /s} \\ \rho &= \text{Densidad del refrigerante} = 695.7 \text{ kg / m}^3 \\ A_s &= \text{Área de flujo cruzado} = 0.2529 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$v = 0.5683 \text{ m/s}$$

- Diámetro equivalente:

$$D_{eq} = \frac{1.10}{D_e} (P_t^2 - 0.917 \cdot D_e^2) \quad (\text{Ec. 6.38})$$

Dónde:

$$\begin{aligned} D_e &= \text{Diámetro exterior del tubo} = 3.18 \cdot 10^{-2} \text{ m} \\ P_t &= \text{Pitch} = 3.975 \cdot 10^{-2} \text{ m} \end{aligned}$$

$$D_{eq} = 2.26 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

- Número de Reynolds exterior:

$$Re = \frac{v \cdot D_{eq} \cdot \rho}{\mu} \quad (\text{Ec. 6.39})$$

Dónde:

$$\begin{aligned} v &= \text{Velocidad lineal a través de la carcasa} = 0.5683 \text{ m/s} \\ D_{eq} &= \text{Diámetro equivalente} = 2.26 \cdot 10^{-2} \text{ m} \\ \rho &= \text{Densidad del refrigerante} = 695.71 \text{ kg / m}^3 \\ \mu &= \text{Viscosidad del refrigerante} = 3.011 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s} \end{aligned}$$

$$Re = 29648.82$$

Lo que indica que el refrigerante circula en régimen turbulento.

➤ Número de Prandtl:

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (\text{Ec. 6.40})$$

Dónde:

$C_p$  = Capacidad calorífica del refrigerante = 78888 J/kmol K  
 $\mu$  = Viscosidad del refrigerante =  $3.011 \cdot 10^{-4}$  Pa·s  
 $\lambda$  = Conductividad del refrigerante = 0.6395 w/m K

$$Pr = 37.143$$

Por un lado tenemos que el número de Nusselt es:

$$Nu = 0.38 \cdot (Re)^{0.6} \cdot (Pr)^{0.33} \quad (\text{Ec. 6.41})$$

Dónde:

Re = Número de Reynolds exterior = 29648.82  
 Pr = Número de Prandtl = 37.143

$$Nu = 604.01$$

Por otra parte también sabemos que el número de Nusselt es:

$$Nu = \frac{h_e \cdot Deq}{\lambda} \quad (\text{Ec. 6.42})$$

Dónde despejamos  $h_e$ :

$$h_e = \frac{Nu \cdot \lambda}{Deq} \quad (\text{Ec. 6.43})$$

Siendo:

Nu = número de Nusselt = 604.01  
 $\lambda$  = conductividad del refrigerante = 0.6395 w/m K  
 $Deq$  = Diámetro equivalente =  $2.26 \cdot 10^{-2}$  m

$$h_e = 17106.965 \text{ w/m}^2 \text{ K}$$

### 6.3.1.2. Cálculo del coeficiente de convección interior:

Para el cálculo de este coeficiente será necesario el cálculo previo de varios parámetros, como son:

- Área de paso por los tubos:

$$A_p = \frac{N_t}{N_p} \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \quad (\text{Ec. 6.44})$$

Dónde:

$N_t$  = Número de tubos = 1520 tubos

$N_p$  = Número de pasos por tubo = 1

$D_i$  = Diámetro interior del tubo =  $2.75 \cdot 10^{-2}$  m

$$A_p = 0.9028 \text{ m}^2$$

- Velocidad lineal de paso por los tubos

$$v = \frac{G/\rho}{A_p} \quad (\text{Ec. 6.45})$$

Dónde:

$G$  = Caudal másico de vapor =  $60.99/2 = 30.495$  kg /s

$\rho$  = Densidad del vapor =  $26.7228$  kg/m<sup>3</sup>

$A_p$  = Área de paso por los tubos =  $0.9028$  m<sup>2</sup>

$$v = 1.264 \text{ m/s}$$

- Número de Reynolds interior:

$$Re = \frac{v \cdot D_i \cdot \rho}{\mu} \quad (\text{Ec. 6.46})$$

Dónde:

$v$  = Velocidad lineal de paso por los tubos =  $1.264$  m/s

$D_i$  = Diámetro interior del tubo =  $2.75 \cdot 10^{-2}$  m

$\rho$  = Densidad del vapor =  $26.7228$  kg/m<sup>3</sup>

$\mu$  = Viscosidad del vapor =  $2.066 \cdot 10^{-5}$  Pa·s

$$Re = 44960.6$$



Lo que indica que el vapor circula en régimen turbulento.

➤ Número de Prandtl interior:

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (\text{Ec. 6.47})$$

Dónde:

$C_p$  = Capacidad calorífica del vapor = 33808 J/kmol K

$\mu$  = Viscosidad del vapor =  $2.066 \cdot 10^{-5}$  Pa·s

$\lambda$  = conductividad del vapor = 0.1305 w/m·K

$$Pr = 5.352$$

Por un lado tenemos que el número de Nusselt es:

$$Nu = 0.023 \cdot (Re)^{0.8} \cdot (Pr)^{0.4} \quad (\text{Ec. 6.48})$$

Dónde:

Re = Número de Reynolds interior = 44960.6

Pr = Número de Prandtl = 5.352

$$Nu = 237.361$$

Por otra parte también sabemos que el número de Nusselt es:

$$Nu = \frac{h_i \cdot D_i}{\lambda} \quad (\text{Ec. 6.49})$$

Donde despejamos  $h_i$ :

$$h_i = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_i}$$

Siendo:

Nu = número de Nusselt = 237.361

$\lambda$  = conductividad del vapor = 0.1305 w/m·K

$D_i$  = diámetro interior del tubo =  $2.75 \cdot 10^{-2}$  m

$$h_i = 1126.38 \text{ w/m}^2 \text{ K}$$

### 6.3.1.3. Cálculo de la U y del área real:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{D_e}{D_i} \cdot \frac{1}{h_i}}$$

Dónde:

$h_e$  = coeficiente de convección exterior = 17106.96 w/m<sup>2</sup> K

$h_i$  = coeficiente de convección interior = 1126.38 w/m<sup>2</sup> K

$D_e$  = diámetro exterior del tubo = 3.18·10<sup>-2</sup> m

$D_i$  = diámetro interior del tubo = 2.75·10<sup>-2</sup> m

$$U = 921.6 \text{ w/m}^2 \text{ K}$$

$$A = \frac{Q}{U \cdot LMTD}$$

Dónde:

Q = Calor transferido = 32167524.28 J/s

U = factor de transmisión de calor = 921.6 w/m<sup>2</sup> K

LMTD = Media logarítmica de temperatura = 206.22 K

$$A = 169.25 \text{ m}^2$$

Vemos que los valores reales no son iguales a los valores que supusimos en un principio, por lo que la forma de continuar con el diseño será realizando una serie de iteraciones hasta ajustar los valores supuestos con los valores reales utilizando este mismo esquema de cálculos.

Para facilitar este tipo de operación se puede hacer uso de una hoja de cálculo donde estén formuladas todas estas ecuaciones utilizadas.

DATOS INICIALES		Unidades
U supuesta	921,6	W/m <sup>2</sup> K
T entrada gas	650	K
T condensación del gas	308,8	K
T entrada refrigerante	228,15	K
T salida refrigerante	228,15	K
Caudal molar gas	2,7886	kmol/s
Capacidad calorífica gas	33808	J/kmol·K
Caudal másico gas	30,495	kg/s

Densidad gas	26,723	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad gas	2,066·10 <sup>-5</sup>	Pa·s
Conductividad gas	0,1305	w/m·K
Caudal másico del refrigerante	100	kg/s
Densidad del refrigerante	695,71	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad del refrigerante	3,011·10 <sup>-4</sup>	Pa·s
Conductividad del refrigerante	0,6395	w/m·K
Capacidad calorífica del refrigerante	78888	J/kmol·K

En nuestro caso para realizar dichas iteraciones se ha cambiado la U supuesta por la U obtenida, y se ha ido variando el parámetro de longitud de los tubos, así el resultado de nuestra zona de sobrecalentamiento en el condensador será el siguiente:

<b>Cálculo A supuesta</b>		<b>Unidades</b>
$\Delta T_c$	341,2	K
Calor cedido	32167524,28	J/s
$\Delta T_1$	421,85	K
$\Delta T_2$	80,65	K
LMTD	206,22	K
A supuesta	169,254	m <sup>2</sup>
<b>Selección de tubos</b>		<b>Unidades</b>
Diámetro interior	2,75·10 <sup>-2</sup>	m
Diámetro exterior	3,18·10 <sup>-2</sup>	m
Espesor	2,11·10 <sup>-3</sup>	m
Pitch	3,975·10 <sup>-2</sup>	m
<b>Longitud</b>	<b>1,1163</b>	<b>m</b>
Superficie	0,111346	m <sup>2</sup>
Numero tubos calculados	1520,0773	
Numero de tubos reales	1520	
Diámetro de la carcasa	1,6764	m
Distancia entre deflectores	0,7544	m
<b>Corrección de la U supuesta</b>		<b>Unidades</b>
Área corregida	169,245	m <sup>2</sup>
U corregida	921,648	w/m <sup>2</sup> ·K

---

**CÁLCULO DE LA U REAL**


---

<b>Cálculo del coeficiente de convección interior <math>h_i</math></b>	
Área de paso por tubos	0,9028 m <sup>2</sup>
Velocidad lineal de paso por tubos	1,264 m/s
Re interior	44960,6
Pr interior	5,35
Nusselt	237,36
$h_i$	1126,38 w/m <sup>2</sup> ·K
<b>Cálculo del coeficiente de convección exterior <math>h_e</math></b>	
Área de flujo cruzado	0,2529 m <sup>2</sup>
Velocidad lineal a través de carcasa	0,5683 m/s
Diámetro equivalente	2,25·10 <sup>-2</sup> m
Re exterior	29648,82
Pr exterior	37,14
Nusselt	604,01
$h_e$	17107 w/m <sup>2</sup> ·K
<b>Cálculo de la U real</b>	
U	921,6 w/ m <sup>2</sup> ·K
Área	169,25 m <sup>2</sup>

### 6.3.2 Cálculos zona condensación

Una vez diseñada la geometría del condensador, continuamos con la zona de condensación. El diseño de esta zona no puede realizarse de la misma manera que para un intercambiador de calor normal, ya que en esta zona hay que tener en cuenta los siguientes puntos:

- Resistencia ofrecida por la película de condensado, que va aumentando conforme disminuye la temperatura.
- Resistencia debida a la concentración de gases condensables que va disminuyendo con la disminución de la temperatura.
- Resistencia debida a los gases no condensables que permanece constante.

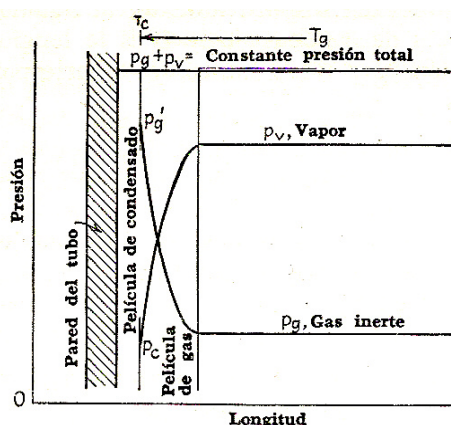


Figura 6.8. Resistencias presentes en la zona de condensación.

Para el cálculo de esta zona y como ya conocemos las variables de diseño, a falta de la longitud final que alcanzarán los tubos, nuestra estrategia a seguir será la siguiente:

- 1) Se dividirá, la zona de condensado, en zonas con igual intercambio de calor que se irán estudiando por separado.

Para ver el calor intercambiado en la zona de condensación, dividimos nuestra zona en intervalos de igual incremento de temperatura, calculamos el calor transferido en cada zona y sacamos el calor total intercambiado en la zona de condensación.

Los resultados obtenidos para intervalos de temperatura de 5 K aproximadamente son:

T (K)	Q (MJ/s)
305.5	2,7061
300.5	6,4869
295.5	9,9252
290.5	13,0661
285.5	15,9475
280.5	18,6012
275.5	21,0548
270.5	23,3316
265.5	25,4520
260.5	27,4342
255.5	29,2942
250.5	31,0463
245	32,8644

Dando la suma de estos resultados un calor total intercambiado de:

$$Q = 257,21 \text{ MJ/s} \approx 258 \text{ MW}$$

Dividimos entonces esta zona de condensación en 7 intervalos donde el calor intercambiado será de 36-37 MW, aproximadamente, en cada intervalo. Al tratarse de dos condensadores en paralelo dicho intercambio de calor se dividirá entre los dos equipos.

Para delimitar nuestros intervalos necesitamos conocer los límites de temperatura en donde se produce ese intercambio de calor para cada intervalo.

Una vez conocido el incremento de calor, se delimitan nuestros intervalos a estudiar:

Intervalo	Rango de Temperaturas (K)	Q intercambiado (MJ/s)
1º	308,8 – 300	17.60525
2º	300 – 292	18.5
3º	292 – 284	18.5
4º	284 – 274	18.5
5º	274 – 264	18.5
6º	264 – 254	18.5
7º	254 – 245	18.5

- 1) Una vez conocidos nuestros intervalos, los estudiamos uno a uno para conocer su área.
- 2) Para el cálculo del área de cada intervalo trabajaremos con la ecuación:

$$\Delta Q = U \cdot A \cdot LMTD$$

Donde  $\Delta Q$  y LMTD son conocidas en cada intervalo y el cálculo de U se puede realizar ya que son conocidas las variables geométricas de diseño del condensador.

### 6.3.2.1 Cálculos realizados en todos los intervalos.

#### 1.-Cálculo del área del primer intervalo (308,8 K – 300 K):

- Datos físico-químicos sacados de los anexos:

<b>DATOS INICIALES</b>		<b>Unidades</b>
T condensación del gas	<b>308,8</b>	K
T salida	<b>300</b>	K
T entrada refrigerante	228,15	K
T salida refrigerante	228,15	K
Caudal molar gas	2,7886	kmol/s
Capacidad calorífica gas	87384	J/kmol·K
Capacidad calorífica liquido	34033	J/kmol·K
Caudal másico gas	30,495	kg/s
Densidad gas	42,86	kg/m <sup>3</sup>
Densidad liquido	570,6	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad gas	1,503·10 <sup>-5</sup>	Pa·s
Viscosidad liquido	1,227·10 <sup>-4</sup>	Pa·s
Conductividad gas	9,39·10 <sup>-2</sup>	w/m·K
Conductividad liquido	0,4268	w/m·K
Caudal másico del refrigerante	100	kg/s
Densidad del refrigerante	695,71	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad del refrigerante	3,011·10 <sup>-4</sup>	Pa·s
Conductividad del refrigerante	0,6395	w/m·K
Capacidad calorífica del refrigerante	78888	J/kmol·K
Calor latente de vaporización	19400000	J/kmol

- Variables de diseño:

<b>Características del condensador</b>		<b>Unidades</b>
Diámetro exterior de tubos	3,18·10 <sup>-2</sup>	m
Diámetro interior de tubos	2,75·10 <sup>-2</sup>	m
Pitch	3,975·10 <sup>-2</sup>	m
Numero de tubos	1520	
Numero de paso por tubos	1	
Numero de paso por carcasa	1	
Diámetro interior de la carcasa	1,6764	m
Distancia entre deflectores	0,754	m
Numero de deflectores	4	

Quedando como incógnita la longitud

Cálculo del coeficiente de transmisión de calor (U):

Partimos de la ecuación:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{D_e}{D_i} \cdot \frac{1}{h_i}}$$

Dónde:

$h_e$  = coeficiente de convección exterior ( $w/m^2 K$ )  
 $h_i$  = coeficiente de convección interior ( $w/m^2 K$ )  
 $D_e$  = diámetro exterior del tubo (m)  
 $D_i$  = diámetro interior del tubo (m)

Cálculo del coeficiente de convección exterior:

Este cálculo se realiza de igual manera que para el caso de la zona de sobrecalentamiento, obteniéndose los siguientes resultados:

<b>Cálculo del coeficiente de convección exterior <math>h_e</math></b>		
Área de flujo cruzado	0,2529	$m^2$
Velocidad lineal a través de carcasa	0,5683	m/s
Diámetro equivalente	$2,26 \cdot 10^{-2}$	m
Re exterior	29648,82	
Pr exterior	37,14	
Nusselt	604,01	
$h_e$	17106,96	$w/m^2 \cdot K$

Cálculo del coeficiente de convección interior:

Este cálculo no puede realizarse de la misma manera que para el caso de la zona de sobrecalentamiento debido a la formación de la película de condensado.

Por lo que en el interior de los tubos nos encontramos un cúmulo de dos resistencias, una resistencia debida a la combinación de calor y materia; y otra resistencia debida a la película de condensado.

- Comenzamos con el cálculo de la resistencia debida a la combinación de calor y materia:

Calculamos el coeficiente de convección interior como si se tratara de un intercambiador de calor normal, así que seguimos los mismos pasos que en el cálculo del coeficiente de convección interior para la zona de sobrecalentamiento:

Área de paso por tubos	0,902	$m^2$
Velocidad lineal de paso por tubos	0,788	m/s
Re interior	61802,13	
Pr interior	5,44	
Nusselt	308,326	
hsv (según Sieder - Tate)	1052,793	$w/m^2 \cdot K$



Una vez calculado este coeficiente se le aplica un factor de corrección que nos proporciona el valor de la resistencia que buscamos:

$$h_v = h_{sv}(1 + \phi_d)$$

$$\phi_d = 1.2 \left[ \frac{\lambda_{vap}}{y(Cp)_v} \left( \frac{\Delta y}{\Delta T_v} \right) + \frac{(Cp)_L}{(Cp)_v} \left( \frac{1-y}{y} \right) \right]$$

Dónde:

$\lambda_{vap}$  = Calor latente de vaporización =  $19,4 \cdot 10^6$  J/kmol  
 $y$  = fracción másica de vapor = 0,9515  
 $Cp_v$  = Capacidad calorífica del vapor = 34033 J/kmol·K  
 $\Delta y$  = Variación de fracción de vapor =  $4,85 \cdot 10^{-2}$   
 $\Delta T_v$  = Variación de temperatura = 8,8 K  
 $Cp_L$  = Capacidad calorífica del líquido = 87384 J/kmol·K  
 $\phi_d$  = 4,1148

$$h_v = 5384,78 \text{ w/m}^2 \cdot \text{K}$$

- A continuación calculamos la otra resistencia debida a la película de condensado:

En primer lugar calculamos el factor de Fanning que nos será necesario posteriormente:

$$f = 0.078 \left( \frac{\mu_v}{Di \cdot G_m} \right)^{1/4}$$

Dónde:

$\mu_v$  = viscosidad del vapor =  $15,03 \cdot 10^{-6}$  Pa·s  
 $Di$  = diámetro interior del tubo =  $2,75 \cdot 10^{-2}$  m  
 $G_m$  = Gasto másico =  $33,77 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$

$$f = 4,9 \cdot 10^{-3}$$

Posteriormente calculamos el factor de fricción:

$$F_{VC} = \frac{f \cdot G_m^2}{2 \cdot \rho_v}$$

Dónde:

$f$  = Factor de Fanning =  $4,9 \cdot 10^{-3}$   
 $G_m$  = Gasto másico =  $33,77 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$   
 $\rho_v$  = Densidad del vapor =  $42,86 \text{ kg/m}^3$

$$F_{vc} = 6,58 \cdot 10^{-2}$$

- Por último calculamos el valor del coeficiente de convección interior debido a la película de condensado formada:

$$\frac{h_{cf} \cdot \mu_L}{k_L \cdot \rho_L^{0.5}} = 0.065(\text{Pr})_c^{0.5} \cdot F_{vc}^{0.5}$$

Dónde:

$$\begin{aligned} \mu_L &= \text{viscosidad de la película} = 12,27 \cdot 10^{-5} \\ k_L &= \text{conductividad del líquido} = 0,4268 \text{ w/m}\cdot\text{K} \\ \rho_L &= \text{densidad del líquido} = 570,6 \text{ kg/m}^3 \\ \text{Pr} &= \text{Prandtl del condensado} = 25,12 \\ F_{vc} &= \text{Factor de fricción} = 6,58 \cdot 10^{-2} \end{aligned}$$

$$h_{cf} = 6945,628 \text{ w/m}^2\cdot\text{K}$$

Sólo nos faltará calcular el coeficiente de convección interior a partir de estas dos resistencias que se combinando la siguiente manera:

$$\frac{1}{h_i} = \frac{1}{h_v} + \frac{1}{h_{cf}}$$

Dónde:

$$\begin{aligned} h_v &= \text{coeficiente de convección interior debido al combinado} \\ &\text{del calor y la materia} = 5384,78 \text{ w/m}^2\cdot\text{K} \\ h_{cf} &= \text{coeficiente de convección interior debido a la película de} \\ &\text{condensado} = 6945,628 \text{ w/m}^2\cdot\text{K} \end{aligned}$$

$$h_i = 3033,21 \text{ w/m}^2\cdot\text{K}$$

### Cálculo de la U real

Una vez calculados nuestros coeficientes de convección, podemos pasar a calcular el coeficiente de transmisión de calor, a partir de la ecuación:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{D_e}{D_i} \cdot \frac{1}{h_i}}$$

Dónde:

$h_e =$  coeficiente de convección exterior = 17106,96 w/m<sup>2</sup>·K  
 $h_i =$  coeficiente de convección interior = 3033,21 w/m<sup>2</sup>·K  
 $D_e =$  diámetro exterior del tubo = 3,18·10<sup>-2</sup> m  
 $D_i =$  diámetro interior del tubo = 2,75·10<sup>-2</sup> m

$$U = 2274,32 \text{ w/m}^2 \cdot \text{K}$$

El área que necesita nuestro intervalo para un intercambio de calor de 17,60525 MW es de:

$$A = \frac{Q}{U \cdot LMTD}$$

$$A = \frac{17.6025 \cdot 10^6}{2274.32 \cdot 76.165}$$

$$A = 101,63 \text{ m}^2$$

Y la longitud de tubos será en ese caso:

$$L = \frac{A}{\pi \cdot D_e \cdot N_{\text{tubos}}}$$

$$L = \frac{101.63}{\pi \cdot 3.18 \cdot 10^{-2} \cdot 1520}$$

$$L = 0.669 \text{ m}$$

## 2.-Cálculo del área del segundo intervalo (300 K – 292 K):

- Datos físico-químicos obtenidos de los anexos:

DATOS INICIALES		Unidades
T condensación del gas	<b>300</b>	K
T salida	<b>292</b>	K
T entrada refrigerante	228,15	K
T salida refrigerante	228,15	K
Caudal molar gas	2,7886	kmol/s
Capacidad calorífica gas	85461	J/kmol·K
Capacidad calorífica liquido	33267	J/kmol·K

Caudal másico gas	30,495	kg/s
• Densidad gas	42,41	kg/m <sup>3</sup>
• Densidad liquido	583,99	kg/m <sup>3</sup>
• Viscosidad gas	$1,493 \cdot 10^{-5}$	Pa·s
Viscosidad liquido	$1,335 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
Conductividad gas	$9,54 \cdot 10^{-2}$	w/m·K
Conductividad liquido	0,4458	w/m·K
Caudal másico del refrigerante	100	kg/s
Densidad del refrigerante	695,71	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad del refrigerante	$3,011 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
Conductividad del refrigerante	0,6395	w/m·K
Capacidad calorífica del refrigerante	78888	J/kmol·K
Calor latente de vaporización	20010000	J/kmol

- Variables de diseño:

Características del condensador		Unidades
Diámetro exterior de tubos	$3,18 \cdot 10^{-2}$	m
Diámetro interior de tubos	$2,75 \cdot 10^{-2}$	m
Pitch	$3,975 \cdot 10^{-2}$	m
Numero de tubos	1520	
Numero de paso por tubos	1	
Numero de paso por carcasa	1	
Diámetro interior de la carcasa	1,6764	m
Distancia entre deflectores	0,754	m
Numero de deflectores	4	

- Cálculo del coeficiente de transmisión de calor (U):

Este cálculo se realizará de igual manera que en el caso anterior:

CÁLCULO DE LA U REAL		
Cálculo del coeficiente de convección interior $h_i$		
Área de paso por tubos	0,902	m <sup>2</sup>
Velocidad lineal de paso por tubos	0,796	m/s
Re interior	62216	
Pr interior	5,2	
Nusselt	304,41	
$h_i$ (según Sieder - Tate)	1056,03	w/m <sup>2</sup> ·K
Fracción másica de vapor	0,8876	
Factor de difusividad	11,81	
h combinado calor + materia	13528,93	w/m <sup>2</sup> ·K
Gasto másico	33,77	kg /m <sup>2</sup> ·s
Factor de Fanning	$4,9 \cdot 10^{-3}$	

Factor Fricción	$6,64 \cdot 10^{-2}$	
Pr condensado	25,59	
h película condensado	6839,41	w/m <sup>2</sup> ·K
hi	4542,83	w/m <sup>2</sup> ·K
<b>Cálculo del coeficiente de convección exterior he</b>		
Área de flujo cruzado	0,2529	m <sup>2</sup>
Velocidad lineal a través de carcasa	0,5683	m/s
Diámetro equivalente	$2,26 \cdot 10^{-2}$	m
Re exterior	29648,82	
Pr exterior	37,14	
Nusselt	604,01	
he	17106,96	
<b>Cálculo de la U real</b>		
U	3194,86	w/m <sup>2</sup> ·K
Área	85,44	m <sup>2</sup>
Longitud	<b>0,562</b>	<b>m</b>

### 3.-Cálculo del área del tercer intervalo (292 K – 284 K):

- Datos físico-químicos obtenidos de los anexos:

	<b>DATOS INICIALES</b>	<b>Unidades</b>
T condensación del gas	<b>292</b>	K
T salida	<b>284</b>	K
T entrada refrigerante	228,15	K
T salida refrigerante	228,15	K
Caudal molar gas	2,7886	kmol/s
Capacidad calorífica gas	83915	J/kmol·K
Capacidad calorífica liquido	32705	J/kmol·K
Caudal másico gas	30,495	kg/s
Densidad gas	42,26	kg/m <sup>3</sup>
Densidad liquido	596,46	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad gas	$1,481 \cdot 10^{-5}$	Pa·s
Viscosidad liquido	$1,449 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
Conductividad gas	$9,62 \cdot 10^{-2}$	w/m·K
Conductividad liquido	0,4642	w/m·K
Caudal másico del refrigerante	100	kg/s
Densidad del refrigerante	695,71	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad del refrigerante	$3,011 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
Conductividad del refrigerante	0,6395	w/m·K
Capacidad calorífica del refrigerante	78888	J/kmol·K
Calor latente de vaporización	20560000	J/kmol

- Variables de diseño:

<b>Características del condensador</b>		<b>Unidades</b>
Diámetro exterior de tubos	$3,18 \cdot 10^{-2}$	m
Diámetro interior de tubos	$2,75 \cdot 10^{-2}$	m
Pitch	$3,975 \cdot 10^{-2}$	m
Numero de tubos	1520	
Numero de paso por tubos	1	
Numero de paso por carcasa	1	
Diámetro interior de la carcasa	1,6764	m
Distancia entre deflectores	0,754	m
Numero de deflectores	4	

- Cálculo del coeficiente de transmisión de calor (U):

Este cálculo se realizará de igual manera que en el caso anterior:

<b>CÁLCULO DE LA U REAL</b>		
<b>Cálculo del coeficiente de convección interior (hi)</b>		
Área de paso por tubos	0,902	m <sup>2</sup>
Velocidad lineal de paso por tubos	0,799	m/s
Re interior	62720,19	
Pr interior	5,03	
Nusselt	302,31	
hi (según Sieder - Tate)	1057,53	w/m <sup>2</sup> ·K
Fracción másica de vapor	0,8378	
Factor de difusividad	18,85	
h combinado calor + materia	20999,01	w/m <sup>2</sup> ·K
Gasto másico	33,77	kg /m <sup>2</sup> ·s
Factor de Fanning	$4,9 \cdot 10^{-3}$	
Factor Fricción	$6,65 \cdot 10^{-2}$	
Pr condensado	26,19	
h película condensado	6713,1	w/m <sup>2</sup> ·K
hi	5086,89	w/m <sup>2</sup> ·K
<b>Cálculo del coeficiente de convección exterior he</b>		
Área de flujo cruzado	0,2529	m <sup>2</sup>
Velocidad lineal a través de carcasa	0,5683	m/s
Diámetro equivalente	$2,26 \cdot 10^{-2}$	m
Re exterior	29648,82	
Pr exterior	37,143	
Nusselt	604,01	
he	17106,96	
<b>Cálculo de la U real</b>		

U	3499,22	w/m <sup>2</sup> ·K
Área	88,46	m <sup>2</sup>
Longitud	<b>0,582</b>	<b>m</b>

#### 4.-Cálculo del área del cuarto intervalo (284 K – 274 K):

- Datos físico-químicos obtenidos de los anexos:

<b>DATOS INICIALES</b>		<b>Unidades</b>
T condensación del gas	<b>284</b>	K
T salida	<b>274</b>	K
T entrada refrigerante	228,15	K
T salida refrigerante	228,15	K
Caudal molar gas	2,7886	kmol/s
Capacidad calorífica gas	82454	J/kmol·K
Capacidad calorífica líquido	32230	J/kmol·K
Caudal másico gas	30,594	kg/s
Densidad gas	42,41	kg/m <sup>3</sup>
Densidad líquido	610,18	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad gas	1,466·10 <sup>-5</sup>	Pa·s
Viscosidad líquido	1,594·10 <sup>-4</sup>	Pa·s
Conductividad gas	9,65·10 <sup>-2</sup>	w/m·K
Conductividad líquido	0,485	w/m·K
Caudal másico del refrigerante	100	kg/s
Densidad del refrigerante	695,71	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad del refrigerante	3,011·10 <sup>-4</sup>	Pa·s
Conductividad del refrigerante	0,6395	w/m·K
Capacidad calorífica del refrigerante	78888	J/kmol·K
Calor latente de vaporización	21140000	J/kmol

- Variables de diseño:

<b>Características del condensador</b>		<b>Unidades</b>
Diámetro exterior de tubos	3,18·10 <sup>-2</sup>	m
Diámetro interior de tubos	2,75·10 <sup>-2</sup>	m
Pitch	3,975·10 <sup>-2</sup>	m
Numero de tubos	1520	
Numero de paso por tubos	1	
Numero de paso por carcasa	1	
Diámetro interior de la carcasa	1,6764	m
Distancia entre deflectores	0,754	m
Numero de deflectores	4	

- Cálculo del coeficiente de transmisión de calor (U):

Este cálculo se realizará de igual manera que en el caso anterior:

<b>CÁLCULO DE LA U REAL</b>		
<b>Cálculo del coeficiente de convección interior (hi)</b>		
Área de paso por tubos	0,902	m <sup>2</sup>
Velocidad lineal de paso por tubos	0,798	m/s
Re interior	63567,64	
Pr interior	4,896	
Nusselt	302,17	
hi (según Sieder - Tate)	1060,37	w/m <sup>2</sup> ·K
Fracción másica de vapor	0,7925	
Factor de difusividad	21,41	
h combinado calor + materia	23771,55	w/m <sup>2</sup> ·K
Gasto másico	33,88	kg /m <sup>2</sup> ·s
Factor de Fanning	4,9·10 <sup>-3</sup>	
Factor Fricción	6,65·10 <sup>-2</sup>	
Pr condensado	27,09	
h película condensado	6558,06	w/m <sup>2</sup> ·K
hi	5140,03	w/m <sup>2</sup> ·K
<b>Cálculo del coeficiente de convección exterior he</b>		
Área de flujo cruzado	0,2529	m <sup>2</sup>
Velocidad lineal a través de carcasa	0,5683	m/s
Diámetro equivalente	2,26·10 <sup>-2</sup>	m
Re exterior	29648,82	
Pr exterior	37,143	
Nusselt	604,016	
he	17106,96	
<b>Cálculo de la U real</b>		
U	3528,23	w/m <sup>2</sup> ·K
Área	103,44	m <sup>2</sup>
Longitud	<b>0,681</b>	<b>m</b>

#### 5.-Cálculo del área del quinto intervalo (274 K – 264 K):

- Datos físico-químicos obtenidos de los anexos:

<b>DATOS INICIALES</b>		<b>Unidades</b>
T condensación del gas	<b>274</b>	K
T salida	<b>264</b>	K
T entrada refrigerante	228,15	K



T salida refrigerante	228,15	K
Caudal molar gas	2,7886	kmol/s
Capacidad calorífica gas	81089	J/kmol·K
Capacidad calorífica liquido	31855	J/kmol·K
Caudal másico gas	30,495	kg/s
Densidad gas	42,93	kg/m <sup>3</sup>
Densidad liquido	625,04	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad gas	$1,445 \cdot 10^{-5}$	Pa·s
Viscosidad liquido	$1,78 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
Conductividad gas	$9,62 \cdot 10^{-2}$	w/m·K
Conductividad liquido	0,5085	w/m·K
Caudal másico del refrigerante	100	kg/s
Densidad del refrigerante	695,71	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad del refrigerante	$3,011 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
Conductividad del refrigerante	0,6395	w/m·K
Capacidad calorífica del refrigerante	78888	J/kmol·K
Calor latente de vaporización	21750000	J/kmol

- Variables de diseño:

<b>Características del condensador</b>		<b>Unidades</b>
Diámetro exterior de tubos	$3,18 \cdot 10^{-2}$	m
Diámetro interior de tubos	$2,75 \cdot 10^{-2}$	m
Pitch	$3,975 \cdot 10^{-2}$	m
Numero de tubos	1520	
Numero de paso por tubos	1	
Numero de paso por carcasa	1	
Diámetro interior de la carcasa	1,6764	m
Distancia entre deflectores	0,754	m
Numero de deflectores	4	

- Cálculo del coeficiente de transmisión de calor (U):

Este cálculo se realizará de igual manera que en el caso anterior:

<b>CÁLCULO DE LA U REAL</b>		
<b>Cálculo del coeficiente de convección interior (hi)</b>		
Área de paso por tubos	0,902	m <sup>2</sup>
Velocidad lineal de paso por tubos	0,786	m/s
Re interior	64282,77	
Pr interior	4,785	
Nusselt	302,1	
hi (según Sieder - Tate)	1056,81	w/m <sup>2</sup> ·K
Fracción másica de vapor	0,76	

Factor de difusividad	26,83	
h combinado calor + materia	29411,6	w/m <sup>2</sup> ·K
Gasto másico	33,77	kg /m <sup>2</sup> ·s
Factor de Fanning	4,9·10 <sup>-3</sup>	
Factor Fricción	6,51·10 <sup>-2</sup>	
Pr condensado	28,38	
h película condensado	6310,34	w/m <sup>2</sup> ·K
hi	5195,61	w/m <sup>2</sup> ·K
<b>Cálculo del coeficiente de convección exterior he</b>		
Área de flujo cruzado	0,2529	m <sup>2</sup>
Velocidad lineal a través de carcasa	0,5683	m/s
Diámetro equivalente	2,26·10 <sup>-2</sup>	m
Re exterior	29648,82	
Pr exterior	37,14	
Nusselt	604,016	
he	17106,96	
<b>Cálculo de la U real</b>		
U	3558,45	w/m <sup>2</sup> ·K
Área	127,9	m <sup>2</sup>
Longitud	<b>0,842</b>	<b>m</b>

## 6.-Cálculo del área del sexto intervalo (264 K – 254 K):

- Datos físico-químicos obtenidos de los anexos:

	<b>DATOS INICIALES</b>	<b>Unidades</b>
T condensación del gas	<b>264</b>	K
T salida	<b>254</b>	K
T entrada refrigerante	228,15	K
T salida refrigerante	228,15	K
Caudal molar gas	2,7886	kmol/s
Capacidad calorífica gas	79988	J/kmol·K
Capacidad calorífica liquido	31611	J/kmol·K
Caudal másico gas	30,495	kg/s
Densidad gas	43,78	kg/m <sup>3</sup>
Densidad liquido	639,49	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad gas	1,421·10 <sup>-5</sup>	Pa·s
Viscosidad liquido	2·10 <sup>-4</sup>	Pa·s
Conductividad gas	9,53·10 <sup>-2</sup>	w/m·K
Conductividad liquido	0,532	w/m·K
Caudal másico del refrigerante	100	kg/s
Densidad del refrigerante	695,71	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad del refrigerante	3,011·10 <sup>-4</sup>	Pa·s
Conductividad del refrigerante	0,6395	w/m·K

Capacidad calorífica del refrigerante	78888	J/kmol·K
Calor latente de vaporización	22320000	J/kmol

- Variables de diseño:

Características del condensador		Unidades
Diámetro exterior de tubos	$3,18 \cdot 10^{-2}$	m
Diámetro interior de tubos	$2,75 \cdot 10^{-2}$	m
Pitch	$3,975 \cdot 10^{-2}$	m
Numero de tubos	1520	
Numero de paso por tubos	1	
Numero de paso por carcasa	1	
Diámetro interior de la carcasa	1,6764	m
Distancia entre deflectores	0,754	m
Numero de deflectores	4	

- Cálculo del coeficiente de transmisión de calor (U):

Este cálculo se realizará de igual manera que en el caso anterior:

CÁLCULO DE LA U REAL		
<b>Cálculo del coeficiente de convección interior (hi)</b>		
Área de paso por tubos	0,902	m <sup>2</sup>
Velocidad lineal de paso por tubos	0,771	m/s
Re interior	65368,48	
Pr interior	4,713	
Nusselt	304,34	
hi (según Sieder - Tate)	1054,68	w/m <sup>2</sup> ·K
Fracción másica de vapor	0,7349	
Factor de difusividad	31,6564	
h combinado calor + materia	34442,18	w/m <sup>2</sup> ·K
Gasto másico	33,77	kg /m <sup>2</sup> ·s
Factor de Fanning	$4,9 \cdot 10^{-3}$	
Factor Fricción	$6,36 \cdot 10^{-2}$	
Pr condensado	30,08	
h película condensado	6043,09	w/m <sup>2</sup> ·K
hi	5141,06	w/m <sup>2</sup> ·K
<b>Cálculo del coeficiente de convección exterior he</b>		
Área de flujo cruzado	0,2529	m <sup>2</sup>
Velocidad lineal a través de carcasa	0,5683	m/s

Diámetro equivalente	$2,26 \cdot 10^{-2}$	m
Re exterior	29648,82	
Pr exterior	37,14	
Nusselt	604,016	
he	17106,96	
<b>Cálculo de la U real</b>		
U	3528,79	$\text{w/m}^2 \cdot \text{K}$
Área	171,44	$\text{m}^2$
Longitud	<b>1,129</b>	<b>m</b>

### 7.-Cálculo del área del séptimo intervalo (254 K – 245 K):

- Datos físico-químicos obtenidos de los anexos:

<b>DATOS INICIALES</b>	<b>Unidades</b>
T condensación del gas	<b>254</b> K
T salida	<b>245</b> K
T entrada refrigerante	228,15 K
T salida refrigerante	228,15 K
Caudal molar gas	2,7886 kmol/s
Capacidad calorífica gas	79111 J/kmol·K
Capacidad calorífica liquido	31480 J/kmol·K
Caudal másico gas	30,495 kg/s
Densidad gas	44,89 $\text{kg/m}^3$
Densidad liquido	652,88 $\text{kg/m}^3$
Viscosidad gas	$1,396 \cdot 10^{-5}$ Pa·s
Viscosidad liquido	$2,258 \cdot 10^{-4}$ Pa·s
Conductividad gas	$9,4 \cdot 10^{-2}$ $\text{w/m} \cdot \text{K}$
Conductividad liquido	0,5545 $\text{w/m} \cdot \text{K}$
Caudal másico del refrigerante	100 kg/s
Densidad del refrigerante	695,71 $\text{kg/m}^3$
Viscosidad del refrigerante	$3,011 \cdot 10^{-4}$ Pa·s
Conductividad del refrigerante	0,6395 $\text{w/m} \cdot \text{K}$
Capacidad calorífica del refrigerante	78888 J/kmol·K
Calor latente de vaporización	22830000 J/kmol

- Variables de diseño:

<b>Características del condensador</b>	<b>Unidades</b>
Diámetro exterior de tubos	$3,18 \cdot 10^{-2}$ m
Diámetro interior de tubos	$2,75 \cdot 10^{-2}$ m
Pitch	$3,975 \cdot 10^{-2}$ m
Numero de tubos	1520

Numero de paso por tubos	1	
Numero de paso por carcasa	1	
Diámetro interior de la carcasa	1,6764	m
Distancia entre deflectores	0,754	m
Numero de deflectores	4	

- Cálculo del coeficiente de transmisión de calor (U):

Este cálculo se realizará de igual manera que en el caso anterior:

<b>CÁLCULO DE LA U REAL</b>		
<b>Cálculo del coeficiente de convección interior (hi)</b>		
Área de paso por tubos	0,902	m <sup>2</sup>
Velocidad lineal de paso por tubos	0,752	m/s
Re interior	66539,12	
Pr interior	4,675	
Nusselt	307,68	
hi (según Sieder - Tate)	1051,73	w/m <sup>2</sup> ·K
Fracción másica de vapor	0,7179	
Factor de difusividad	39,18	
h combinado calor + materia	42266,99	w/m <sup>2</sup> ·K
Gasto másico	33,77	kg /m <sup>2</sup> ·s
Factor de Fanning	4,9·10 <sup>-3</sup>	
Factor Fricción	6,17·10 <sup>-2</sup>	
Pr condensado	32,21	
h película condensado	5750,73	w/m <sup>2</sup> ·K
hi	5062,01	w/m <sup>2</sup> ·K
<b>Cálculo del coeficiente de convección exterior he</b>		
Área de flujo cruzado	0,2529	m <sup>2</sup>
Velocidad lineal a través de carcasa	0,5683	m/s
Diámetro equivalente	2,26·10 <sup>-2</sup>	m
Re exterior	29648,82	
Pr exterior	37,14	
Nusselt	604,016	
he	17106,96	
<b>Cálculo de la U real</b>		
U	3485,59	w/m <sup>2</sup> ·K
Área	252,38	m <sup>2</sup>
Longitud	1,662	m

El resultado de diseño obtenido para cada condensador, teniendo en cuenta que se utilizan tubos de 1 1/4" y una carcasa de 66" es el siguiente:

Intervalo	U (w/m <sup>2</sup> K)	Q (J/s)	A (m <sup>2</sup> )	L (m)
Vapor	921,602	32167524,28	169,25	1,116
1	2274,329	17605250	101,63	0,669
2	3194,861	18500000	85,44	0,562
3	3499,221	18500000	88,46	0,582
4	3528,240	18500000	104,44	0,681
5	3558,452	18500000	127,9	0,842
6	3528,798	18500000	171,44	1,129
7	3485,594	18500000	252,38	1,662
			<b>1100.98</b>	<b>7.245</b>

Selección de tubos	Unidades	
Diámetro exterior de tubos	3,18·10 <sup>-2</sup>	m
Diámetro interior de tubos	2,75·10 <sup>-2</sup>	m
Pitch	3,975·10 <sup>-2</sup>	m
Numero de tubos	1520	m
Numero de paso por tubos	1	
Numero de paso por carcasa	1	
Diámetro interior de la carcasa	1,6764	
Distancia entre deflectores	0,754	m
Numero de deflectores	4	

A continuación y como dijimos al principio realizamos un sobredimensionado de nuestro condensador para que no afecten la resistencia debida al factor de ensuciamiento y la resistencia que ofrece el metal. El sobredimensionado será de aproximadamente un 25%, dando un resultado final del diseño del condensador de:

Resultados	
Área total	<b>1376.23 m<sup>2</sup></b>
Longitud total	<b>9.056 m</b>

El condensador se quedará esquematizado de la siguiente manera:

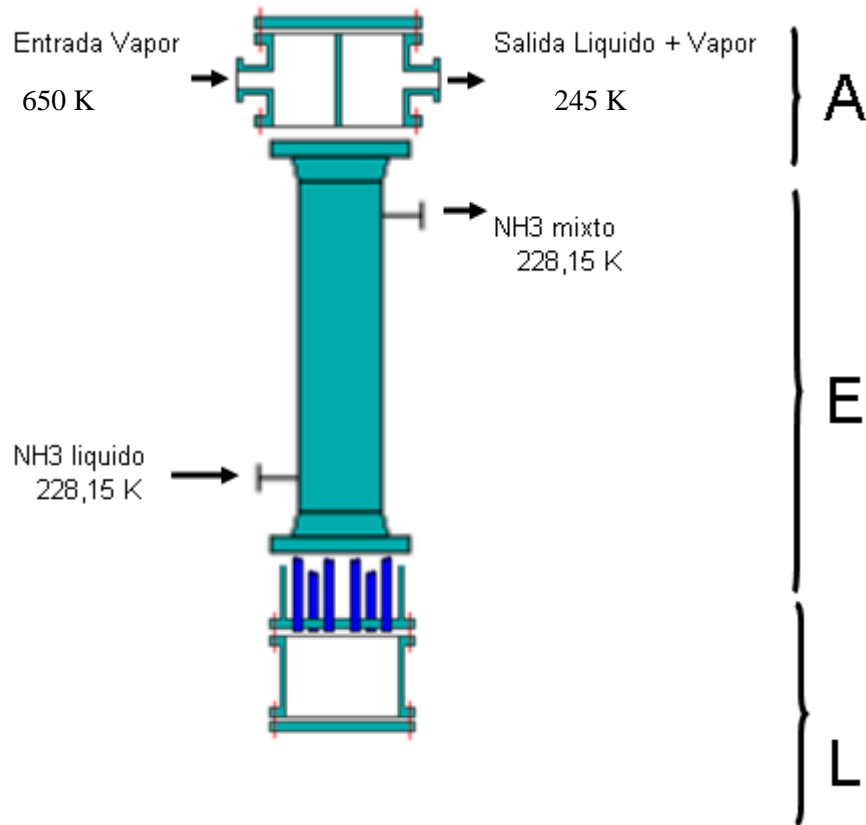


Figura 6.9. Esquema de un condensador

El último paso que nos queda para dar por bueno el diseño del condensador es comprobar si las pérdidas de carga tanto en tubos como en carcasa son aceptables, definiendo como resultados aceptables pérdidas de presión que no superen el 5% de la presión total tanto en tubos como en carcasa.

Por lo tanto tendremos que para el interior de los tubos no podremos superar pérdidas de presión de 5 bares y para la carcasa tendremos una limitación de carga de 0.025 bares.

### 6.3.2.2. Cálculo de las pérdidas de carga en tubos y carcasa.

Utilizaremos las siguientes ecuaciones según Kern y Tinker.

Pérdidas de carga en el interior de los tubos:

$$\Delta P_T = f_T \cdot \frac{G_T^2 \cdot L \cdot N_P}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot D_i}$$

Dónde:

$f_T$  = factor de fricción en tubos (se saca de tablas) =  $2.8 \cdot 10^{-4}$   
 $G_T$  = Caudal másico del vapor multicomponente  
 $L$  = longitud de los tubos  
 $N_P$  = número de pasos por tubo = 1  
 $g$  = aceleración gravitatoria =  $9.81 \text{ m} / \text{s}^2$   
 $\rho$  = Densidad del vapor multicomponente  
 $D_i$  = Diámetro interior de los tubos

Pérdidas de carga en la carcasa:

$$\Delta P_e = f_e \cdot \frac{G_e^2 \cdot D_e \cdot (N+1)}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot D_{EQUIV}}$$

Dónde:

$f_T$  = factor de fricción en tubos (se saca de tablas) =  $2.29 \cdot 10^{-3}$   
 $G_e$  = Caudal másico refrigerante =  $100 \text{ kg} / \text{s}$   
 $D_e$  = Diámetro de la carcasa =  $1.6764 \text{ m}$   
 $g$  = aceleración gravitatoria =  $9.81 \text{ m} / \text{s}^2$   
 $\rho$  = Densidad refrigerante =  $695.71 \text{ kg} / \text{m}^3$   
 $D_{equiv}$  = Diámetro equivalente =  $2.26 \cdot 10^{-2} \text{ m}$   
 $N$  = N° deflectores = 4

Comprobamos las pérdidas de carga siguiendo el mismo criterio que anteriormente, y obtenemos los siguientes resultados:

Intervalo	Pérdidas presión carcasa (bar)	Pérdidas presión tubos (bar)
Vapor	$9.54 \cdot 10^{-4}$	$1.98 \cdot 10^{-5}$
1º	$9.54 \cdot 10^{-4}$	$9.12 \cdot 10^{-7}$
2º	$9.54 \cdot 10^{-4}$	$7.74 \cdot 10^{-7}$
3º	$9.54 \cdot 10^{-4}$	$8.04 \cdot 10^{-7}$
4º	$9.54 \cdot 10^{-4}$	$9.41 \cdot 10^{-7}$
5º	$9.54 \cdot 10^{-4}$	$1.13 \cdot 10^{-6}$
6º	$9.54 \cdot 10^{-4}$	$1.5 \cdot 10^{-6}$
7º	$9.54 \cdot 10^{-4}$	$2.15 \cdot 10^{-6}$
	$7.64 \cdot 10^{-4}$	$2.84 \cdot 10^{-5}$



<b>Pérdidas presión (mbar)</b>	
<b>Carcasa</b>	7.64
<b>Tubos</b>	0.0284

Observamos que si son aceptables las pérdidas de carga tanto en el interior de los tubos como en la carcasa, por lo que nuestra elección de diseño será la colocación de dos condensadores en paralelo con las características anteriores.

### **6.3.3. Comparación con los datos obtenidos en el proyecto original para cada condensador**

<b>DISEÑO</b>	<b>PROYECTO ORIGINAL</b>	<b>REVAMPING</b>
<b>Área</b>	268.565 m <sup>2</sup>	1376.23 m <sup>2</sup>
<b>Longitud</b>	3 m	9.056 m

Se puede comprobar que necesitamos dos condensadores en paralelo con una longitud el triple de la considerada en el proyecto original.

## 7. DISEÑO DE LOS COMPRESORES K-100 Y K-200

### 7.1 INTRODUCCIÓN A LOS COMPRESORES

Los compresores son máquinas que tienen por finalidad aportar una energía a los fluidos compresibles (gases y vapores) sobre los que operan, para hacerlos fluir aumentando al mismo tiempo su presión.

En esta última característica precisamente, se distinguen de las soplantes y ventiladores que manejan grandes cantidades de fluidos compresibles (aire por ejemplo) sin modificar sensiblemente su presión, con funciones similares a las bombas de fluidos incompresibles.

Un compresor admite gas o vapor a una presión  $P_1$  dada, descargándolo a una presión  $P_2$  superior. La energía necesaria para efectuar este trabajo la proporciona un motor eléctrico o una turbina de vapor.

Los compresores alternativos tienen una amplia gama de volúmenes desplazados.

### 7.2 COMPRESORES ALTERNATIVOS

Los compresores alternativos son los más utilizados en la industria química. Constan de uno o más cilindros en serie, según sean de una o varias etapas, respectivamente, cuyo funcionamiento es totalmente igual al de las bombas alternativas.

En el movimiento de admisión, el émbolo se mueve dentro del cilindro, admitiendo gas a la cámara por la válvula de admisión a la presión  $P_1$ . Luego se cierran las válvulas, el émbolo comienza a moverse comprimiendo el gas, hasta alcanzar una presión  $P_2$  que basta para vencer la resistencia de la válvula de escape. Esta se abre permitiendo la salida de gas a la presión  $P_1$  hasta expulsar el gas de la cámara de modo que pueda retornar el pistón que recomienza el movimiento, entonces se cierra la válvula de escape y se abre la de admisión. Con este movimiento se reinicia el ciclo.

La Fig.7.1 es un diagrama idealizado de la evolución, donde se ha representado el espacio muerto necesario para que el émbolo no choque contra la culata y las vibraciones de presión causadas por la acción de las válvulas. El trabajo requerido para efectuar el ciclo viene dado por el área encerrada por él mismo.

$$-W = \int v dP$$

$$P_1 \cdot V_1^\gamma = P_2 \cdot V_2^\gamma \Rightarrow V_2 = V_1 \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{1/\gamma}$$

$$-W = \int V_1 \cdot P_1^{1/\gamma} \cdot \frac{dP}{P^{1/\gamma}} = \frac{\gamma \cdot V_1 \cdot P_1^{1/\gamma}}{1-\gamma} \cdot \left[ P_2^{1-\frac{1}{\gamma}} - P_1^{1-\frac{1}{\gamma}} \right] = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot V_1 \cdot P_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

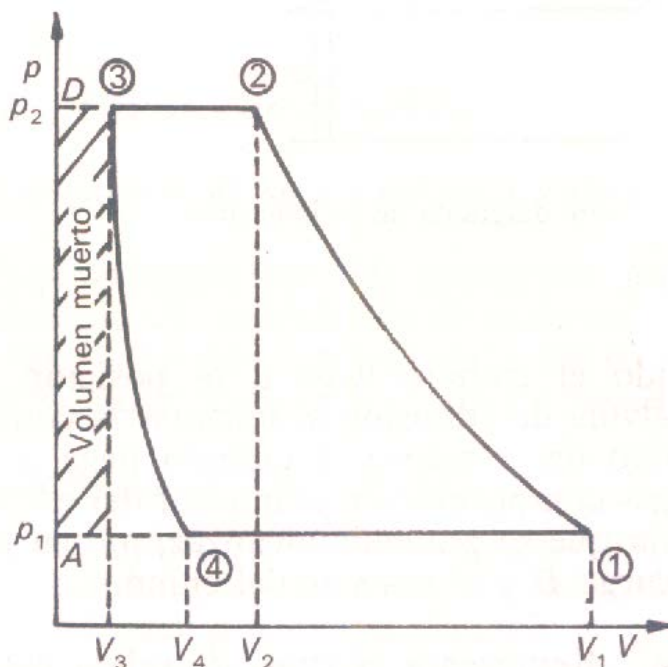


Fig.7.1. Proceso de funcionamiento de un compresor.

Los procesos reales no son perfectamente adiabáticos. Si se comprime un gas las temperaturas alcanzadas pueden ser tan altas que el recinto donde se comprime disipa importantes cantidades de calor. Además, por razones prácticas conviene refrigerar el recinto, para evitar que las altas temperaturas lleguen a perjudicar las partes mecánicas más delicadas del compresor. Sin embargo, la refrigeración no es cien por cien eficaz porque no es capaz de eliminar todo el calor producido, de modo que la evolución tampoco es isotérmica. Es decir que en la práctica la evolución transcurre por un camino intermedio entre la adiabática y la isotérmica.

A cualquier evolución que se pueda representar por una ley potencial se le denomina politrópica. En tal caso las evoluciones isotérmicas y adiabáticas son, en resumen, formas especiales e idealizadas de las politrópicas. Podemos describirlas mediante la siguiente ley potencial:

$$P \cdot V^k = \text{constante}$$

Cuando  $k=1$  tenemos una isoterma. Cuando  $k = \gamma$  tenemos una adiabática.

Las transformaciones politrópicas requieren que el sistema intercambie energía en forma de calor con el medio, excepto que sean adiabáticas. Por ejemplo en una evolución compresiva será necesario extraer una cierta cantidad de calor del gas

hacia el medio mientras que en una expansión politrópica habrá un ingreso de otra cierta cantidad de calor desde el medio hacia el gas.

En los aparatos más pequeños, de una sola etapa, es suficiente una refrigeración por aire. En los aparatos grandes, de múltiples etapas, donde la refrigeración es limitada, la refrigeración es realizada mediante cambiadores de calor conectados entre cada dos etapas. Este enfriamiento reduce todavía más el volumen del gas a la salida del cilindro de baja presión, por lo que los cilindros de alta presión son cada vez de menor tamaño. El número de etapas del compresor habrá de estar acorde con la relación de compresión conseguida en los pistones y con el aumento total de presión deseado.

Por otra parte el gas expulsado del cilindro, que ocupa el volumen muerto del mismo, es comprimido y expandido continuamente con las sucesivas cargas del gas fresco, y como la compresión y la expansión de este gas residual no son completamente reversibles, el rendimiento del proceso disminuye. Esto no ocurre, sin embargo con los líquidos que son prácticamente incompresibles.

### 7.3 COMPRESIÓN EN ETAPAS

Comparando la evolución adiabática y la isotérmica, esta última resulta más ventajosa para la operación de compresión, porque en la compresión adiabática una parte de la energía que suministra el compresor se gasta en calentar el gas. Además, cuando la relación de compresión ( $r$ ) es muy grande la temperatura final en la compresión adiabática es muy alta, pudiendo perjudicar las válvulas o el lubricante. Por otra parte, el trabajo requerido para la compresión adiabática es mayor que para la compresión isotérmica. Esto se puede ver en un diagrama P-V (Fig.7.2) que el área encerrada por el ciclo es mayor para la evolución adiabática que para la isotérmica.

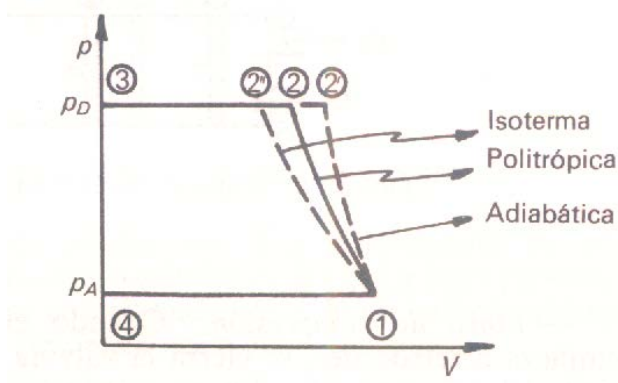


Fig.7.2. Tipos de compresión

La solución lógica a este problema es llevar la evolución a condiciones isotérmicas. Esto no se puede lograr totalmente en la práctica, de modo que lo que se consigue es solo una aproximación. Se puede hacer de varios modos: con aletas disipadoras de calor, encamisando el cilindro y haciendo pasar agua por la

camisa. Estas no llevan a una evolución isotérmica, pero tampoco es adiabática y en consecuencia resulta politrópica.

Los mecanismos disipativos fallan cuando se trata de enfriar un gas sometido a elevadas relaciones de compresión, porque la robustez de la construcción dificulta el pasaje de calor a través de paredes muy gruesas, entonces lo que se hace es comprimir en etapas con enfriamiento intermedio.

El grado de compresión  $r$  es el cociente entre la presión absoluta de descarga  $P_2$  y la presión absoluta de admisión o entrada  $P_1$ . Puede tener cualquier valor pero en la práctica, en compresores de una sola etapa no suele pasarse de relaciones de compresión de 3,5 a 4, ya que relaciones de compresión más altas necesitan un compresor voluminoso que encarece el equipo. Además como toda compresión lleva consigo un aumento de temperatura de los gases que se procesan, existe el riesgo de que éstos salgan excesivamente calientes, lo que perjudicaría tanto el equipo mecánico como la lubricación de la máquina.

Cuando la relación de compresión es muy grande, se aconseja el empleo de compresores de varias etapas escalonadas con o sin refrigeración intermedia, cada una de las cuales tiene una relación de compresión del orden de 2 a 4.

Según sea el  $n^o$  de etapas, la relación de compresión  $r$  en cada etapa es:

$$r = \sqrt[n]{\frac{P_{\text{máx}}}{P_{\text{mín}}}}$$

Siendo  $n$  el  $n^o$  de etapas, que permite disponer de una relación de compresión ideal idéntica en cada etapa.

En un compresor de dos o más etapas se puede establecer una relación de compresión total, que es la relación entre la presión absoluta final en la descarga de la última etapa y la presión absoluta inicial en la aspiración de la primera etapa; también se puede establecer una relación de compresión parcial de cada etapa, que es la relación entre la presión absoluta final en la descarga de aquella etapa y la presión absoluta en la aspiración de la misma etapa.

#### 7.4 DIAGRAMA DE UN COMPRESOR DE ETAPAS

En la compresión en etapas, se puede refrigerar el fluido entre cada una de ellas mediante un sistema de refrigeración intermedio (con un agente enfriador exterior que puede ser el aire o el agua), cuya acción principal es la de dispersar el calor producido durante la compresión.

La refrigeración intermedia perfecta se consigue cuando la temperatura del fluido que sale del refrigerador intermedio es igual a la temperatura del fluido a la entrada en la aspiración del compresor

Cuando las relaciones de compresión de todas las etapas sean iguales, se logra un consumo de potencia mínimo.

Si aumentamos el número de etapas, la compresión se acercará a la isoterma del fluido inicial, que es la transformación de compresión que requiere menos trabajo. La compresión en dos o más etapas permite mantener la temperatura de los cilindros de trabajo entre límites razonables; temperaturas anormalmente altas llevan consigo el riesgo de explosiones y carbonización del aceite lubricante y problemas en las válvulas.

Los compresores más usuales en el mercado tienen refrigeración intermedia, y son de dos etapas. El diagrama indicado corresponde a un compresor de cuatro etapas, y en ella los diagramas independientes de cada cilindro se consideran como si fueran de un compresor de una etapa.

La superposición de los diagramas de trabajo correspondientes al cilindro de baja presión, que es el que comprime el fluido aspirado, y al de alta presión, que comprime el aire recibido hasta la presión de trabajo o descarga, indica que la energía que requiere el conjunto de cilindros es muy inferior a la que exigiría si toda la compresión se hubiera realizado de una sola vez.

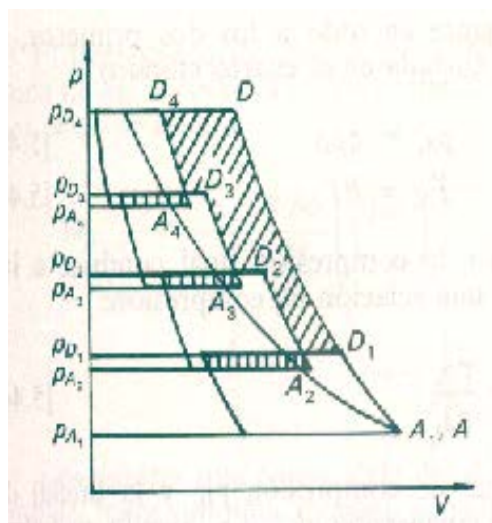


Fig. 7.3. Compresión por etapas.

El área rayada verticalmente corresponde a un trabajo perdido que se realiza dos veces sobre el fluido, en la expulsión del cilindro de baja presión y en la compresión del cilindro de alta presión.

De la observación de la figura se deduce que, para compresores de una etapa, o de dos etapas, de simple efecto, pero en la primera fase de compresión, la curva de compresión está siempre comprendida entre la isotérmica y la adiabática, pero aproximándose más a la segunda que a la primera, lo que refleja un proceso politrópico.

Primero el cilindro aspira el gas a una presión  $p_{A1}$  y a una  $T_{A1}$ , y tras una compresión rápida y prácticamente adiabática, lo expulsa a la presión  $p_{D1}$ , y temperatura  $T_{D1}$  con una relación de compresión:

$$r_1 = \frac{p_{D1}}{p_{A1}}$$

El gas expulsado del primer cilindro pasa por un primer refrigerante, donde se desearía enfriarlo a la primitiva temperatura de aspiración  $T_{A1}$ , sin rebajar la presión de descarga  $p_{D1}$ . En la práctica nunca se alcanzan estas condiciones ideales, de modo que la presión y la temperatura a la salida del refrigerante, y entrada en el segundo cilindro son:

$$p_{A2} < p_{D1} \therefore p_{A2} = \xi p_{D1} \quad (\xi < 1)$$

$$T_{A2} > T_{A1} \therefore T_{A2} = \theta T_{A1} \quad (\theta > 1)$$

Este ciclo se repite para las sucesivas etapas en la compresión de tal manera que consideramos nulos los volúmenes muertos de los cilindros y teniendo en cuenta las pérdidas de presión en válvulas y refrigerantes así como que la refrigeración al final no es tan extremada para que se alcance la temperatura inicial el trabajo politrópico por unidad de masa de gas estaría representado por la ecuación:

$$W_{total} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{RT_{A1}}{M} \left\{ \left[ \left( \frac{p_{D1}}{p_{A1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] + \theta \left[ \frac{1}{\xi} \frac{\gamma-1}{\gamma} \left( \frac{p_2}{p_{D1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] + \dots \right.$$

$$\left. + \theta^{s-1} \left[ \frac{1}{\xi} \frac{\gamma-1}{\gamma} \left( \frac{p_{D_s}}{p_{D_{s-1}}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \right\}$$

Si esta ecuación la multiplicamos por el caudal másico representará la potencia teórica.

Para un compresor de etapas, el trabajo teórico efectuado es mínimo cuando los cilindros logran idéntica cantidad de trabajo.

Debido a que el cilindro de alta presión tiene que admitir todo el aire entregado por el cilindro de baja presión, la presión del refrigerador intermedio viene fijada por el tamaño de los cilindros.

### Potencia de compresores alternativos

- *Rendimiento volumétrico*  $\eta_v$  : es el cociente en % de caudal sobre cilindrada. Nunca llega a ser del cien por cien debido a que las válvulas ocupan un volumen llamado "muerto".
- *Rendimiento de la compresión o eficiencia isoentrópica*  $\eta_c$  : cociente en % de trabajo isoentrópico (adiabático). Varía del 85% al 93%.

- *Rendimiento mecánico*  $\eta_m$ : cociente en % del trabajo real requerido, calculado sobre la potencia al freno. Toma en cuenta los rozamientos e ineficiencias de la transmisión mecánica. Varía del 88% al 95%.

Aún así debemos tener en cuenta que los fluidos a los que les sometemos a presión no se comportan como gases ideales a elevadas temperaturas lo que se traduce en una variación del factor de compresibilidad del gas.

El rendimiento volumétrico se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_v = 0.97 - \left[ \frac{Z_e}{Z_d} \cdot r^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right] C - L$$

Dónde:

C: coeficiente de espacio nocivo dado por el fabricante y propio del equipo es la relación de compresión.

$Z_e$ : factor de compresibilidad en las condiciones de entrada.

$Z_d$ : factor de compresibilidad en las condiciones de salida.

L: factor de fuga.

Queda que la potencia no ideal, corregida para no idealidad causada por presión final alta o naturaleza del gas se puede calcular:

$$\text{Potencia no ideal} = \frac{\gamma \cdot V_1 \cdot p_1}{(\gamma - 1) \cdot (1 - r)} \left( r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \left( r - \frac{Z_e}{Z_d} \right) + \frac{\gamma - 1}{2\gamma - 1} \left( \frac{Z_d}{Z_e} - 1 \right) \left( r^{\frac{2\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

## 7.5 TRANSFORMACIONES ADIABÁTICAS

Una transformación adiabática es aquella en la que el sistema experimenta cambios en sus parámetros, es decir, en su estado sin intercambiar calor con el medio ambiente.

Para sistemas cerrados ideales:

$$\delta Q = dU + \delta W = C_v \cdot dT + P \cdot dv' = 0$$

Para un gas ideal:

$$P = \frac{R \cdot T}{v'} \Rightarrow C_v \cdot dT + \frac{R \cdot T}{v'} \cdot dv' = 0$$

$$\text{Dividiendo por } T \Rightarrow C_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv'}{v'} = 0$$



Nos queda una ecuación diferencial a variables separadas. Si se integra sobre un intervalo muy pequeño de temperatura o presión, se puede considerar a  $R'$  y  $Cv'$  constantes. Las variables de integración son P y T, que están relacionadas en forma biunívoca por la ecuación de gases ideales, de modo que a un cierto valor de P le corresponde un único valor de T y viceversa.

Así nos queda:

$$Cv' \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T} + R' \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv'}{v'} = 0 \Rightarrow Cv' \ln \frac{T_2}{T_1} + R' \ln \frac{v_2'}{v_1'} = 0 \Rightarrow \ln \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{Cv'} + \ln \left( \frac{v_2'}{v_1'} \right)^{R'} = 0$$

$$\Rightarrow \ln \left[ \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{Cv'} \left( \frac{v_2'}{v_1'} \right)^{R'} \right] = 0 \Rightarrow \left[ \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{Cv'} \left( \frac{v_2'}{v_1'} \right)^{R'} \right] = 1$$

Extrayendo raíz:  $Cv' \frac{T_2}{T_1} \left( \frac{v_2'}{v_1'} \right)^{R'/Cv'} = 1$

Por ser  $Cp' - Cv' = R' \rightarrow \frac{T_2}{T_1} \left( \frac{v_2'}{v_1'} \right)^{\frac{Cp' - Cv'}{Cv'}} = 1$

Reemplazando  $\frac{Cp'}{Cv'}$  por  $\gamma$ , tenemos  $\frac{T_2}{T_1} \left( \frac{v_2'}{v_1'} \right)^{\gamma - 1} = 1$

Luego nos queda:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{v_2'}{v_1'} \right)^{\gamma - 1} \Rightarrow T_2 \cdot V_2^{\gamma - 1} = T_1 \cdot V_1^{\gamma - 1}$$

Si reemplazamos  $v'$  por la ecuación de los gases ideales es:

$$v' = \frac{R' \cdot T}{P} \Rightarrow T_2 \left( \frac{R' \cdot T_2}{P_2} \right)^{\gamma - 1} =$$

$$= T_1 \left( \frac{R' \cdot T_1}{P_1} \right)^{\gamma - 1} \Rightarrow T_2^\gamma \cdot P_2^{1 - \gamma} = T_1^\gamma \cdot P_1^{1 - \gamma}$$

Sacando raíz  $\gamma$  en la ecuación anterior obtenemos:  $T_2 \cdot P_2^{\frac{1 - \gamma}{\gamma}} = T_1 \cdot P_1^{\frac{1 - \gamma}{\gamma}}$

Luego, si reemplazamos T de la ecuación de los gases ideales:

$$T = \frac{v' \cdot P}{R'} \Rightarrow \frac{v_2' \cdot P_2}{R'} [P_2]^{\frac{1 - \gamma}{\gamma}} = P_2^{1/\gamma} \cdot v_2' = P_1^{1/\gamma} \cdot v_1'$$

Por último, elevando a la potencia  $\gamma$  obtenemos:

$$P_2 \cdot v_2^\gamma = P_1 \cdot v_1^\gamma$$

En general la ecuación de la evolución adiabática ideal se puede representar:

$$P \cdot v^\gamma = \text{constante} \quad T v^{(\gamma-1)} = \text{constante} \quad TP^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \text{constante}$$

El trabajo de compresión ideal en sistemas se obtiene fácilmente de la integración de la ecuación:

$$\begin{aligned} \delta W &= PdV \\ \delta W &= PdV \quad \text{si } PV^\gamma = P_1 V_1^\gamma \Rightarrow P = \frac{P_1 V_1^\gamma}{V^\gamma} \Rightarrow \\ W &= \int_1^2 PdV = P_1 V_1^\gamma \int_1^2 \frac{dV}{V^\gamma} \Rightarrow W = \frac{P_1 V_1^\gamma}{1-\gamma} [V_2^{1-\gamma} - V_1^{1-\gamma}] = \\ &= \frac{P_1 V_1^\gamma}{1-\gamma} \left\{ \left[ V_1 \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \right]^{1-\gamma} - V_1^{1-\gamma} \right\} = \frac{P_1 V_1^\gamma}{1-\gamma} \left[ V_1^{1-\gamma} \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - V_1^{1-\gamma} \right] = \\ &= \frac{P_1 V_1^\gamma V_1^{1-\gamma}}{1-\gamma} \left[ \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] = \frac{P_1 V_1}{1-\gamma} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \end{aligned}$$

Luego:

$$W = \frac{P_1 V_1}{1-\gamma} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

## 7.6 CALCULOS REALIZADOS

### 7.6.1 Compresor A (K-100)

- Presión de entrada = 20
- Presión de salida = 100

Primero calcularemos la relación de compresión existente para ver si se trata de un compresor de una etapa o de varias etapas, en este caso en concreto  $r = 100/20 = 5$ , dicho valor se encuentra en el rango correspondiente a dos etapas, ya que si la relación de compresión sobrepasa 30 entonces ya estaríamos hablando de tres etapas; para compresores de una o dos etapas hablaremos de un proceso politrópico.

Hemos utilizado primeramente el programa CHEMCAD introduciendo en primer lugar los valores de presión y temperatura de entrada, junto con los caudales másicos de cada uno de los componentes y después hemos introducido el valor de presión de salida y el rendimiento considerado (hemos supuesto un rendimiento del 65%, este valor lo hemos cogido aleatoriamente partiendo de la base que tiene que tener un rendimiento aproximado del 60-80%). Para llegar a la temperatura que nos indica la corriente 2 hemos tenido que poner un intercambiador al final del proceso.

Este programa nos ha dado los siguientes resultados:

- ✓ Al finalizar la primera etapa: **P = 45.4 bar**  
 Potencia = 9176.76 kW  
 $C_P/C_V = 1.40978$   
 $T = 448.84\text{K}$   
 Fracción molar del vapor = 1
- ✓ Al finalizar la segunda etapa: **P = 100 bar**  
 Potencia = 12681.1 kW  
 $C_P/C_V = 1.40136$   
 $T = 632.44\text{K}$   
 Fracción molar del vapor = 1

$$W_{\text{total}} = 9176.76 \text{ kW} + 12681.1 \text{ kW} = \mathbf{21.857 \text{ MW}}$$

Posteriormente se realiza el diseño del intercambiador.

Suponemos un valor del coeficiente de transmisión de calor **U=50 Kcal/hm<sup>2</sup>K**.

La diferencia logarítmica media de temperaturas será:

$$AT_2 = 632.44 - 85 = 547.44\text{K}$$

$$AT_1 = 327.17 - 20 = 307.17\text{K}$$

$$LMTD = AT_2 - AT_1 / \ln(AT_2 / AT_1) = \mathbf{415.79\text{K}}$$

Suponemos un rendimiento del 100% (calor absorbido = calor cedido).

El calor cedido será:

$$Q_C = m_c \cdot C_P \cdot AT_C$$

$$AT_C = 632.44 - 327.17 = 305.27\text{K}$$

$$Q_C = 2.291 \text{ kmol/s} \times 29215.44 \text{ J/kmol}\cdot\text{K} \times 305.27\text{K} = 2.043 \cdot 10^7 \text{ J/s} = \mathbf{17.65 \cdot 10^6 \text{ kcal/h}}$$

La superficie total de intercambio será:

$$Q = U \cdot A \cdot LMTD$$

$$17.65 \cdot 10^6 = 50 \cdot A \cdot 415.79 \quad \rightarrow \quad A = \mathbf{849.05 \text{ m}^2}$$

Suponemos tubos de diámetro exterior  $\frac{3}{4}$  plg (1.905 cm) con paso triangular de 1 plg, espesor 16 BWG, diámetro interior =  $1.575 \cdot 10^{-2}$  m, diámetro de la carcasa de 45 plg y número de tubos = 1726.

La longitud del intercambiador será:

$$A = \pi \cdot D \cdot L \cdot n^{\circ} \text{ tubos} \quad \rightarrow \quad 849.05 = \pi \cdot 1.575 \cdot 10^{-2} \cdot L \cdot 1726$$

$$L = 9.94 \text{ m}$$

$$L \text{ (sobredimensionado 20\%)} = \mathbf{11.92 \text{ m}}$$

### 7.6.1.1 Cálculos teóricos

Una vez realizados los cálculos mediante el programa CHEMCAD hemos realizado los cálculos de manera teórica comprobando de esta forma los resultados utilizando ambos métodos:

#### ✓ 1ª Etapa

Datos:  $\gamma = 1.4$   
 $R = 8.314 \text{ J/ Kg K}$   
 $T = 313.15 \text{ K}$   
 $M = 8.66 \text{ g/mol}$

$$W_{total} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{RT_{A1}}{M} \left[ \left( \frac{P_{D1}}{P_{A1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

$$W = \frac{1.4}{1.4 - 1} \cdot \frac{8.314 \cdot 313.15}{8.66 \cdot 10^{-3}} \left[ \left( \frac{45.4}{20} \right)^{0.286} - 1 \right] = 277.96 \cdot 10^3 \times 19.85 \text{ (c. másico total)}$$

$$W = \mathbf{5.51 \text{ MW}}$$

#### ✓ 2ª Etapa

Datos:  $\gamma = 1.4$   
 $R = 8.314 \text{ J/ Kg K}$   
 $T = 448.84 \text{ K}$   
 $M = 8.66 \text{ g/mol}$

$$W = \frac{1.4}{1.4 - 1} \cdot \frac{8.314 \cdot 448.84}{8.66 \cdot 10^{-3}} \left[ \left( \frac{100}{45.4} \right)^{0.286} - 1 \right] = 382.129 \cdot 10^3 \times 19.85 \text{ (c. másico total)}$$

$$W = \mathbf{7.585 \text{ MW}}$$

$$W \text{ total} = 5.51 \text{ MW} + 7.585 \text{ MW} = \mathbf{13.095 \text{ MW}}$$

Como hemos considerado un rendimiento del 65% entonces multiplicaremos el resultado final por 1.65 obteniendo de esta forma el siguiente valor para la potencia total:

$$W \text{ total} = 13.095 * 1.65 = \mathbf{20.146 \text{ MW}}$$

### 7.6.2 Compresor B (K-200)

- Presión de entrada = 95
- Presión de salida = 100

Para este compresor procederemos de la misma forma que para el anterior. Su relación de compresión es  $95/100 = 0.95$ , se realiza en una sola etapa.

- ✓ Al finalizar la primera etapa:  $P = \mathbf{100 \text{ bar}}$   
 Potencia = 716.561kW  
 $C_P/C_V = 1.47411$   
 $T = 248.73\text{K}$   
 Fracción molar del vapor = 1

$$W = \mathbf{716.561\text{KW}}$$

Posteriormente hemos realizado el diseño del intercambiador.

Suponemos un valor del coeficiente de transmisión de calor  $\mathbf{U = 50 \text{ Kcal/hm}^2\text{K}}$

La diferencia logarítmica media de temperaturas será:

$$AT_2 = 248.73 - 85 = 163.73 \text{ K}$$

$$AT_1 = 247.15 - 20 = 227.15 \text{ K}$$

$$LMTD = AT_2 - AT_1 / \ln (AT_2 / AT_1) = \mathbf{193.71\text{K}}$$

Suponemos un rendimiento del 100% (calor absorbido = calor cedido).

El calor cedido será:

$$Q_C = m_c \cdot C_P \cdot AT_C$$

$$AT_C = 248.73 - 247.15 = 1.58\text{K}$$

$$Q_C = 4.3154 \text{ kmol/s} \times 31363.0136 \text{ J/kmol K} \times 1.58\text{K} = 21.38 \cdot 10^4 \text{ J/s} = \mathbf{18.47 \cdot 10^4 \text{ kcal/h}}$$

La superficie total de intercambio será:

$$Q = U \cdot A \cdot \text{LMTD}$$

$$18.47 \cdot 10^4 = 50 \cdot A \cdot 193.71 \quad \rightarrow \quad A = \mathbf{19.07 \text{ m}^2}$$

Suponemos tubos de diámetro exterior  $\frac{3}{4}$  plg (1.905 cm) con paso triangular de 1 plg, espesor 16 BWG, diámetro interior =  $1.575 \cdot 10^{-2}$  m, diámetro de la carcasa de 45 plg y número de tubos = 1726.

La longitud del intercambiador será:

$$A = \pi \cdot D \cdot L \cdot n^{\circ} \text{ tubos} \quad \rightarrow \quad 12.58 = \pi \cdot 1.575 \cdot 10^{-2} \cdot L \cdot 1726$$

$$L = 0.223 \text{ m}$$

$$L \text{ (sobredimensionado 20\%)} = \mathbf{0.268 \text{ m}}$$

### 7.6.2.1 Cálculos teóricos

Realizamos ahora los cálculos de forma teórica utilizando la misma fórmula que para el compresor anterior:

Datos:  $\gamma = 1.4$

$R = 8.314 \text{ J/ Kg}$

$T = 243.17 \text{ K}$

$M = 8.66 \text{ g/mol}$

$$W_{total} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{RT_{A1}}{M} \left[ \left( \frac{P_{D1}}{P_{A1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

$$W = \frac{1.4}{1.4 - 1} \cdot \frac{8.314 \cdot 243.17}{8.66 \cdot 10^{-3}} \left[ \left( \frac{100}{95} \right)^{0.286} - 1 \right] = 12.074 \cdot 10^3 \times 41.1499 \text{ (c. másico total)}$$

$$W = \mathbf{496.883 \text{ KW}}$$

Como hemos considerado un rendimiento del 65% entonces multiplicaremos el resultado final por 1.65 obteniendo de esta forma el siguiente valor para la potencia total:

$$W \text{ total} = 496.883 \cdot 1.65 = \mathbf{819.858 \text{ KW}}$$

### 7.6.3 Comparación con los datos obtenidos en el proyecto original

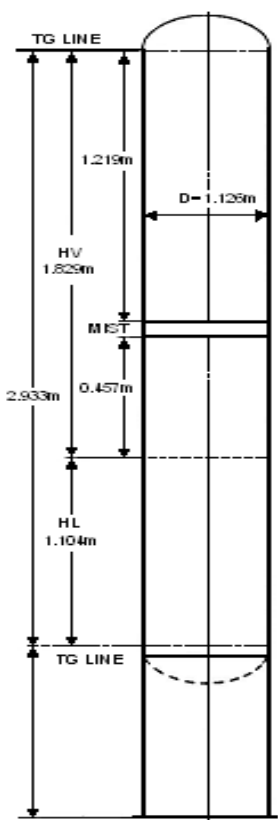
<b>DISEÑO K-100</b>	<b>PROYECTO ORIGINAL</b>	<b>REVAMPING</b>
Calor cedido	$11.5 \cdot 10^6$ Kcal/h	$17.65 \cdot 10^6$ Kcal/h
Área de intercambio	551.90 m <sup>2</sup>	849.05 m <sup>2</sup>
Longitud	7.75 m	11.92 m
Potencia total	14.575 MW	21.857 MW

<b>DISEÑO K-200</b>	<b>PROYECTO ORIGINAL</b>	<b>REVAMPING</b>
Calor cedido	$7.29 \cdot 10^4$ Kcal/h	$18.47 \cdot 10^4$ Kcal/h
Área de intercambio	7.52 m <sup>2</sup>	19.07 m <sup>2</sup>
Longitud	0.1 m	0.268 m
Potencia total	314.462 KW	716.561 KW

## 8. ESPECIFICACIONES TECNICAS

HOJA DE ESPECIFICACIONES REACTOR		Nº de equipo: R-100			
		REACTOR			
		Nº de hoja: 1			
CLIENTE	UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA				
DIRECCIÓN	Plaza del Cronista Isidoro Valverde, Edificio "la Milagrosa"				
LOCALIZACIÓN DE LA PLANTA	Polígono Industrial Cabezo Beaza, Cartagena				
	<b>CONDICIONES DE DISEÑO</b>				
		Entrada (3)	Salida (4)		
	Temperatura	378.77 K	650 K		
	Presión	100 bar	100 bar		
	B.M.(kg/s)				
	N <sub>2</sub>	42.207	27.800		
	H <sub>2</sub>	9.357	6.247		
	Ar	3.343	3.343		
	CH <sub>4</sub>	4.516	4.516		
	NH <sub>3</sub>	1.564	19.082		
	Caudal más. total	60.99 kg/s	60.99 kg/s		
	Caudal molar total	6.605 kmol/s	5.577 kmol/s		
	Fase	Gas	Gas		
	Fracción vapor	1	1		
	<b>ZONA DEL REACTOR</b>				
<b>DATOS DE OPERACIÓN Y FUNCIONAMIENTO</b>					
Temperatura de entrada	535.74 K				
Temperatura de salida	754.69 K				
Catalizador	FeO-Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>				
	Diámetro gránulos	8 mm			
	Densidad	4900 kg/m <sup>3</sup>			
	Densidad aparente	2650 kg/m <sup>3</sup>			
Conversión final	46.06 %				
Cantidad de catalizador	42.38 Tn				
<b>CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS</b>					
Material	A204 Gr.A C-0.5Mo				
Tubos	N	1377	De	0.0191 m	Paso triangular
	L	7.3m	Di	0.01356 m	Pitch
Carcasa	Dc	1.829 m			
	Junta	Soldadura doble			
<b>ZONA DEL INTERCAMBIADOR</b>					
<b>DATOS DE OPERACIÓN Y FUNCIONAMIENTO</b>					
Temperatura	Entrada	Salida			
Fluido frío	378.77 K	535.47 K			
Fluido caliente	754.69 K	650 K			
Coefficiente global transmisión de calor	951.18 J/m <sup>2</sup> sK				
<b>CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS</b>					
Material	A204 Gr.A C-0.5Mo				
Tubos	N	1377	De	0.0191 m	Paso triangular
	L	1.09	Di	0.01356 m	Pitch
Carcasa	Dc	1.829 m			
	Junta	Soldadura doble			
Peso del reactor sin catalizador	4.845 Tn				
Peso del reactor con catalizador	47.225 Tn				
Longitud del reactor	10.64 m				



HOJA DE ESPECIFICACIONES SEPARADOR		Nº de equipo: D-100			
		SEPARADOR			
		Nº de hoja: 2			
CLIENTE		UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA			
DIRECCIÓN		Plaza del Cronista Isidoro Valverde, Edificio "la Milagrosa"			
LOCALIZACIÓN DE LA PLANTA		Polígono Industrial Cabezo Beza, Cartagena			
		CONDICIONES DE DISEÑO			
			Entrada (7)	Salida (8)	Salida (12)
		Temperatura	245 K	243.17 K	243.17 K
		Presión	100	95 bar	95 bar
		B.M.(kg/s)			
		N <sub>2</sub>	27.800	27.743	0.0577
		H <sub>2</sub>	6.247	6.243	0.0039
		Ar	3.343	3.232	0.1108
		CH <sub>4</sub>	4.516	4.448	0.0674
		NH <sub>3</sub>	19.082	1.647	17.434
		Caudal másico	60.99 kg/s	43.315 kg/s	17.674 kg/s
		Caudal molar	5.577 kmol/s	4.542 kmol/s	1.0347 kmol/s
		Fase	Mixta	Gas	Líquido
		Fracción de vapor	0.815	1	0
		OTRAS ESPECIFICACIONES			
Eficacia de juntas		100 %			
Stress permisible material		17.5 KPSI			
Eficacia soldadura		1 (Radiografiado total)			
Permisividad corrosión		0.125 in			
Altura	HL (Altura líquido)	0.791 m			
	HV (Altura Vapor)	1.829 m			
	MIST (Eliminador niebla)	0.152 m			
	HT (Altura total)	2.6198 m			
Diámetro separador		1.606 m			
Radio interno cabezal		0.803 m			
Velocidad máxima de vapor		0.49 m/s			
Factor de separación		0.105			
Material		ASTM A-516 GR. 70			
Peso	Carcasa	7951.57 kg			
	Cabezales	1223.78 kg			
	Total	9175.35 kg			
Espesor	Carcasa	7.319 cm			
	Cabezal semiesférico	3.672 cm			

HOJA DE ESPECIFICACIONES DE CONDENSADOR				Nº de equipo: E-100			
				CONDENSADOR			
				Nº de Hoja: 3			
CLIENTE		UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA					
DIRECCIÓN		Plaza del Cronista Isidoro Valverde, Edificio "La Milagrosa"					
LOCALIZACIÓN DE LA PLANTA		Polígono Industrial Cabezo Beaza, Cartagena					
DATOS DE OPERACIÓN Y FUNCIONAMIENTO							
SERVICIO DE LA UNIDAD		Condensado de los gases de amoniaco					
TIPO		Carcasa y tubos. Vertical (condensación en tubos)					
Caudal másico de entrada		60.99 kg/s					
Fracción de vapor a la salida		0.815					
ZONA 1- ZONA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR							
Temperatura de entrada		650 K					
Temperatura de salida		308.8 K					
Coeficiente de convección interior		1126.38 W/m <sup>2</sup> ·K					
Coeficiente de convección exterior		17106.96 W/m <sup>2</sup> ·K					
Coeficiente global (U)		921.6 W/m <sup>2</sup> ·K					
ZONA 2- ZONA DE CONDENSACIÓN							
Temperatura de entrada		308.8 K					
Temperatura de salida		245 K					
Intervalos de división		U (w/m <sup>2</sup> K)		Q (J/s)			
Vapor		921,602		32167524,28			
1		2274,329		17605250			
2		3194,861		18500000			
3		3499,221		18500000			
4		3528,240		18500000			
5		3558,452		18500000			
6		3528,798		18500000			
7		3485,594		18500000			
CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS							
PRESIÓN DE DISEÑO		1.2 bar		1.2 bar			
TEMPERATURA DE DISEÑO		150°C		150°C			
MATERIAL		Acero al carbono		Acero al carbono			
TUBOS	Nº	1520	D.E.	3.18·10 <sup>-2</sup> m	D.I.	2.75·10 <sup>-2</sup> m	
	LONGITUD	3.66 m	PITCH	3.97·10 <sup>-2</sup> m	DISPOSICIÓN	Triangular	
CARCASA		Dc		1.68 m			
SOLDADURA DE CARCASA		en "X" (examen 100%)		EFICIENCIA		1	
PÉRDIDA DE CARGA		CARCASA		7.6·10 <sup>-3</sup> bar			
		INTERIOR TUBOS		2.8·10 <sup>-5</sup> bar			
Nº DE DEFLECTORES				4			
DISTANCIA ENTRE DEFLECTORES				0.754 m			
Nº DE PASO POR TUBOS				1			
Nº DE PASO POR CARCASA				1			
ÁREA DE DISEÑO				1376.23 m <sup>2</sup>			
LONGITUD TOTAL				9.056 m			

<b>HOJA DE ESPECIFICACIONES DE COMPRESOR</b>		Nº de equipo: K-100
		COMPRESOR
		Nº de Hoja: 4
CLIENTE	UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA	
DIRECCIÓN	Plaza del Cronista Isidoro Valverde, Edificio "La Milagrosa"	
LOCALIZACIÓN DE LA PLANTA	Polígono Industrial Cabezo Beaza, Cartagena	
<b>DATOS DE OPERACIÓN Y FUNCIONAMIENTO</b>		
TIPO	ALTERNATIVO POR ETAPAS	
Nº ETAPAS	2	
REFRIGERACIÓN	INTERCAMBIADOR DE CALOR	
PRESIÓN DE ENTRADA	20 bar	
PRESIÓN DE SALIDA	100 bar	
TEMPERATURA DE ENTRADA	313.15 K	
TEMPERATURA DE SALIDA	327.15 K	
CAUDAL MÁSSICO	19.85 kg/s	
<b>PRIMERA ETAPA (K-101)</b>		
GRADO DE COMPRESIÓN	2.27	
PRESIÓN ENTRADA	20 bar	
PRESIÓN SALIDA	45.4 bar	
$\gamma$	1.4	
TEMPERATURA	313.15 K	
POTENCIA	9176.76 KW	
<b>SEGUNDA ETAPA (K-102)</b>		
GRADO DE COMPRESIÓN	2.203	
PRESIÓN ENTRADA	45.4 bar	
PRESIÓN SALIDA	100 bar	
$\gamma$	1.4	
TEMPERATURA	448.84 K	
POTENCIA	12681.1 KW	
POTENCIA TOTAL	21857.86 KW	
<b>INTERCAMBIADOR DE CALOR</b>		
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR	50 kcal/h·m <sup>2</sup> ·K	
CALOR CEDIDO	17.65·10 <sup>6</sup> kcal/h	
ÁREA	849.05 m <sup>2</sup>	
DIÁMETRO EXTERIOR TUBOS	0.01905 m	
DIÁMETRO INTERIOR TUBOS	0.01575 m	
DIÁMETRO DE LA CARCASA	1.143 m	
Nº DE TUBOS	1726	
LONGITUD TOTAL	11.92 m	

HOJA DE ESPECIFICACIONES DE COMPRESOR		Nº de equipo: K-200
		COMPRESOR
		Nº de Hoja: 5
CLIENTE	UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA	
DIRECCIÓN	Plaza del Cronista Isidoro Valverde, Edificio "La Milagrosa"	
LOCALIZACIÓN DE LA PLANTA	Polígono Industrial Cabezo Beaza, Cartagena	
DATOS DE OPERACIÓN Y FUNCIONAMIENTO		
TIPO	ALTERNATIVO	
Nº ETAPAS	1	
REFRIGERACIÓN	INTERCAMBIADOR DE CALOR	
PRESIÓN DE ENTRADA	95 bar	
PRESIÓN DE SALIDA	100 bar	
TEMPERATURA DE ENTRADA	243.17 K	
TEMPERATURA DE SALIDA	248.73 K	
CAUDAL MÁSSICO TOTAL	41.15 kg/s	
RELACIÓN DE COMPRESIÓN	0.95	
FRACCIÓN MOLAR DE VAPOR	1	
$\gamma$	1.4	
RENDIMIENTO	65%	
POTENCIA	586.786 KW	
INTERCAMBIADOR DE CALOR		
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR	50 kcal/h·m <sup>2</sup> ·K	
CALOR CEDIDO	18.47·10 <sup>4</sup> kcal/h	
ÁREA	19.07 m <sup>2</sup>	
DIÁMETRO EXTERIOR TUBOS	0.01905 m	
DIÁMETRO INTERIOR TUBOS	0.01575 m	
DIÁMETRO DE LA CARCASA	1.143 m	
Nº DE TUBOS	1726	
LONGITUD TOTAL	0.268 m	