



UNIVERSIDAD SIMÓN BOLÍVAR
Departamento de Termodinámica y Fenómenos de Transferencia

Materia : Fenómenos de Transporte II (TF-2241)
Profesor : D. González
Capítulo : 4

GUIA DE

INTERCAMBIADORES DE CALOR: TIPOS GENERALES Y APLICACIONES

Profesora Dosinda González-Mendizabal

Sartenejas, marzo de 2002.

INTRODUCCIÓN

En la vida diaria se encuentran muchas situaciones físicas en las que es necesario transferir calor desde un fluido caliente hasta uno frío con múltiples propósitos. Por ejemplo, ahorro de energía (combustible) lo que disminuye los costos de operación; ó para llevar al fluido a una temperatura óptima, bien sea para un procesamiento posterior o para alcanzar condiciones de seguridad necesarias en el caso de transporte y/o almacenamiento. Para transferir calor existen una amplia variedad de equipos denominados **intercambiadores de calor**.

Los equipos de intercambio de calor se pueden clasificar de acuerdo a diferentes criterios: tipo de contacto entre las corrientes fluidas, relación área de transferencia de calor a volumen ocupado, número de fluidos involucrados, de acuerdo al servicio, tipo de construcción, etc. En esta Guía se presentan diferentes tipos de equipos y sus aplicaciones más relevantes a fin de que el estudiante se familiarice con los intercambiadores de calor más utilizados a nivel industrial, de manera que al finalizar el curso pueda clasificarlos de acuerdo a su función y configuración, y pueda seleccionar el más adecuado para una aplicación determinada.

OBJETIVOS

Terminal

- Aplicar los conocimientos básicos de transferencia de calor para la selección, diseño, mantenimiento y control de equipos de intercambio de calor.

Específicos

- Clasificar los equipos de intercambio de calor de acuerdo a su función y configuración definiendo los parámetros básicos para su diseño.
 - Seleccionar el equipo más adecuado para una aplicación particular.
-

ÍNDICE

	Página
Introducción	I-1
Objetivos	I-1
Índice	I-2
Tema 1 Clasificación	I.1-1
I.1-1 Definiciones	I.1-1
I.1-2 Clasificación	I.1-3
I.1-3 Guía para la Selección del Mejor Tipo de Intercambiador	I.1-15
Tema 2 Intercambiadores de Tubo y Carcaza	I.2-1
I.2-1 Tubos	I.2-2
I.2-2 Placa de Tubos	I.2-4
I.2-3 Carcaza	I.2-4
I.2-4 Deflectores o <i>baffles</i>	I.2-6
I.2-5 Cabezales	I.2-9
I.2-6 Lineamientos para el Diseño Térmico	I.2-12
Tema 3 Intercambiadores enfriados por Aire y Radiadores	I.3-1
I.3-1 Tubos	I.3-4
I.3-2 Haces de Tubos	I.3-5
I.3-3 Cabezales	I.3-10
Bibliografía	I-3

Tema 1

Clasificación

Para clasificar los equipos de intercambio de calor no existe un criterio único; en este Tema se tratarán las clasificaciones más usuales. Sin embargo, antes de entrar de lleno en este tópico, se darán algunas definiciones de interés.

I.1-1 DEFINICIONES

I.1-1.1 Intercambiador

Es un equipo de transferencia de calor cuya función es cambiar la entalpía de una corriente. En otras palabras, un intercambiador transfiere calor entre dos o más corrientes de proceso a diferentes temperaturas. Usualmente no existen partes móviles en un intercambiador de calor, sin embargo, hay excepciones, tales como los regeneradores.

I.1-1.2 Enfriador

Es una unidad en la cual una corriente de proceso intercambia calor con agua o aire sin que ocurra cambio de fase.

I.1-1.3 Calentador

Un calentador es un intercambiador de calor que aumenta la entalpía de una corriente, sin que normalmente ocurra un cambio de fase. Como fuente de calor se utiliza una corriente de servicio, la cual puede ser vapor de agua, aceite caliente, fluidos especiales para transferencia de calor (Tema 8) ó una corriente de proceso de entalpía alta, por ejemplo la descarga de un reactor operado a temperaturas elevadas.

I.1-1.4 Refrigerador

Es una unidad que utiliza una sustancia refrigerante para enfriar un fluido, hasta una temperatura menor que la obtenida si se utilizara aire o agua como medio de enfriamiento.

I.1-1.5 Condensador

Es una unidad en la cual los vapores de proceso se convierten total o parcialmente en líquidos. Generalmente se utiliza agua o aire como medio de enfriamiento. El término

condensador de superficie se refiere específicamente a aquellas unidades de carcaza y tubos que se utilizan para la condensación del vapor de desecho, proveniente de las máquinas y de las turbinas a vapor. Un **condensador de contacto directo** es una unidad en la cual el vapor es condensado mediante contacto con gotas de agua

I.1-1.6 Evaporador

Los evaporadores son intercambiadores diseñados específicamente para aumentar la concentración de las soluciones acuosas mediante la evaporación de una parte del agua.

I.1.1.7 Vaporizador

Es un intercambiador que convierte líquido a vapor. El término vaporizador se refiere normalmente a aquellas unidades que manejan líquidos diferentes al agua

I.1-1.8 Rehervidor

Es un vaporizador que suministra el calor latente de vaporización al fondo (generalmente) de una torre fraccionadora. Hay dos tipos generales de rehervidores, aquéllos que envían dos fases a la torre para separar el vapor del líquido y los que retornan vapor solamente. Los primeros pueden operar mediante **circulación natural** (comúnmente llamados termosifones) o **circulación forzada**

Los **termosifones** son los tipos de rehervidores más comunes. Los termosifones horizontales donde la vaporización ocurre en el lado de la carcaza, son los más utilizados en la industria petrolera. En los del tipo vertical, la vaporización ocurre en el lado de los tubos y se utilizan preferiblemente en las industrias químicas. En un termosifón, se debe disponer de suficiente cabezal a fin de mantener la circulación natural del líquido a evaporar.

Los rehervidores de **circulación forzada** requieren de una bomba para impulsar el líquido a evaporar a través del intercambiador. Este tipo de rehervidor no se utiliza con mucha frecuencia, debido a los costos adicionales del bombeo, sin embargo, en algunos casos puede requerirse para vencer limitaciones del cabezal hidrostático y los problemas de circulación. Los rehervidores que retornan vapor a la torre se denominan rehervidores de marmita (*Kettle Reboilers*). La mejor manera de describir la operación de éstos es comparándola con una paila u olla hirviendo.

I.1.1.9 Generadores de vapor

Son un tipo especial de vaporizadores usados para producir vapor de agua. Como fuente de calor se utiliza generalmente el calor en exceso que no se requiere para el proceso;

de allí que a estos rehervidores se les llame comúnmente “Calderas de recuperación de calor”. Al igual que los rehervidores, los generadores de vapor pueden ser del tipo *Kettle*, de circulación forzada o termosifones.

I.1.1.10 Sobrecalentador

Un sobrecalentador calienta el vapor por encima de su temperatura de saturación.

En Teoría, el diseño de todos estos equipos es parecido, sin embargo, los cálculos de los coeficientes de transferencia de calor difieren unos de otros. Por ejemplo, hay que considerar si existe o no cambio de fase, el régimen de flujo, si el fluido es multicomponente, etc.

I.1-2 CLASIFICACIÓN

I.1-2.1 De Acuerdo al Proceso de Transferencia

- De Contacto Directo

En este tipo de intercambiador, el calor es transferido por contacto directo entre dos corrientes en distintas fases (generalmente un gas y un líquido de muy baja presión de vapor) fácilmente separables después del proceso de transferencia de energía; como ejemplo se tienen las torres de enfriamiento de agua con flujo de aire. El flujo de aire puede ser forzado o natural.

- De Contacto Indirecto

En los intercambiadores de tipo contacto indirecto, las corrientes permanecen separadas y la transferencia de calor se realiza a través de una pared divisora, o desde el interior hacia el exterior de la pared de una forma no continua. Cuando el flujo de calor es intermitente, es decir, cuando el calor se almacena primero en la superficie del equipo y luego se transmite al fluido frío, se denominan intercambiadores tipo transferencia indirecta, o tipo **almacenador** o sencillamente **regenerador**. La intermitencia en el flujo de calor es posible debido a que el paso de las corrientes tanto caliente como fría es alternado; como ejemplo pueden mencionarse algunos precalentadores de aire para hornos. Aquellos equipos en los que existe un flujo continuo de calor desde la corriente caliente hasta la fría, a través de una delgada pared divisora son llamados intercambiadores tipo transferencia directa o simplemente **recuperadores**; éstos son los más usados a nivel industrial.

I.1-2.2 De Acuerdo a los Mecanismos de Transferencia de Calor

Los mecanismos básicos de transferencia de calor entre un fluido y una superficie son:

- Convección en una sola fase, forzada o libre.
- Convección con cambio de fase, forzada o libre: condensación ó ebullición.
- Una combinación de convección y radiación.

Cualquiera de estos mecanismos o una combinación de ellos puede estar activo a cada lado de la pared del equipo. Por ejemplo, convección en una sola fase se encuentra en radiadores de automóviles, enfriadores, refrigeradores, etc. Convección monofásica de un lado y bifásica del otro se puede encontrar en evaporadores, generadores de vapor, condensadores, etc. Por su parte la convección acompañada de radiación térmica juega un papel importante en intercambiadores de metales líquidos, hornos, etc.

I.1-2.3 De Acuerdo al Número de Fluidos Involucrados

La mayoría de los procesos de disipación o recuperación de energía térmica envuelve la transferencia de calor entre dos fluidos, de aquí que los intercambiadores de dos fluidos sean los más comunes, sin embargo, se encuentran equipos que operan con tres fluidos. Por ejemplo, en procesos criogénicos y en algunos procesos químicos: separación aire-helio, síntesis de amonio, etc.

I.1-2.4 De Acuerdo a la Disposición de los Fluidos

La escogencia de una disposición de flujo en particular depende de la eficiencia de intercambio requerida, los esfuerzos térmicos permitidos, los niveles de temperatura de los fluidos, entre otros factores. Algunas de las disposiciones de flujo más comunes son:

- Intercambiadores de Calor de Paso Único

Se distinguen tres tipos básicos:

- a) Flujo en Paralelo o Cocorriente: En este tipo ambos fluidos entran al equipo por el mismo extremo, fluyen en la misma dirección y salen por el otro extremo. Las variaciones de temperatura son idealizadas como unidimensionales. Termodinámicamente es una de las disposiciones más pobres, sin embargo, se emplea en los siguientes casos: cuando los materiales son muy sensibles a la temperatura ya que produce una temperatura más uniforme; cuando se desea mantener la misma efectividad del intercambiador sobre un amplio intervalo de flujo y en procesos de ebullición, ya que favorece el inicio de la nucleación.
-

- b) Flujo en Contracorriente o Contraflujo: En este tipo los fluidos fluyen en direcciones opuestas el uno del otro. Las variaciones de temperatura son idealizadas como unidimensionales. Esta es la disposición de flujo termodinámicamente superior a cualquier otra.
- c) Flujo Cruzado: En este tipo de intercambiador, los flujos son normales uno al otro. Las variaciones de temperatura son idealizadas como bidimensionales. Termodinámicamente la efectividad de estos equipos es intermedia a las dos anteriores.

- Intercambiadores de Calor de Pasos Múltiples

Una de las ventajas de los pasos múltiples es que mejoran el rendimiento total del intercambiador, con relación al paso único. Pueden encontrarse diferentes clasificaciones de acuerdo a la construcción del equipo: Paralelo-cruzado, contracorriente-paralelo, contracorriente-cruzado y combinaciones de éstos.

I.1-2.5 De Acuerdo a la Compactación de la Superficie

De acuerdo a la relación superficie de transferencia de calor a volumen ocupado, los equipos también pueden ser clasificados como **compactos** o **no compactos**. Un intercambiador compacto es aquel cuya relación superficie a volumen es alta, mayor de $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ($213 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$) valor que es arbitrario. Las ventajas más resaltantes de un intercambiador compacto son los ahorros de material, espacio ocupado (volumen) y costo, pero tienen como desventajas que los fluidos deben ser limpios, poco corrosivos y uno de ellos, generalmente, en estado gaseoso.

I.1-2.6 De Acuerdo al Tipo de Construcción

De los diversos tipos de intercambiadores de calor, en esta parte solo se van a describir algunos de los más importantes y más usados a nivel industrial

- Intercambiador de Doble Tubo

Este es uno de los diseños más simples y consiste básicamente de dos tubos concéntricos, en donde una corriente circula por dentro del tubo interior mientras que la otra circula por el anulo formado entre los tubos. Este es un tipo de intercambiador cuya construcción es fácil y económica, lo que lo hace muy útil.

Las partes principales de este tipo de intercambiador (Figura I.1- 1) son dos juegos de tubos concéntricos, dos "T" conectoras [7], un cabezal de retorno [4] y un codo en "U" [1].

La tubería interior se soporta mediante estoperos, y el fluido entra a ella a través de una conexión localizada en la parte externa del intercambiador. Las “T” tienen conexiones que permiten la entrada y salida del fluido que circula por el ánulo y el cruce de una sección a la otra a través de un cabezal de retorno. La tubería interior se conecta mediante una conexión en “U” que generalmente se encuentra expuesta al ambiente y que no proporciona superficie efectiva de transferencia de calor.

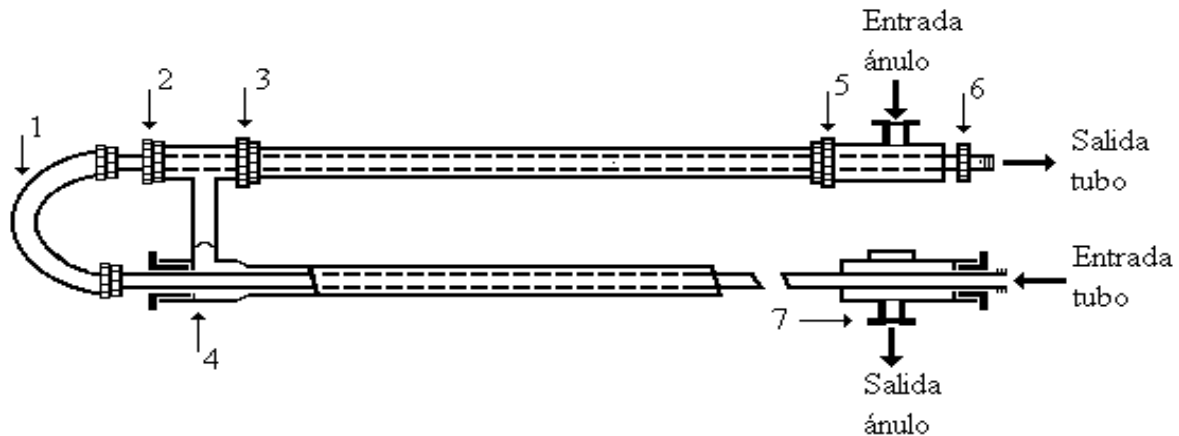


Figura I.1- 1: Intercambiador de calor de doble tubo.

1-Codo. 2, 3, 5, 6-Prensa estopa. 4-Cabezal de retorno. 7-Tee.

Estos equipos son sumamente útiles, ya que se pueden fabricar en cualquier taller de plomería a partir de partes estándar (Tabla I.1- 1) obteniendo así superficies de transferencia de calor a un costo muy bajo. Generalmente se ensamblan en longitudes efectivas de 12, 15 o 20 pies, en donde longitud efectiva se define como la distancia en cada rama sobre la que ocurre transferencia de calor, excluyendo la conexión en “U” del tubo interno y sus prolongaciones. Cuando estos equipos se emplean en longitudes mayores de 20 pies, el tubo interior tiende a pandear, lo que se origina una mala distribución de flujo en el ánulo.

Tabla I.1- 1: Conexiones típicas para intercambiadores de doble tubo.

Tubo exterior, IPS	Tubo interior, IPS
2	1 ¹ / ₄
2 ¹ / ₂	1 ¹ / ₄
3	2
4	3

La principal desventaja del uso de este tipo de intercambiador radica en la pequeña superficie de transferencia de calor que proporciona, por lo que si se emplean en procesos industriales, generalmente se va a requerir de un gran número de éstos conectados en serie, lo que necesariamente involucra a una gran cantidad de espacio físico en la planta. Por otra parte, el tiempo y gastos requeridos para desmantelarlos y hacerles mantenimiento y limpieza periódica son prohibitivos comparados con otro tipo de equipos. No obstante estos intercambiadores encuentran su mayor utilidad cuando la superficie total de transferencia requerida es pequeña (100 a 200 ft² o menor). Como las dimensiones de los componentes de estos equipos tienden a ser pequeñas, estas unidades son diseñadas para operar con altas presiones; además, los intercambiadores de doble tubo tienen la ventaja de la estandarización de sus componentes y de una construcción modular

- Intercambiadores de Tubo y Carcaza ó de Tubo y Coraza

De los diversos tipos de intercambiadores de calor, éste es el más utilizado en las refinerías y plantas químicas en general debido a que:

- a) Proporciona flujos de calor elevados en relación con su peso y volumen.
- b) Es relativamente fácil de construir en una gran variedad de tamaños.
- c) Es bastante fácil de limpiar y de reparar.
- d) Es versátil y puede ser diseñado para cumplir prácticamente con cualquier aplicación.

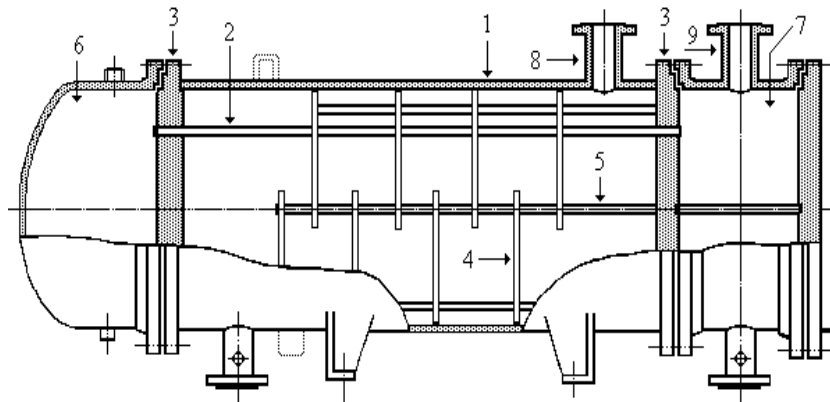


Figura I.1- 2: Intercambiador de tubo y carcaza.

- 1-Carcaza. 2-Tubos. 3-Placa de tubos. 4-Deflectores. 5-Deflector longitudinal. 6-Cabezal posterior. 7-Cabezal fijo. 8-Boquilla de la carcaza. 9-Boquillas para los tubos.

Este tipo de equipo (Figura I.1- 2) consiste en una carcaza cilíndrica [1] que contiene un arreglo de tubos [2] paralelo al eje longitudinal de la carcaza. Los tubos pueden o no tener aletas y están sujetos en cada extremo por láminas perforadas [3]. Estos atraviesan a su vez a

una serie de láminas denominadas **deflectores** (*baffles*) [4] que al ser distribuidas a lo largo de toda la carcasa, sirven para soportar los tubos y dirigir el flujo que circula por la misma, de tal forma que la dirección del fluido sea siempre perpendicular a los tubos. El fluido que va por dentro de los tubos es dirigido por unos ductos especiales conocidos como **cabezales** o canales [6 y 7].

Hay dos tipos básicos de intercambiadores de tubo y carcasa: El de tipo fijo o de tubos estacionario, que tiene los dos extremos de los tubos fijos a la carcasa, y el que tiene un sólo extremo de los tubos sujeto a la coraza. En el primer caso, se requiere de una junta de dilatación debido a la expansión diferencial que sufren los materiales que conforman el equipo. En el segundo caso los problemas originados por la expansión diferencial se pueden eliminar empleando un cabezal de tubos flotantes que se mueve libremente dentro de la coraza o empleando tubos en forma de U en el extremo que no está sujeto.

- Intercambiadores Enfriados por Aire y Radiadores

Son equipos de transferencia de calor tubulares en los que el aire ambiente al pasar por fuera de un haz de tubos, actúa como medio refrigerante para condensar y/o enfriar el fluido que va por dentro de los mismos (Figura I.1- 3). Comúnmente se le conoce como intercambiadores de flujo cruzado debido a que el aire se hace soplar perpendicularmente al eje de los tubos.

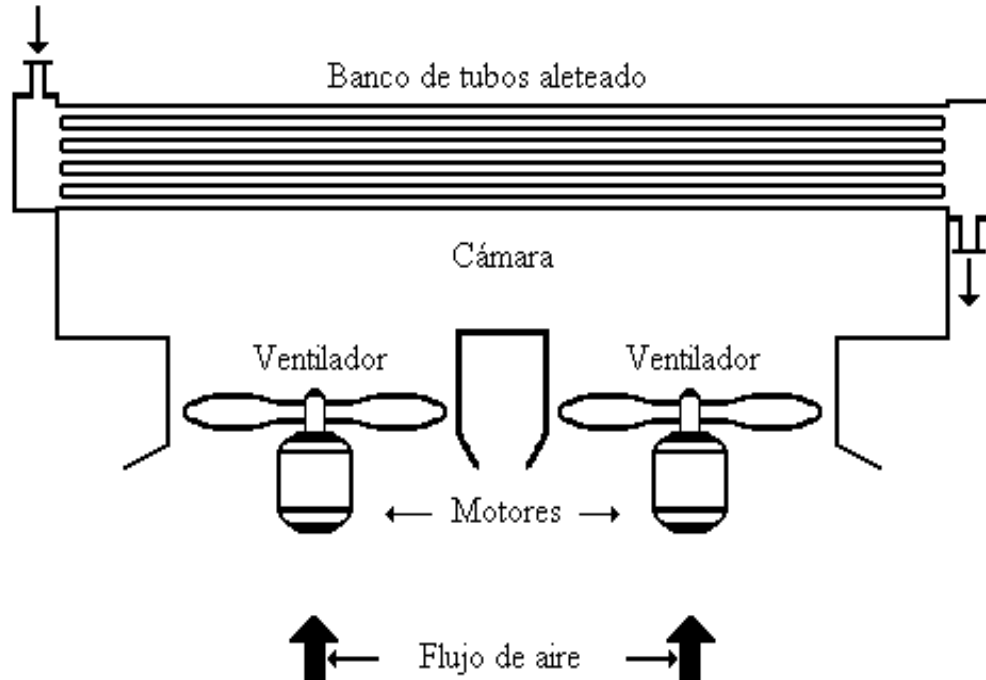


Figura I.1- 3: Intercambiador de Flujo Cruzado

Consisten en un arreglo rectangular de tubos, usualmente de pocas filas de profundidad, donde el fluido caliente es condensado y/o enfriado en cada tubo al soplar o succionar aire a través del haz mediante grandes ventiladores. Debido a que el coeficiente de transferencia de calor del aire es bajo, es usual que los tubos posean aletas para aumentar la superficie de transferencia de calor del lado del aire. Las filas de tubos generalmente se encuentran colocadas en arreglo escalonado de modo de incrementar los coeficientes de transferencia del aire. Una pequeña versión de estos intercambiadores son los radiadores usados en los sistemas de enfriamiento de los vehículos y en las unidades de aire acondicionado.

Los enfriadores de aire ocupan un área relativamente grande por lo que generalmente se ubican encima de equipos de proceso (tambores, intercambiadores, etc.). Como los ventiladores son generalmente muy ruidosos, no pueden instalarse cerca de áreas residenciales. Al diseñar estos equipos se debe tomar en cuenta el efecto de las pérdidas de calor de los equipos circundantes sobre la temperatura del aire de entrada, así como, tener mucho cuidado para que cumplan con los requerimientos de servicio aún en días calurosos y/o que el fluido no se congele dentro de los tubos en invierno.

El aire en vez del agua, podría parecer una elección obvia a la hora de seleccionar un refrigerante, ya que se encuentra en el ambiente en cantidades ilimitadas. Desafortunadamente, el aire es un medio de transferencia de calor pobre en comparación con el agua, la que posee una conductividad térmica cerca de 23 veces mayor que el aire a 35 °C; el calor específico del agua es cuatro veces más grande y su densidad, comparada con la del aire a presión y temperatura atmosférica es unas 800 veces mayor. En consecuencia, para una determinada cantidad de calor a transferir, se requiere de una mayor cantidad de aire, aproximadamente 4 veces más en masa y 3200 en volumen. Como conclusión, a menos que el agua sea inasequible, la elección entre agua y aire como refrigerante depende de muchos factores y se debe evaluar cuidadosamente antes de tomar una decisión. Por lo general, este tipo de intercambiadores se emplea en aquellos lugares donde se requiera de una torre de enfriamiento para el agua o se tenga que ampliar el sistema de agua de enfriamiento, donde sean muy estrictas las restricciones ambientales en cuanto a los efluentes de agua ó donde el medio refrigerante resulte muy corrosivo o provoque taponamientos excesivos.

- Intercambiadores de Placas Empacas (PHE)

A pesar de ser poco conocido, el intercambiador de placas, llamado también PHE por sus siglas en inglés: *Plate Heat Exchanger*, tiene patentes de finales del siglo XIX, específicamente hacia 1870, pero no fue sino hasta los años 30 que comenzó a ser ampliamente usado en la industria láctea por razones sanitarias. En este tipo de intercambiadores las dos corrientes de fluidos están separadas por placas, que no son más que láminas delgadas, rectangulares, en las que se observa un diseño corrugado, formado por un proceso de prensado de precisión (Figura I.1- 4). A un lado de cada placa, se localiza una empacadura que bordea todo su perímetro. La unidad completa mantiene unidos a un cierto número de estas placas, sujetas cara a cara en un marco. El canal de flujo es el espacio que se

forma, gracias a las empaaduras, entre dos placas adyacentes; arreglando el sistema de tal forma, que los fluidos fríos y calientes corren alternadamente por dichos canales, paralelamente al lado más largo. Existen aberturas en las 4 esquinas de las placas que conjuntamente con un arreglo apropiado en las empaaduras, dirigen a las dos corrientes en sus canales de flujo.

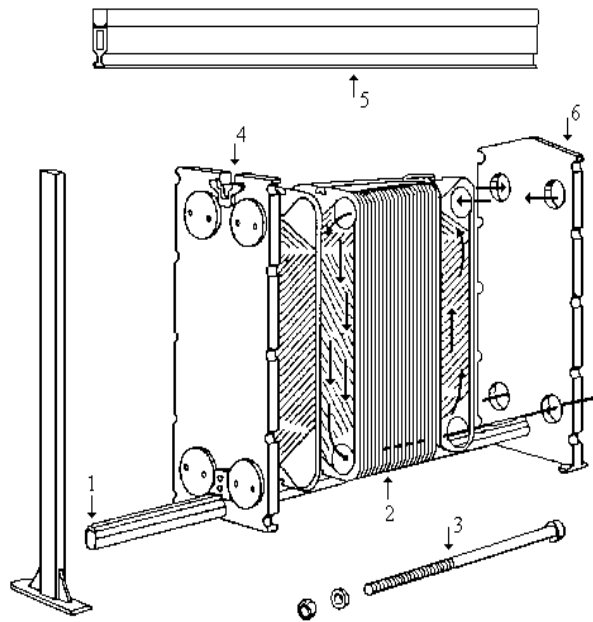


Figura I.1- 4: Intercambiador de placas empacadas (PHE).

- 1-Barra de soporte. 2-Conjunto de placas y empaaduras. 3-Perno para compresión.
4-Cubierta móvil. 5-Barra de soporte. 6-Cubierta fija.

Las placas son corrugadas en diversas formas, con el fin de aumentar el área superficial efectiva de cada una; provocar turbulencia en el fluido mediante continuos cambios en su dirección y velocidad, lo que a su vez redonda en la obtención de altos coeficientes de transferencia de calor, aún a bajas velocidades y con moderadas caídas de presión. Las corrugaciones también son esenciales para incrementar la resistencia mecánica de las placas y favorecer su soporte mutuo.

Estos equipos son los más apropiados para trabajar con fluidos de alta viscosidad y tienen como ventaja adicional, el ser fácilmente desmontables para labores de mantenimiento. No obstante, las condiciones de operación se encuentran limitadas por las empaaduras. En los primeros equipos la presión máxima era de 2 bar (0,2 Mpa) y la temperatura alrededor de 60 °C. Pero a pesar de que el diseño básicamente ha permanecido inalterado, los continuos avances en los últimos 60 años han incrementado las presiones y

temperaturas de operación hasta los 30 bar (3 Mpa) y 250 °C, respectivamente. Es importante destacar que la elección del material de las empacaduras se vuelve más restringida a altas temperaturas, lo que en consecuencia reduce el número de fluidos que pueden ser manejados por estos equipos bajo esas condiciones; además la vida útil de la unidad depende, en gran medida, del rendimiento de las empacaduras. Inicialmente, este tipo de equipos era usado en el procesamiento de bebidas y comidas, y aunque todavía retienen su uso en el área alimenticia, hoy en día son usados en una amplia gama de procesos industriales, llegando inclusive, a reemplazar a los intercambiadores de tubo y carcaza.

Una variante de los PHE se consigue si las placas son soldadas juntas en los bordes, lo que previene las fugas a la atmósfera y permite el manejo de fluidos peligrosos. Un equipo construido de esta forma, se le conoce como intercambiador de **placas no empacadas**, y tienen como desventaja el no poder ser abierto para labores de mantenimiento, por lo que las labores de limpieza deben ser realizadas por métodos químicos. No obstante, las demás ventajas de las unidades de placas se mantienen. El diseño particular de este equipo permite alcanzar las presiones de operación que se manejan en los equipos tubulares convencionales, tales como tubo y carcaza, enfriados por aire y doble tubo. Sin embargo, todavía existe una limitación en cuanto al diseño, en la que la diferencia de presión entre ambos fluidos no debe exceder los 40 bar.

- **Intercambiadores en Espiral (SHE)**

Estos intercambiadores se originaron en Suecia hace más de 40 años para ser utilizados en la industria del papel y son llamados también SHE debido a sus siglas en inglés: *Spiral Heat Exchanger*. Su diseño consiste en un par de láminas de metal enrolladas (Figura I.1- 5) alrededor de un eje formando pasajes paralelos en espiral por entre los cuales fluye cada sustancia. El espaciamiento entre las láminas se mantiene gracias a que éstas se encuentran soldadas a una especie de paral. Los canales que se forman en la espiral se encuentran cerrados en los extremos para que los fluidos no se mezclen. El fluir continuamente entre curvas induce turbulencia en los fluidos, lo cual mejora la transferencia de calor y reduce el ensuciamiento. Estos equipos son muy utilizados en el manejo de fluidos viscosos, lodos y líquidos con sólidos en suspensión, así como también en operaciones de condensación y vaporización. Raras veces se requiere de aislantes, ya que son diseñados de tal manera que el refrigerante pase por el canal externo.

Entre sus características más resaltantes se pueden mencionar que se emplean con flujo en contracorriente puro, no presentan problemas de expansión diferencial, son compactos y pueden emplearse para intercambiar calor entre dos o más fluidos a la vez. Estos equipos se emplean normalmente para aplicaciones criogénicas.

En general los SHE ofrecen gran versatilidad en sus arreglos; siendo posible variar anchos, largos, espesores, materiales, etc. De esta manera se logra que este tipo de equipos requiera 60% menos volumen y 70% menos peso que las unidades de tubo y carcaza comparables en la cantidad de calor transferido.



Figura I.1- 5: Intercambiadores en espiral (SHE)

I.1-2.7 Otros tipos de Intercambiadores de Calor

- Intercambiadores Tipo Superficie Raspadora (*Scraped-Surface*)

Estos equipos tienen un elemento rotatorio provisto de una cuchilla sujeta a un resorte, la cual sirve para limpiar la superficie de transferencia de calor. Se utilizan generalmente en plantas donde el fluido es muy viscoso o tiene tendencia a formar depósitos. Se construyen como los de doble tubo. El tubo interno se encuentra disponible en diámetros nominales de 150, 200 y 300 mm (6, 8 y 12 in, respectivamente); el tubo externo forma un pasadizo anular por donde fluye el vapor o el medio refrigerante y se dimensiona de acuerdo a las necesidades de la aplicación.

El líquido viscoso se mueve a una velocidad muy baja a través del tubo central, por lo que las porciones de líquido adyacentes a la superficie del mismo están prácticamente estancadas, excepto cuando son removidas por las cuchillas. Así, el calor se transferirá principalmente por el mecanismo de conducción, desde el fluido que va por el ánulo, hasta el fluido viscoso, atravesando la pared del tubo interno. Como las cuchillas se mueven a una velocidad moderada, no habrá suficiente tiempo para que el calor penetre hasta el centro del tubo interno, sino solamente una distancia muy pequeña, por esta razón, la transferencia de calor en este tipo de equipos es análoga a la transmisión de calor en estado no estacionario en un sólido semi-infinito.

- Intercambiadores tipo bayoneta

Consisten en tubo externo y otro interno; este último sirve únicamente para suplir el fluido al ánulo localizado entre el tubo externo y el interno. El tubo externo está hecho normalmente de una aleación muy costosa y el tubo interno de acero de carbono. Los intercambiadores tipo bayoneta son de gran utilidad cuando existe una diferencia de temperatura extremadamente alta entre el fluido del lado de la carcaza y el del lado de los tubos, ya que todas las partes sujetas a expansión diferencial se mueven libre e independiente

una de la otra. Estos intercambiadores se utilizan en servicios con cambio de fase donde no es deseable tener un flujo bifásico en contra de la gravedad. Algunas veces se coloca en tanques y equipos de proceso para calentamiento y enfriamiento. Los costos por metro cuadrado para estas unidades son relativamente altos, ya que solamente el tubo externo transfiere calor al fluido que circula por la carcasa.

- **Enfriadores de Serpentin**

Consisten en serpentines sumergidos en un recipiente con agua. Aunque estos enfriadores son de construcción simple, son extremadamente costosos por metro cuadrado de superficie. Se utilizan solamente por razones especiales, por ejemplo, cuando se requiere un enfriamiento de emergencia y no existe otra fuente de agua disponible.

- **Intercambiadores de Láminas**

Estos equipos tienen aletas o espaciadores intercalados entre láminas metálicas paralelas, generalmente de aluminio. Mientras las láminas separan las dos corrientes de fluido, las aletas forman los pasos individuales para el flujo. Los pasos alternos están conectados en paralelo mediante el uso de cabezales apropiados, así, el fluido de servicio y el de proceso pueden canalizarse permitiendo el intercambio de calor entre ambos. Las aletas están pegadas a las láminas por medio de ajustes mecánicos, soldadura o extrusión. Estas son utilizadas en ambos lados de la placa en intercambiadores gas-gas. En los intercambiadores gas-líquido, las aletas son empleadas, usualmente, del lado del gas, donde la resistencia térmica es superior. Se emplean del lado del líquido cuando se desea suministrar resistencia estructural al equipo ó para favorecer la mezcla del fluido. Las condiciones típicas de diseño son presiones bajas (menores a 100 psi), mientras que las temperaturas dependen del material y método utilizado para la unión entre las aletas y las láminas. Estos equipos son muy usados en plantas de generación de fuerza eléctrica, en ciclos de refrigeración, etc.

- **Condensadores de Contacto Directo**

Consisten en una torre pequeña, en la cual el agua y el vapor circulan juntos. El vapor condensa mediante el contacto directo con las gotas de agua. Estos equipos se utilizan solamente cuando las solubilidades del medio refrigerante y del fluido de proceso, son tales que no se crean problemas de contaminación de agua o del producto; sin embargo deben evaluarse las pérdidas del fluido de proceso en el medio refrigerante.

- **Enfriadores de Película Vertical Descendente**

Son tubos verticales de cabezal fijo. El agua desciende por dentro de los tubos formando una película densa que intercambia calor con los vapores que ascienden.

- **Enfriadores en cascada**

Un condensador en cascada está constituido por una serie de tubos colocados horizontalmente uno encima del otro y sobre los cuales gotea agua de enfriamiento proveniente de un distribuidor. El fluido caliente generalmente circula en contracorriente respecto al flujo de agua.

Los condensadores en cascada se utilizan solamente en procesos donde el fluido de proceso es altamente corrosivo, tal como sucede en el enfriamiento de ácido sulfúrico. Estas unidades también se conocen con el nombre de enfriadores de trombón (*Trombone Coolers*), de gotas o enfriadores de serpiente.

- **Intercambiadores de grafito impermeable**

Se usan solamente en aquellos servicios que son altamente corrosivos, como por ejemplo, en la extracción de isobutano y en las plantas de concentración de ácidos. Estas unidades se construyen de diferentes formas.

Los intercambiadores de grafito cúbico consisten en un bloque cúbico central de grafito impermeable, el cual es agujereado para formar pasadizos para los fluidos de proceso y de servicio. Los cabezales están unidos mediante pernos a los lados del cubo de manera de distribuir el fluido. Los cubos se pueden interconectar para incrementar el área de transferencia de calor.

I.1-3 GUIA PARA LA SELECCION DEL MEJOR TIPO DE INTERCAMBIADOR

La mejor guía para la selección del tipo de intercambiador de calor a usar, es la experiencia basándose en equipos similares operando en condiciones semejantes. No obstante, si no se posee experiencia previa, deben ser tomados en cuenta los siguientes factores: si la presión de operación está por debajo de 30 bar y la temperatura de operación por debajo de 200 °C, los intercambiadores de placas deben ser tomados en consideración, particularmente el de placas empacadas. A altas temperaturas y presiones, la elección debe estar entre uno de tubo y carcasa, de placas no empacadas y de doble tubo. El último es particularmente competitivo para aplicaciones que involucran pequeñas capacidades de transferencia de calor y altas presiones. En la Tabla I.1- 2 se muestra un resumen de los diferentes tipos de intercambiadores de calor tratados en este Tema. En la Tabla I.1- 3 y en la Tabla I.1- 4 se comparan los intercambiadores más comunes, mostrando las ventajas y desventajas de cada uno.

Tabla I.1- 2: Características de los intercambiadores de calor.

Tipo	Características constructivas	Aplicaciones
Tubo y Carcaza	Haz de tubos dentro de una carcaza cilíndrica, con presencia de deflectores para generar turbulencia y soportar los tubos. El arreglo de tubos es paralelo al eje longitudinal de la carcaza y puede estar fijo o ser de cabezal flotante. Tubos internos lisos o aleteados.	Multiuso. Prácticamente se amolda a cualquier servicio, por lo general es el primer intercambiador que se considera en una determinada aplicación
Enfriadores con Aire y Radiadores	Haces de tubos soportados por una estructura sobre los que sopla aire en forma cruzada. Los tubos pueden ser lisos o poseer aletas	Se emplean mucho cuando el costo del agua es elevado o cuando se requiere de una torre de enfriamiento para el agua. Condensación o enfriamiento de fluidos, sistemas de enfriamiento de vehículos.
Doble Tubo	Dos tubos concéntricos en forma de "U" u horquilla. El tubo interno puede ser liso o poseer aletas	Se utilizan cuando se requieren áreas de transferencia de calor pequeñas (100 a 200 ft ²). Son muy útiles en operaciones a altas presiones.
Láminas empacas: PHE con empacaduras	Serie de láminas corrugadas separadas entre sí por empacaduras.	Muy utilizado en la industria alimenticia, sobre todo con fluidos viscosos. Cuando se requieren condiciones sanitarias extremas.
Láminas empacas: PHE sin empacaduras	Serie de láminas corrugadas separadas entre sí y soldadas en sus bordes.	Manejo de fluidos viscosos y sobre todo peligrosos o a altas presiones.
Espiral	Láminas metálicas enrolladas una sobre la otra en forma de espiral	No presentan problemas de expansión diferencial. Muy empleados en servicios criogénicos y cuando se manejan fluidos muy viscosos, lodos o líquidos con sólidos en suspensión (industria del papel).

Tabla I.1- 2: Características de los intercambiadores de calor (continuación).

Tipo	Características constructivas	Aplicaciones
Láminas soldadas	Paquete de láminas separadas por aletas corrugadas.	Intercambio gas-gas o gas-líquido. El fluido que va por la parte de las aletas debe ser limpio y poco corrosivo.
Superficie raspadora	Tubos concéntricos, provistos de cuchillas raspadoras rotatorias ubicadas en la pared externa del tubo interno, las cuales sirven para limpiar la superficie de transferencia de calor.	Muy utilizada cuando se opera con fluidos que se solidifican o cristalizan al enfriarse.
Bayoneta	Dos tubos concéntricos. El tubo interno se utiliza para suplir de fluido al ánulo localizado entre el tubo externo y el interno.	Se emplea, generalmente, cuando hay una diferencia de temperatura entre el fluido de los tubos y el del ánulo, sumamente elevada.
Enfriadores de película descendente	Consisten en tubos verticales por dentro de los cuales desciende agua en forma de película	Enfriamientos especiales
Enfriadores de serpentín	Serpentines metálicos sumergidos en un recipiente con agua	Enfriamientos de emergencia
Condensadores barométricos	Torres donde se produce el contacto directo entre agua y vapor	Se emplean cuando no se mezclan el agua y el fluido de proceso a enfriar
Enfriadores de cascada	Se rocía agua sobre una serie de tubos que contienen el fluido de proceso	Para enfriar fluidos de proceso muy corrosivos
Grafito impermeable	Equipos construidos con grafito	Se emplean en servicios altamente corrosivos

Tabla I.1- 3: Intervalos de operación para los intercambiadores más comunes.

Tipo de intercambiador	Temperatura máxima de operación (°C)	Presión máxima de operación (kPa)	Superficie de intercambio de calor (m²)	Observaciones
Tubo y carcaza	-200 a 700	35.000	5 a 1000	Versátil. Se usa para casi cualquier aplicación, independientemente de la tarea a realizar, temperatura y presión. Limitaciones de tipo metalúrgico.
PHE con empacaduras	-40 a 180	3.000	1 a 1.200	Alta eficiencia térmica, flexible, bajo ensuciamiento, compacto, bajo peso, sin vibración, fácil mantenimiento. El material de la empacadura puede limitar el tipo de fluido de trabajo. Usualmente es la unidad más barata para unas condiciones de operación dadas.
PHE sin empacaduras	-200 a 980 (dependiendo del tipo)	35.000	hasta 10.000	Es una alternativa a los intercambiadores de tubo y coraza y los PHE sin empacaduras, siempre y cuando se pueda realizar una limpieza química sin dificultad. Su uso está limitado por la diferencia de presión entre los dos fluidos (entre 4.000-8.000 kPa, dependiendo del tipo del fluido)
SHE	400	20	0,5 a 350	Alta eficiencia térmica, bajo ensuciamiento, fácil mantenimiento. Puede manejar suspensiones, barros y líquidos fibrosos.

Tabla I.1- 4: Comparación entre los intercambiadores de calor más comunes.

Aspecto a comparar	Tubo y coraza	PHE	SHE
Respuesta en operaciones líquido-líquido	Altos coeficientes globales de transferencia de calor para $Re > 2.100$.	Altos coeficientes globales de transferencia de calor para $Re > 10$.	
Resistencia	Alta	Baja	Media
Área de transferencia de calor	Grande	Muy grande	Mediana
Costos básicos	Altos	Bajos	Altos
Mantenimiento	Difícil de inspeccionar, limpieza química muy buena por la carcasa y aceptable o pobre por los tubos. Limpieza mecánica prácticamente imposible. Reparaciones aceptables.	Completamente accesible para inspección, limpieza química y manual. Fácil reemplazo de todas sus partes.	La inspección varía de buena a pobre. Limpieza química muy buena. Limpieza mecánica varía de buena a pobre. Reparación pobre.
Limitaciones de espacio y peso (para la misma operación)	Requiere de un espacio considerable y además un espacio amplio para mantenimiento.	Ligeras y ocupan poco espacio. No requieren de espacio adicional para mantenimiento.	Ligeras y ocupan menos espacio que tubo y carcasa.
Diferencia de temperatura mínima entre los fluidos	Hasta $5\text{ }^{\circ}\text{C}$.	Hasta $1\text{ }^{\circ}\text{C}$.	No especificado.

Tabla I.1- 4: Comparación entre los intercambiadores de calor más comunes (continuación).

Aspecto a comparar	Tubo y coraza	PHE	SHE
Temperatura de operación	No tiene restricciones específicas.	32 a 66 °C usando empacaduras de caucho. -40 a 127 °C usando empacaduras de asbesto comprimido.	No tiene restricciones específicas.
Caída de presión (a velocidad promedio y longitud de flujo comparables)	Baja.	Alta (hasta 100 veces mayor que la de tubo y carcasa).	Media.
Niveles de presión	Dependiendo del diseño.	Generalmente de 0,1 a 1,6 Mpa, pudiendo llegar hasta 2,5 Mpa.	Alrededor de 2 Mpa.
Aplicaciones	Intercambio de calor líquido-líquido. Calentamiento de vapores. Condensación. Rehervidores de baja a media viscosidad y bajo ensuciamiento.	Intercambio de calor líquido-líquido. Calentamiento de vapores a baja presión (menores a 450 kPa). Plantas de enfriamiento en corrientes de procesos. Operación con fluidos muy corrosivos, de cualquier viscosidad o con ensuciamiento medio. Para expansiones programadas.	Intercambio de calor en gases a altas temperaturas. Rehervidores. Condensadores. Bajas presiones (menos de 1.100 kPa). Opera con fluidos de cualquier viscosidad y fluidos muy sucios.

Tema 2

Intercambiadores de Tubo y Carcaza

Los intercambiadores de tubo y carcaza (o tubo y coraza) se diseñan de acuerdo a los estándares publicados por la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares, conocida como TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*). En Europa, por lo general, se emplean las normas DIN.

TEMA presenta tres estándares para la construcción mecánica, los que especifican diseño, fabricación y materiales a utilizar en los intercambiadores de tubo y carcaza. Estos son:

Clase R: Para aplicaciones en petróleo y procesos relacionados.

Clase C: Para aplicaciones en procesos comerciales.

Clase B: Para servicio en procesos químicos.

Aplicables con las siguientes limitaciones:

- Diámetro interno de la carcaza ≤ 1.524 mm (60 in)
- Presión ≤ 207 bar (3.000 psi)
- Relación (diámetro interno carcaza)*(presión) ≤ 105.000 mm bar (60.000 in psi)

La intención de cumplir con los parámetros anteriores es limitar el diámetro de los pernos utilizados en el ensamblaje del equipo y el espesor de la carcaza a 50,8 mm (in), aproximadamente.

TEMA también propone un sistema de normas para la designación de los tipos de intercambiadores, conformada por tres letras que definen completamente al equipo. La primera letra designa al tipo de cabezal anterior o estacionario empleado; la segunda el tipo de carcaza y la última al tipo de cabezal posterior. Para la especificación de las medidas del intercambiador, se tiene un sistema de designación basado en el diámetro interno de la carcaza en milímetros. Por lo tanto la descripción completa de estos equipos es como sigue: diámetro carcaza/longitud tubos XXX; donde XXX son las tres letras que lo definen.

Para determinar la longitud de los tubos, en el caso que sean tubos en U, se mide desde el extremo hasta la tangente que pasa por el fondo de la "U"; en caso de no tener este tipo de tubos, se toma sencillamente la longitud de los mismos.

La selección del tipo de equipo es gobernada por factores tales como la facilidad de limpieza del mismo, la disponibilidad de espacios para la expansión entre el haz de tubos y la carcaza, previsión de empacaduras en las juntas internas, y sobre todo la función que va a desempeñar. A continuación se detallarán los componentes básicos de este tipo de equipos.

I.2-1 TUBOS

Proporcionan la superficie de transferencia de calor entre un fluido que fluye dentro de ellos y otro que fluye sobre su superficie externa (Figura I.2- 1). Se encuentran disponibles en varios metales como: acero de bajo carbono, cobre, aluminio, admiralty, 70-30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aceros inoxidable, etc. Se pueden obtener en diferentes groesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. En la Tabla I.2- 1 se listan los tamaños de tubo que generalmente están disponibles, de los cuales los de 3/4 y 1 in de diámetro exterior son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor.

Los tubos pueden estar desnudos o tener aletas en la superficie exterior, cuando se trata de un fluido con un coeficiente de convección substancialmente menor al del fluido interno. Estas aletas pueden proporcionar de 2½ a 5 veces más área externa de transferencia de calor que el tubo desnudo.

Los orificios de los tubos no pueden taladrarse muy cerca uno de otro, ya que una franja demasiado estrecha de metal entre tubos adyacentes, debilita estructuralmente a la placa de tubos.

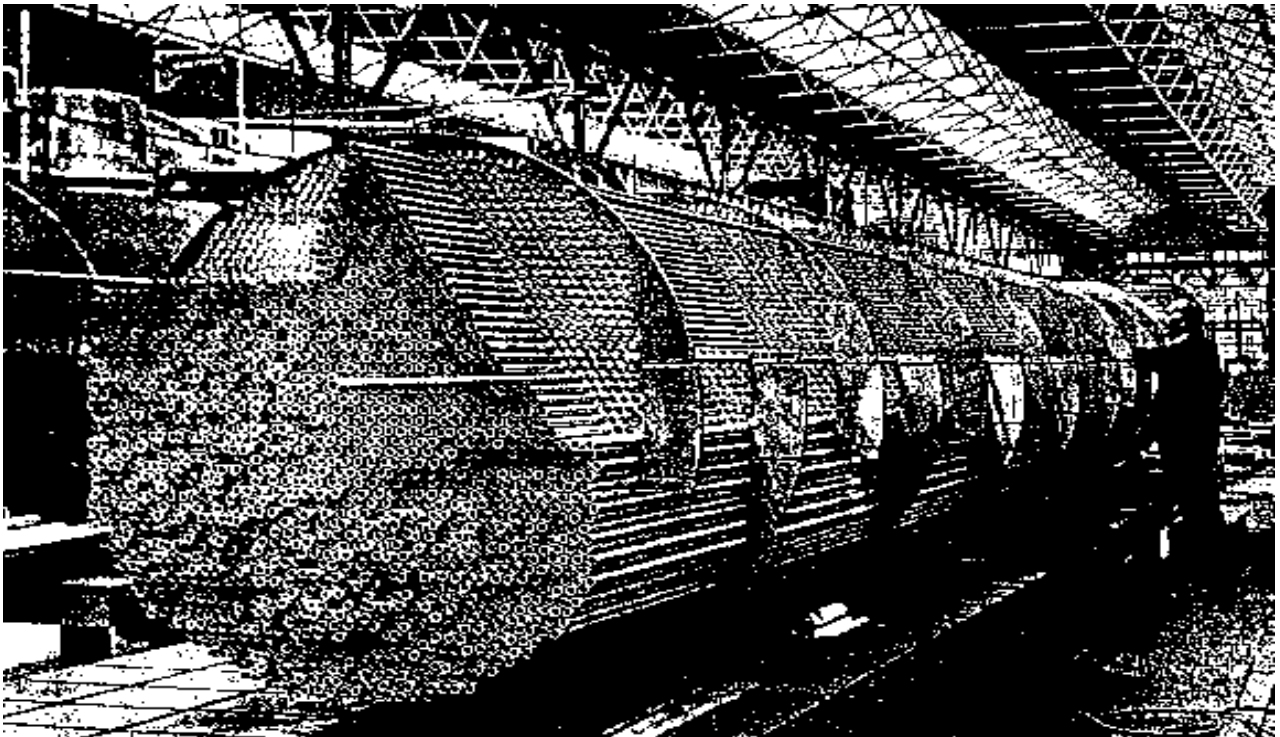


Figura I.2- 1: Entubado de un intercambiador de tubo y coraza

Tabla I.2- 1: Datos de tubos para condensadores e intercambiadores de calor

d_e , in	BWG	ϵ , in	d_i , in	A_F , in ² /tubo	$A_{S,O}$, ft ² /ft _{lineal}	$A_{S,i}$, ft ² /ft _{lineal}	W, lb _{acero} /ft _{lineal}
1/2	12	0,109	0,282	0,0625	0,1309	0,0748	0,493
	14	0,083	0,334	0,0876		0,0874	0,403
	16	0,065	0,370	0,1076		0,0969	0,329
	18	0,049	0,402	0,127		0,1052	0,258
	20	0,035	0,430	0,145		0,1125	0,190
3/4	10	0,134	0,482	0,182	0,1963	0,1263	0,965
	11	0,120	0,510	0,204		0,1335	0,884
	12	0,109	0,532	0,223		0,1393	0,817
	13	0,095	0,560	0,247		0,1466	0,727
	14	0,083	0,584	0,268		0,1529	0,647
	15	0,072	0,606	0,289		0,1587	0,571
	16	0,065	0,620	0,302		0,1623	0,520
	17	0,058	0,634	0,314		0,1660	0,469
1	8	0,165	0,670	0,355	0,2618	0,1754	1,61
	9	0,148	0,704	0,389		0,1843	1,47
	10	0,134	0,732	0,421		0,1916	1,36
	11	0,120	0,760	0,455		0,1990	1,23
	12	0,109	0,782	0,479		0,2048	1,14
	13	0,095	0,810	0,515		0,2121	1,00
	14	0,083	0,834	0,546		0,2183	0,890
	15	0,072	0,856	0,576		0,2241	0,781
	16	0,065	0,870	0,594		0,2277	0,710
	17	0,058	0,884	0,613		0,2314	0,639
1 1/4	8	0,165	0,920	0,665	0,3271	0,2409	2,09
	9	0,148	0,954	0,714		0,2198	1,91
	10	0,134	0,982	0,757		0,2572	1,75
	11	0,120	1,01	0,800		0,2644	1,58
	12	0,109	1,03	0,836		0,2701	1,45
	13	0,095	1,06	0,884		0,2775	1,28
	14	0,083	1,08	0,923		0,2839	1,13
	15	0,072	1,11	0,960		0,2896	0,991
	16	0,065	1,12	0,985		0,2932	0,900
	17	0,058	1,13	1,01		0,2969	0,808
1 1/2	8	0,165	1,17	1,075	0,3925	0,3063	2,57
	9	0,148	1,10	1,14		0,3152	2,34
	10	0,134	1,23	1,19		0,3225	2,14
	11	0,120	1,26	1,25		0,3299	1,98
	12	0,109	1,28	1,29		0,3356	1,77
	13	0,095	1,31	1,35		0,3430	1,56
	14	0,083	1,33	1,40		0,3492	1,37
	15	0,072	1,36	1,44		0,3555	1,20
	16	0,065	1,37	1,47		0,3587	1,09

I.2-2 PLACA DE TUBOS

Es generalmente una placa (Figura I.2- 2) que ha sido perforada y acondicionada (juntas de expansión) para soportar los tubos, las empaaduras, las barras espaciadoras, etc. La placa de tubos además de cumplir con los requerimientos mecánicos, debe soportar el ataque corrosivo por parte de ambos fluidos y debe ser químicamente compatible con el material de los tubos. Por lo general están hechas de acero de bajo carbono con una capa delgada de aleación metalúrgica anticorrosiva.

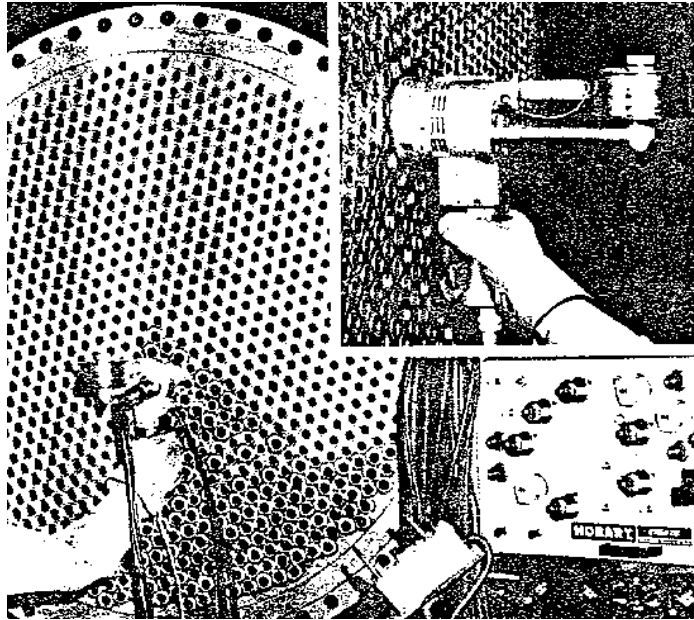


Figura I.2- 2: Uniendo los tubos a la placa de tubos

Las juntas de los tubos constituyen los puntos más probables de goteo de un fluido a otro y, en algunos casos, este goteo puede contaminar el proceso completamente. Una solución a este problema consiste en colocar una placa de tubos doble con la separación entre ellas abierta a la atmósfera, de manera que se detecte un derrame de cualquiera de los fluidos.

I.2-3 CARCAZA

La carcasa o carcasa es simplemente el recipiente para el fluido externo. Es de sección transversal circular, generalmente de acero de bajo carbono aunque pueden construirse de otras aleaciones, especialmente, cuando se debe cumplir con requerimientos de altas temperaturas o corrosión.

La carcaza posee unas boquillas que constituyen las vías de entrada y salida del fluido. La boquilla de entrada por lo general tiene una placa de impacto (Figura I.2- 3) para impedir que el flujo pegue directamente y a altas velocidades en la hilera superior de los tubos, ya que este impacto podría causar erosión, cavitación y/o vibración. Para colocar esta placa y no reducir considerablemente el área de flujo a la entrada de la carcaza, puede que sea necesario omitir algunos tubos o tener una expansión en la boquilla donde se une a la carcaza. De lo contrario, el fluido podría acelerarse provocando una caída de presión excesiva.

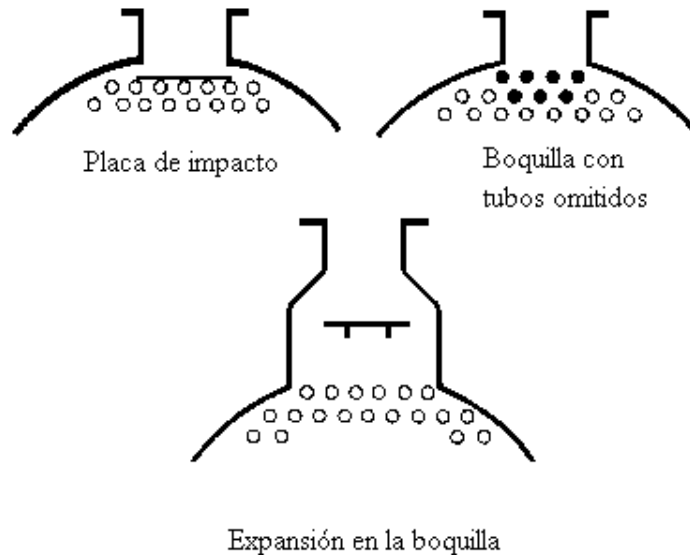


Figura I.2- 3: Placas de impacto

Existen 6 arreglos estandarizados de carcazas en las normas TEMA (Figura I.2- 4) clasificados como E, F, G, H, J y X, los que son aplicables a cualquier tipo de intercambiador.

El arreglo más común es el de un paso (**TEMA E**) por ser el más económico y térmicamente el más eficiente. Las boquillas de entrada y salida están ubicadas en extremos opuestos o adyacentes de la carcaza, dependiendo del tipo y número de deflectores empleados. Cuando el diseño se encuentra limitado por la caída de presión en la carcaza (especialmente en servicios donde ocurre condensación) puede resultar ventajoso emplear una carcaza de flujo dividido (**TEMA J**) en la que la caída de presión se reduce en forma considerable al compararla con una tipo E del mismo diámetro; ya que la mitad del fluido del lado carcaza atraviesa la misma área transversal y sólo la mitad de la longitud del intercambiador. Esta carcaza tiene una boquilla central de entrada y dos de salida, o viceversa. Generalmente se emplean deflectores de segmento doble en este tipo de carcaza.

La carcaza de dos pasos (tipo **F**) se emplea cuando por razones térmicas, es necesario usar dos carcazas tipo E en serie; pero su diseño debe ser muy cuidadoso para prevenir las filtraciones del fluido entre el primero y el segundo paso, además la remoción

del haz de tubos se dificulta bastante. Las boquillas de entrada y salida están colocadas adyacentes a la placa de tubos fija. En esta carcaza se deben colocar los tubos de cada paso en forma simétrica en relación con el deflector longitudinal, para así obtener un patrón de flujo correcto. Esta carcaza no se recomienda cuando la caída de presión excede de 70 kPa (10 psi) porque se requiere un deflector longitudinal de espesor excesivo. Tampoco se recomienda cuando el intervalo de temperatura es superior a 195 °C (350 °F) ya que se producen grandes pérdidas de calor a través de los deflectores, así como tensiones térmicas elevadas en éstos, carcaza y placa de tubos.

La carcaza de tipo **X** o de flujo transversal, no tiene deflectores segmentados, por lo que el fluido atraviesa una vez al haz de tubos y la caída de presión es aún menor que en el tipo J. Esta carcaza posee soportes circulares que eliminan las vibraciones inducidas por el fluido en los tubos. La carcaza tipo **G** es usada cuando se requiere de dos pasos y la caída de presión es un factor limitante. La carcaza **H** es equivalente a dos tipo G en paralelo, pero unidas por los extremos.

La carcaza tipo **K** se emplea, por lo general, cuando el fluido sufre un cambio de fase. Los tubos sólo ocupan la sección de coraza de menor diámetro, de manera que queda un espacio (especie de barriga) para la fase de vapor. En el caso de condensación, este espacio puede estar ocupado por los gases incondensables que de otra manera dificultarían el proceso de intercambio de calor con el fluido contenido en los tubos.

I.2-4 DEFLECTORES O *BAFFLES*

Usualmente se instalan deflectores (placas) del lado de la carcaza, bien sea transversal o longitudinalmente. Los deflectores longitudinales se usan cuando se requieren dos o más pasos por la carcaza o para sustituir a dos carcazas tipo E en serie. Estos deflectores son denominados también **divisores de paso**. El arreglo de los divisores de paso en un intercambiador de pasos múltiples es aleatorio, aunque se trata de colocar un número aproximadamente igual de tubos por paso para minimizar la diferencia de presión, complejidad de fabricación y costo. El divisor de pasos debe ajustar perfectamente en los surcos de la placa de tubos y en el cabezal para minimizar la posibilidad de derrame de una división a otra, lo que traería como consecuencia un serio deterioro en el funcionamiento del intercambiador. Los deflectores longitudinales pueden ser de diseño removible o soldado. Los primeros se emplean con cabezales flotantes y requieren de bandas de sello flexibles o un dispositivo entre el deflector y la carcaza que evite la fuga de fluido. Los segundos se usan con cabezales fijos y no requieren de juntas de expansión.

Los deflectores transversales se emplean para soportar los tubos evitando así el pandeo y vibración y para incrementar el coeficiente de transferencia de calor del fluido ya que, variando la distancia entre *baffles*, el diseñador puede modificar (en ciertos intervalos) la velocidad del fluido por la coraza, induciendo turbulencia. Esto también altera la caída de presión.

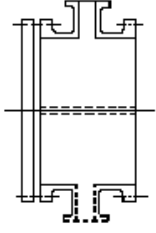
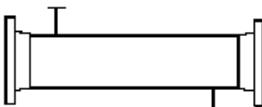

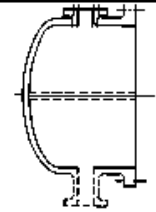
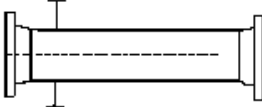
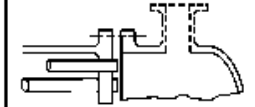
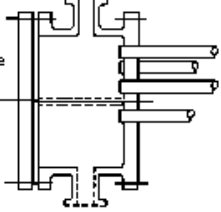
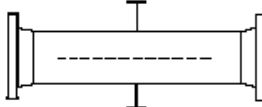
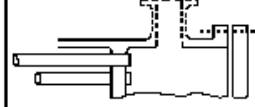
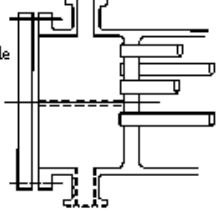

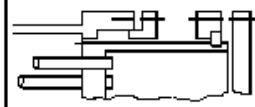
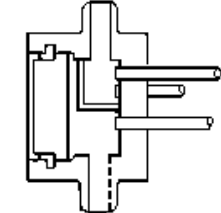
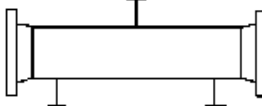
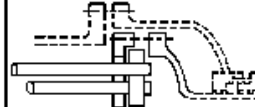
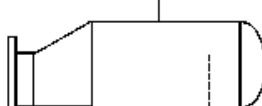
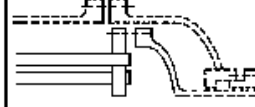
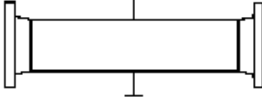
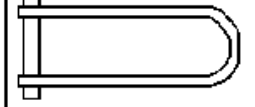

CABEZALES ANTERIORES: ESTACIONARIOS O FIJOS		TIPOS DE CARCAZAS		CABEZALES POSTERIORES	
A	 Canal y tapa removibles	E	 Un solo paso	L	 Cabezal fijo tipo "L"
B	 Tipo sombrero	F	 Dos pasos con deflector longitudinal	M	 Cabezal fijo tipo "M"
C	 Tapa removible Canal fijo a la placa de tubos	G	 Flujo distribuido	N	 Cabezal fijo tipo "N"
N	 Tapa removible Canal fijo a la carcasa	H	 Doble flujo distribuido	P	 Flotante externo
D	 Especial para altas presiones	J	 Flujo dividido	S	 Anillos divididos
		K	 Rehervidor tipo kettle	T	 Tracción continua
		X	 Flujo cruzado	U	 Tubos en "U"
				W	 Flotante sellado externamente

Figura I.2- 4: Diferentes tipos de carcasas y cabezales. Nomenclatura TEMA

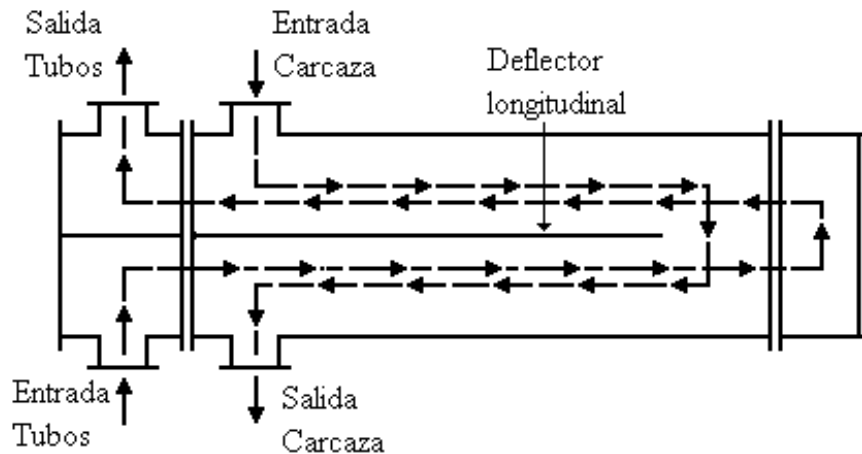


Figura I.2- 5: Esquema de un intercambiador de tubo y carcasa donde se muestra el deflector longitudinal o divisor de pasos

Los deflectores transversales pueden ser segmentados con o sin tubos en la ventana, multi-segmentados o de disco y anillo. Tal como se muestra en la Figura I.2- 6 los cortes se alternan 180° , lo que causa que el fluido pase sobre los tubos más o menos en forma perpendicular (flujo cruzado).

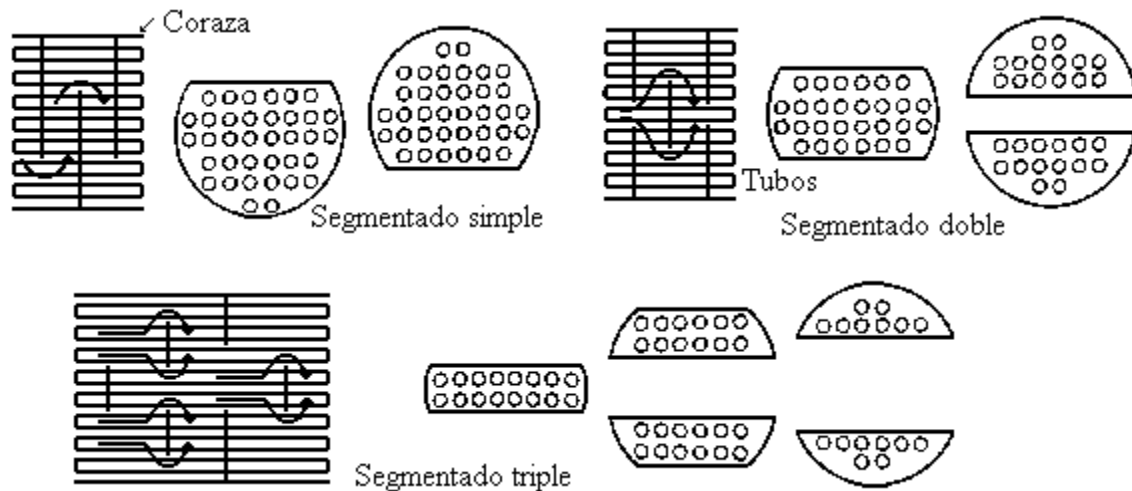


Figura I.2- 6: Tipos de deflectores transversales

Los deflectores segmentados son los más comunes pero cuando la caída de presión del lado de la carcasa es elevada, ésta se puede reducir considerablemente al usar deflectores multisegmentados doble o triple. En todos los casos, el espacio abierto en el

deflector por donde pasa el fluido de la carcasa de un deflector a otro, se denomina **ventana del deflector**. La altura de la ventana expresada como un porcentaje del diámetro de la carcasa, se denomina **corte del deflector**. Para deflectores segmentados el corte está entre 15-40% (el mejor resultado se obtiene con 25% de corte).

El corte de los deflectores de segmento doble es expresado en porcentaje de área de la ventana a área de la sección total del intercambiador. El área de los segmentos debe ser tal que los deflectores se solapen permitiendo que al menos una fila de tubos esté soportada por segmentos adyacentes.

En intercambiadores horizontales el corte de los *baffles* puede ser vertical u horizontal, lo que conlleva a diferentes patrones de flujo en la carcasa. La escogencia de una u otra forma se hace de acuerdo al criterio expresado en la Tabla I.2- 2. El espesor de los deflectores depende del diámetro de la carcasa y de la longitud no sostenida de tubo, pero usualmente están en un intervalo de 3,2 a 19 mm (1/8 a 3/4 in).

Tabla I.2- 2: Criterios para escoger la orientación del corte del deflector

Servicio	Orientación del corte de los deflectores	Observaciones
Una fase - fluido limpio	Cualquiera - la horizontal es la más común	----
Una fase - fluido sucio	Vertical	Previene sedimentos
Condensación	Vertical	Permite condensar el flujo libremente
Vaporización	Cualquiera	La orientación horizontal previene la estratificación

I.2-5 CABEZALES

Corresponden a la parte del intercambiador que permite la distribución del fluido que viaja por los tubos (Figura I.2-4). Existen dos tipos de cabezales: estacionarios o fijos (anteriores) y los posteriores. La facilidad de acceso a los tubos es el factor que gobierna la selección del cabezal fijo, mientras que la necesidad de limpieza, el estrés térmico, los posibles problemas de empaaduras, el goteo y el costo, son factores que influyen en la selección del cabezal posterior.

I.2-5.1 Cabezales anteriores o fijos

Hay dos tipos básicos de cabezales fijos: los tipo canal (*channel*) y los tipo sombrero (*bonnet*). En la Tabla I.2- 3 se resumen las aplicaciones más comunes de los cabezales estacionarios.

Los cabezales de canal atornillados (**TEMA A**) consisten en ductos cilíndricos con bridas a ambos extremos, una de ellas es atornillada a una cubierta plana y la otra a la placa de los tubos o a otra brida en el extremo de la carcaza. Este tipo de cabezal se emplea cuando es frecuente la limpieza interna de los tubos.

Otro tipo son los de canales soldados (**TEMA C y N**) que son similares a los atornillados pero sólo un extremo posee bridas, las que son atornilladas a una cubierta plana. El otro extremo está soldado a la placa de los tubos o a la carcaza. Al igual que en el tipo anterior, se tiene acceso *in situ* a los tubos, pero como el canal y la cubierta de tubos forman una unidad, el haz no puede ser extraído. Los canales soldados son más baratos que los atornillados, ya que sólo poseen una brida en vez de dos, además son seleccionados para servicios con altas presiones y/o fluidos letales, dado que poseen un mínimo de juntas externas.

Tabla I.2- 3: Tipos de cabezales anteriores: resumen de aplicaciones.

Cabezal	Aplicaciones
A	Es el más común entre los cabezales fijos y se emplea con placa de tubos fija, tubos en U y banco de tubos removible
B	Se emplea con placa de tubos fija, tubos en U, banco de tubos removible y carcaza de tubos removible
C	Se emplea en bancos de tubos removible y en diseños de placa de tubos fijas
D	Se emplea especialmente a altas presiones (presiones de diseño del lado de los tubos > 1.000 psi)

El cabezal tipo sombrero (**TEMA B**) consiste en un barril cuyo fondo tiene forma de sombrero y del otro lado tiene una brida que permite el atornillado a la placa de los tubos o a la carcaza. Este tipo es más económico que los dos anteriores, y después de removerlo, permite un acceso directo al haz de tubos una vez que se han desconectado las tuberías externas de las boquillas del cabezal; por lo que es empleado cuando la limpieza interna de los tubos no es frecuente. El cabezal tipo **D** es utilizado especialmente para servicios a alta presión (presiones de diseño del lado de los tubos superiores a 1.000 psi).

I.2-5.2 Cabezales posteriores

Estos cabezales pueden ser de tres tipos principales: fijos, flotantes o tubos en "U" (Figura I.2-4). Los cabezales fijos (**L, M y N**) constituyen un sistema rígido ya que la placa de los tubos está adherida a la carcaza, razón por la cual a los intercambiadores con

este tipo de cabezales se les denomina como tipo caja. El interior de los tubos puede limpiarse mecánicamente, pero como el haz de tubos no puede ser removido sin cortar la carcasa, la limpieza exterior de los mismos sólo puede ser efectuada por medios químicos. Por ello, estos equipos sólo deben ser usados con fluidos limpios en el lado carcasa. Otra limitación consiste en los movimientos diferenciales (como vibraciones y/o expansión o contracción térmica) que los materiales de los tubos y la carcasa, sean capaces de absorber, por esta razón, la diferencia de temperatura entre los tubos y la carcasa debe ser inferior a 100 °F. Si se emplea una junta de expansión en la carcasa se puede elevar esta diferencia a 150 °F.

Entre las ventajas más resaltantes del cabezal fijo están: Pueden emplearse con cualquier número de pasos de tubos; cada tubo puede ser reemplazado (reentubamiento) en forma individual; ausencia de uniones internas, lo que elimina una potencial fuente de fugas de un fluido al otro; permite acomodar un mayor número de tubos que cualquier otro cabezal dentro de un determinado diámetro de carcasa; es adecuado para ser usado con altas presiones y/o el manejo de fluidos peligrosos; su costo es relativamente bajo, sin embargo, es un poco mas caro que el tipo tubos en "U". Los intercambiadores que emplean tubos en "U" (**TEMA U**) sólo necesitan cubierta para los tubos, lo que permite que éstos puedan "moverse libremente" respecto a la carcasa, por lo que los movimientos diferenciales del haz de tubos no representan un problema. Por otra parte el haz de tubos puede ser extraído para limpieza mecánica externa, pero internamente deben limpiarse por medios químicos; por lo que el fluido a circular por el lado de los tubos debe ser relativamente limpio.

Los cabezales flotantes son denominados así ya que mientras el fijo se encuentra adherido a la carcasa, éstos se encuentran virtualmente flotando dentro de la misma, permitiendo de esta forma la extracción completa del haz de tubos y la ocurrencia de movimientos diferenciales entre los tubos y la carcasa. Existen cuatro tipos de cabezales flotantes, denominados de anillos divididos (**TEMA S**), tracción continua (**TEMA T**), flotante empacado externamente (**TEMA P**) y flotante sellado externamente (**TEMA W**).

El cabezal tipo **S** está construido con una placa de tubo flotante entre un anillo dividido y una cubierta de placa de tubos. La placa de tubos se puede mover libremente dentro de la cubierta de la carcasa. Como existe una junta interna, este cabezal es propenso a sufrir fugas, por lo tanto su presión interior de diseño se ve limitada a 50 bar, aproximadamente. Además los tubos periféricos no deben estar cerca de la empacadura, por lo que el número de éstos se ve reducido drásticamente. Este tipo de cabezal es el recomendado para diseños con tubos removibles.

El cabezal tipo **T** es construido con placas de tubo flotantes atornilladas a la cubierta de la placa de tubos. Posee la ventaja de reducir el tiempo necesario para las labores de mantenimiento del equipo ya que el acceso a los tubos es muy sencillo; además permite el manejo de presiones de hasta 70 bar. Sin embargo el número de tubos que éste permite acomodar es menor que en cualquier otro tipo de cabezal y la posibilidad de fugas permanece.

En el cabezal tipo **W**, también conocido como tipo anillo de faro, los fluidos se encuentran separados por 2 empaaduras, una para la carcaza y la otra para los tubos, que se encuentran, a su vez, separadas por un anillo, lo que hace que en caso de fugas, no exista posibilidad de mezclado de los fluidos dentro del equipo. Este cabezal posee todas las ventajas del de anillos divididos y el de tracción continua, más la ausencia de juntas internas; sin embargo, su uso se encuentra limitado a uno o dos pasos de tubos, bajas presiones y fluidos no peligrosos.

Por último, el cabezal flotante externo (TEMA **P**) posee todas las ventajas del tipo anillo de faro, además de no tener restricciones en cuanto a la elección del fluido del lado de los tubos. No obstante, en la carcaza se debe restringir a bajas presiones y fluidos no letales, dada la presencia de sellos en este lado. En Tabla I.2- 4 se resumen las características de los cabezales posteriores.

Tabla I.2- 4: Tipos de cabezales posteriores: resumen de aplicaciones.

Cabezal	Aplicaciones
L	Se emplea en intercambiadores con placa de tubos fija, cuando se requiere de limpieza mecánica en el lado de los tubos
M	Se emplea en intercambiadores con placa de tubos fija, para servicios a altas presiones
N	Se emplea en intercambiadores con placa de tubos fija
P	Comúnmente se le denomina cabezal flotante empacado externamente. Permite expansión y se puede diseñar para cualquier número de pasos. Los dos fluidos no se mezclan en caso de presentarse fugas en las empaaduras. Es un diseño muy costoso
S	Comúnmente se le denomina cabezal flotante de anillo dividido. Tiene a la placa de tubos entre un anillo dividido removible y la cubierta, la cual tiene un diámetro mayor que la coraza. Es el recomendado para bancos de tubos removibles
T	Comúnmente se le denomina cabezal flotante de arrastre. Puede ser removido de la carcaza. Sólo permite un número par de pasos para los tubos
U	Es un diseño muy sencillo que requiere de una placa de tubos sin junta de expansión y es muy fácil de remover. No es posible remover tubos individuales, se requiere un número par de pasos para los tubos y la limpieza de la U es muy difícil. Es el diseño más económico
W	Comúnmente se le denomina cabezal flotante empacado con anillo de faro. Es posible un arreglo de uno o dos pasos para los tubos. El sistema tubos más deflectores es fácil de remover. Es bastante económico

I.2.6 LINEAMIENTOS PARA EL DISEÑO TERMICO

En este punto se darán algunas recomendaciones para seleccionar el mejor arreglo a la hora de diseñar intercambiadores de tubo y carcaza.

I.2-6.1 Tubos

Para obtener unidades más compactas y económicas se recomienda el uso de tubos de diámetros pequeños, reduciendo a la vez el espaciamiento entre los mismos; sin embargo, las superficies tienden a ensuciarse rápidamente y la limpieza por medios mecánicos es muy difícil. Usando diámetros mayores y amplio espaciamiento, se evitan en gran parte los inconvenientes anteriores, pero las unidades serán menos compactas y más costosas. En consecuencia la selección de estos parámetros responderá a un compromiso entre la naturaleza de los fluidos a manejar, el espacio disponible y el costo. Los tubos de 19,05 y 25,4 mm de diámetro externo son los más usados; sin embargo, podrían emplearse tubos tan pequeños como de 6,35 mm de diámetro externo en unidades pequeñas que manejen fluidos limpios. Las unidades diseñadas para manejar fluidos muy viscosos pueden usar tubos de 50,8 mm y hasta 76,2 mm de diámetro externo.

Si se trabaja con tubos aleteados, se deben tomar en consideración los siguientes criterios:

- El costo de los tubos aleteados es de 50 a 70 % mayor que el de los tubos lisos (de igual longitud y espesor de pared) por lo que para que se justifique su uso, la resistencia térmica debe reducirse por lo menos en un factor de tres. Esta relación se cumple, generalmente, en rehervidores, calentadores, enfriadores de agua y condensadores que operan con fluidos orgánicos.
- Si la disminución en la resistencia térmica no supera el límite especificado, los tubos aleteados se justifican si se reduce el número de carcazas que se requerirían con tubos lisos.
- Las aletas deben emplearse en casos donde el factor de ensuciamiento del lado de la carcaza no exceda $0,003 \text{ h ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}/\text{BTU}$.
- Si las aletas son pequeñas, éstas no deben emplearse cuando la velocidad de corrosión supere 0,05 mm/año pues la vida de las mismas se reducirá a 3 años o menos.

El espesor de los tubos debe ser elegido en función de la presión interna y externa por separado, o del diferencial máximo de presión a través de la pared del tubo. Sin embargo, la presión muchas veces no es el factor limitante, por lo que el espesor del tubo debe seleccionarse considerando:

- Suficiente margen para soportar los efectos corrosivos.
 - Resistencia a las vibraciones inducidas por el flujo.
 - Adecuada resistencia axial, especialmente en los equipos con cabezal posterior fijo.
 - Estandarización de las existencias de repuestos y reemplazos.
 - Costo.
-

Es importante destacar, que el espesor de la pared del tubo disminuye cuando el mismo es doblado, especialmente en los tubos en "U". En condiciones donde la presión y/o corrosión no sea crítica, esta disminución no debe ser mayor de un 15-18% del espesor inicial. También suele ocurrir una ovalación en el tubo la que no debe exceder en todos los casos del 9-12% del diámetro externo del mismo. En la Tabla I.2- 5 se muestran los diámetros y espesores de tubo más utilizados para algunos servicios.

Tabla I.2- 5: Diámetros y espesores de tubo para algunos servicios comunes

- Servicios de agua: Se recomienda utilizar tubos no ferrosos de $\frac{3}{4}$ in con 0,065 in de espesor de pared.
- Servicios de aceite: Se pueden emplear tubos ferrosos. Los espesores de pared sugeridos son:

Severidad del servicio	d_e		$\epsilon^{(1), (2)}$	
	mm	in	mm	in
Limpio o sucio ($< 0,00053 \text{ }^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2/\text{W}$), levemente corrosivo	19,05	$\frac{3}{4}$	2,11	0,083
Limpio o sucio ($< 0,00053 \text{ }^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2/\text{W}$), corrosivo	19,05	$\frac{3}{4}$	(3)	(3)
Extremadamente sucio ($\geq 0,00053 \text{ }^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2/\text{W}$), levemente corrosivo	25,40	1	(3)	(3)
Extremadamente sucio ($\geq 0,00053 \text{ }^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2/\text{W}$), corrosivo	25,40	1	(3)	(3)

- Servicios generales: Si se emplean tubos hechos de aleaciones, se recomienda:

Limpio o sucio ($< 0,00053$)	19,05	$\frac{3}{4}$	1,65	0,083
Extremadamente sucio ($\geq 0,00053$)	25,4	1	2,11	0,083

(1) Cuando se trabaja con tubos aleteados hay que tomar en cuenta que el diámetro externo y el espesor del tubo puede disminuir al fabricar las aletas.

(2) Estos valores representan el valor mínimo de espesor aceptado.

(3) Para mayor información se puede consultar el *Construction Materials Manual*

Con relación a la longitud de los tubos, se tiene que los diseños más económicos son aquellos de pequeño diámetro y tubos de grandes longitudes; por lo que se deben fabricar intercambiadores tan largos como sea posible, limitados tan solo, por la longitud de los tubos que los suplidores puedan ofrecer. Esto se debe a que mientras más largo es el

haz de tubos, el diámetro del mismo decrece para la misma área de transferencia, produciendo un ahorro considerable en las bridas de la carcaza, mientras que el incremento por efecto de los tubos más largos, es insignificante mientras que éstos no sobrepasen de 24 ft.

Sin embargo, haces de tubos muy largos pueden acarrear dificultades a la hora de desmontar o montar el equipo; por lo que la longitud máxima para haces de tubos removibles usualmente se restringe a 9 metros (aproximadamente) y con un peso máximo de 20 toneladas. En las refinerías se prefieren tubos de 20 ft de longitud (6,1 m) pues tubos muy largos en unidades colocadas sobre estructuras (como condensadores) incrementan mucho el costo de éstas ya que, requieren plataformas más grandes y/o estructuras adicionales.

Para cabezales fijos no es tan importante limitar la longitud de los tubos, pero en la práctica se restringe a 15 metros como máximo. No obstante, en orden de satisfacer las crecientes demandas de procesamiento, no es de extrañar el conseguir longitudes de hasta 22 metros. Tanto para tubos en U como rectos, las longitudes más empleadas son de aproximadamente 2,438; 3,658; 4,877; 6,096 y 7,315 m.

I.2-6.2 Arreglo de los tubos (*tube layout*)

La forma en que los tubos son arreglados en el intercambiador (Figura I.2- 7) es muy importante; por lo general, la distancia entre los centros de los tubos (*pitch*) no debe ser menor a 1,25 veces el diámetro exterior de los mismos. En ciertas aplicaciones en las que se hace uso de fluidos limpios y de tubos pequeños (12,7 mm diámetro externo o menor) la relación *pitch*/diámetro puede reducirse a 1,20. La selección del ángulo del arreglo en el haz de tubos, es como se muestra en la Tabla I.2- 6.

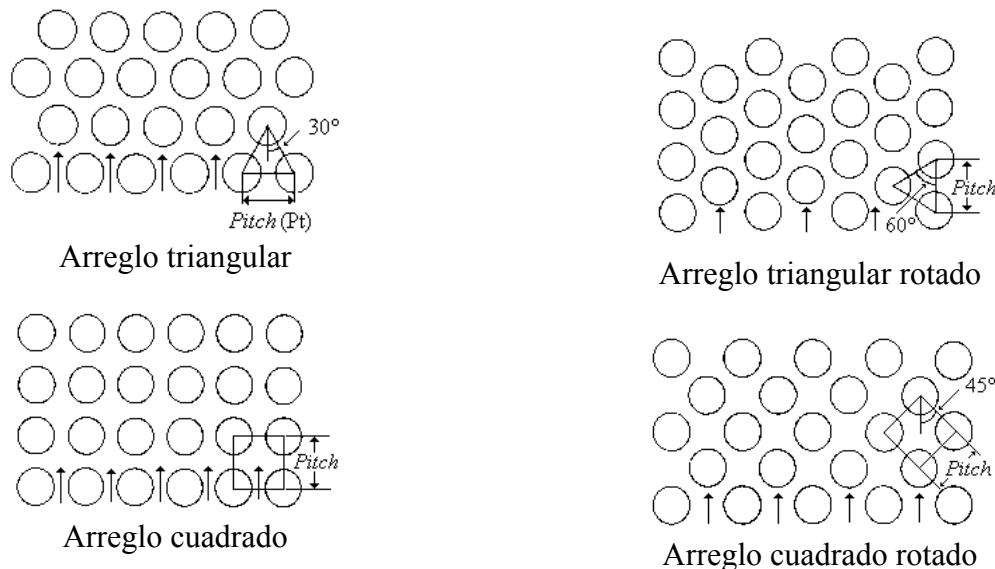


Figura I.2- 7: Diferentes arreglos de tubos

Para obtener haces de tubos más compactos y económicos, se sugiere el uso de ángulos de 30° y 60° , los que permiten acomodar un 15% más de tubos que los otros, pero

no deben ser usados cuando se requiera de limpieza externa por medios mecánicos. Para todos los intercambiadores con factores de ensuciamiento inferiores a $0,00035 \text{ m}^2\cdot\text{C}/\text{W}$ ($0,002 \text{ }^\circ\text{F}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{h}/\text{BTU}$) o menores, se prefiere el arreglo triangular de 30° .

Tabla I.2- 6: Selección del ángulo del *pitch*

Tipo de arreglo	Angulo del arreglo	Características del fluido de la carcaza	Aplicaciones
Triangular	30°	Limpio	Es el arreglo preferido para factores de incrustación inferiores a $0,002 \text{ ft}^2\cdot\text{h}^\circ\text{F}/\text{BTU}$ en cualquier régimen de flujo.
Triangular rotado	60°	Limpio	Raramente se usa por las altas caídas de presión que origina
Cuadrado	90°	Sucio	Se utiliza con flujo turbulento y cuando la limpieza mecánica es crítica.
Cuadrado rotado	45°	Sucio	Se prefiere cuando existe flujo laminar y la limpieza mecánica es crítica.

Los arreglos cuadrados son utilizados para intercambiadores con factores de ensuciamiento del lado de la coraza superiores a $0,00035 \text{ m}^2\cdot\text{C}/\text{W}$ ó cuando se requiera limpieza mecánica externa. En el caso de tener flujo turbulento en la carcaza, el ángulo de 90° ofrece características superiores en transferencia de calor y caídas de presión que los de 45° ; sin embargo, en el caso de régimen laminar, es preferible un arreglo de 45° (cuadrado rotado).

El arreglo de tubos para haces removibles pueden ser de cualquiera de los tipos especificados (cuadrado, cuadrado rotado o triangular) sin embargo, los haces no removibles usan siempre arreglos triangulares (30°).

I.2-6.3 Espaciado de los deflectores

Los deflectores transversales al flujo forzan al fluido a ir de un lado a otro de la carcaza y, cambiando el espaciado entre ellos, permiten variar la velocidad del fluido. Uno de los problemas más comunes que se presentan en los intercambiadores si los *baffles* están incorrectamente colocados, es la existencia de zonas estancadas dentro de la carcaza, lo que perjudica la transferencia de calor. Se recomienda que el espaciado (B) entre *baffles* esté en el intervalo $1/5 D_c < B < D_c$. El valor mínimo no debe ser inferior a 50,8 mm, ya que en caso contrario, la inserción de los tubos (en el reentubamiento) se hace muy

engorrosa, además que puede no justificarse térmicamente y/o proporcionar una caída de presión excesiva en el lado de las carcazas.

En las carcazas TEMA tipo G, H, K y X el fluido no necesita cruzar de un lado a otro al haz de tubos, por lo que los deflectores transversales al flujo no son necesarios; en su lugar son usadas placas de soporte para los tubos.

I.2-6.4 Número de pasos

Los pasos en el lado de los tubos del intercambiador ocurren cada vez que el fluido atraviesa al equipo de un lado al otro. El arreglo de los pasos en el lado de los tubos y en la carcasa tiene mucha importancia a la hora del cálculo de la verdadera diferencia de temperaturas entre los dos fluidos y además permiten cambiar la velocidad del fluido al variar su número. Aunque si bien no existen normas al respecto, un sistema base típico de designación para los pasos de un intercambiador es el m/n o m-n, donde m y n indican el número de pasos para la carcasa y n para los tubos, respectivamente. Los valores más comunes para m y n son:

- $m = 1$, se trata de una carcasa tipo E.
- $m = 2$ para una carcasa tipo F.
- $m = G, H, J$ o X se especifica el tipo de carcasa según la designación TEMA.
- $m =$ número mayor o igual a tres, se refiere al número de pasos en la carcasa para sistemas no estándar.
- $n = 1, 2, 3, 4, 5, 6, \text{etc.}$, para un número específico de pasos en el lado tubos.
- $n = 2+$, el signo "+" indica un número par no específico de pasos.
- $n = 4+, 6+, 8+, \text{etc.}$, el signo "+" denota múltiplos no especificados de 4, 6, 8, etc. pasos en el lado tubos.

Es importante destacar que los intercambiadores 1/1 y 2/2 poseen flujo en contracorriente puro, mientras que los intercambiadores 3/3 y 4/4 son diseños muy poco usados.

I.2-6.5 Número de carcazas y de pasos en la carcasa

El número total de carcazas o de pasos por la carcasa requerido para un intercambio de calor dado, generalmente, viene fijado por la diferencia que existe entre las temperaturas de salida de ambos fluidos, conocida como la **extensión del cruce de temperatura** y por el factor corrector del LMTD, que se discutirá en detalle en la siguiente Unidad. Este factor debe ser siempre mayor o igual 0,8 pues por debajo existe mucha incertidumbre en su predicción. En un intercambiador de un sólo paso, el valor de F es 0,8 cuando la diferencia de temperaturas es 0 °C. Incrementar el número pasos por la carcasa permite aumentar la extensión del cruce y/o el valor de F, pero requiere el uso de deflectores longitudinales de diseño removible o soldado. Es bastante difícil estimar con precisión el costo de intercambiadores usando deflectores longitudinales, por lo que se recomienda empezar siempre el diseño con intercambiadores de un sólo paso de coraza.

El número total de carcazas también depende de la superficie de intercambio de calor requerida. Si no hay restricciones en cuanto a la capacidad de manejo del haz de tubos o del equipo de limpieza, el diámetro máximo de la carcaza puede llegar hasta 60 in.

I.2-6.6 Número de pasos de tubos

Usualmente se trabaja entre 2 y ocho pasos de tubos. Con mas de ocho y menos de dos, la construcción se complica y los costos de fabricación tienden a ser excesivos. En la siguiente Tabla se muestran los números de pasos empleados normalmente.

Intercambiador	Número de pasos de tubos
Placa de tubos fija	Es posible cualquier número de pasos, par o impar. El arreglo más común es de un sólo paso o un número par de pasos múltiples
Tubos en U	Cualquier número de pasos es posible. Se recomienda un máximo de 6
Cabezal flotante con anillo dividido y arrastre continuo	Cualquier número de pasos es posible.
Cabezal flotante empacado externamente con anillo de cierre hidráulico	Sólo son posibles arreglos de uno o dos pasos
Intercambiadores de cabezal flotante empacado externamente	Es posible cualquier número de pasos, par o impar

I.2-6.7 Número de tubos

En relación con el número de tubos que pueden ser acomodados dentro de una carcaza con un determinado diámetro interno, un *pitch*, ángulo de *pitch* y diámetro externo de los tubos dados, depende de:

- Tipo de intercambiador, lo que va a determinar el límite exterior de los tubos (OTL: *outer tube limit*) esto es el diámetro de la circunferencia más grande que puede ser dibujada, a partir del centro de la carcaza, en donde no puede haber tubos insertados.
- La presión de diseño, ya que al emplear cabezales flotantes en los intercambiadores y puede reducir el OTL.
- Número de pasos en el lado tubos, debido a que en el espacio ocupado por las particiones no es posible insertar tubos.
- Otros factores como el sistema para fijar los tubos, diámetro de las boquillas, etc.

Debido al gran número de variables involucradas no es posible disponer de tablas exactas; sin embargo desde la Tabla I.2- 7 hasta la Tabla I.2- 15 se muestran valores aproximados. Para un conteo preciso debe recurrirse al diseño gráfico.

Tabla I.2- 7: Conteo de tubos: $d_e = 0,75$ in. Arreglo **triangular**, *pitch*: **0,9375** in.

Coraza D_c in	Cabezal Fijo				Cabezal flotante				Tubos en U		
	Número de pasos				Número de pasos				Número de pasos		
	1	2	4	8	1	2	4	8	2	4	8
10,00	77	68	60	44	64	56	48	32	24	24	16
12,00	114	114	100	92	95	94	80	72	46	40	36
13,25	143	134	124	104	122	118	104	96	55	50	44
15,25	192	184	168	164	174	162	152	132	77	72	68
17,25	254	236	224	212	229	216	200	188	101	98	92
19,25	330	322	300	272	301	290	268	244	141	130	120
21,25	387	370	348	336	358	346	324	316	163	160	152
23,25	483	472	448	412	450	436	412	384	213	202	190
25,00	565	544	512	480	522	502	472	432	246	238	216
27,00	658	634	608	560	612	598	568	520	294	280	260
29,00	763	740	704	660	719	698	656	616	343	328	308
31,00	875	848	808	756	827	800	768	716	394	382	356
33,00	993	964	932	872	942	918	880	824	450	438	408
35,00	1118	1086	1044	1020	1064	1034	988	956	510	494	484
37,00	1286	1248	1208	1144	1221	1184	1144	1088	587	570	542
39,00	1426	1396	1344	1272	1351	1328	1280	1220	660	640	606
42,00	1641	1602	1548	1488	1569	1538	1480	1420	759	740	706
45,00	1906	1864	1808	1736	1837	1792	1732	1664	887	868	834
48,00	2188	2142	2088	2004	2102	2062	2000	1912	1026	1002	966
51,00	2480	2440	2376	2292	2396	2356	2292	2204	1171	1140	1104
54,00	2769	2716	2652	2568	2672	2626	2564	2480	1304	1282	1226
60,00	3451	3396	3320	3220	3345	3288	3208	3116	1642	1608	1562
64,00	3921	3860	3792	3676	3798	3744	3668	3560	1869	1840	1784
68,00	4432	4366	4284	4160	4305	4244	4148	4032	2114	2086	2020
72,00	5023	4956	4868	4744	4878	4816	4732	4600	2406	2372	2306
76,00	5578	5506	5412	5276	5449	5374	5284	5156	2680	2640	2574
80,00	6179	6100	5996	5868	6031	5964	5868	5720	2968	2930	2862
84,00	6868	6788	6688	6544	5717	6644	6532	6384	3313	3272	3198

Tabla I.2- 8: Conteo de tubos: $d_e = 0,75$ in. Arreglo **triangular**, *pitch*: **1,000** in.

Coraza D_c in	Cabezal Fijo				Cabezal flotante				Tubos en U		
	Número de pasos				Número de pasos				Número de pasos		
	1	2	4	8	1	2	4	8	2	4	8
10,00	69	60	56	44	55	48	44	32	24	20	12
12,00	103	96	88	80	85	78	72	60	38	36	32
13,25	134	122	112	96	109	106	92	80	49	46	40
15,25	177	166	156	132	151	148	132	104	71	66	52
17,25	229	220	208	184	204	192	176	164	94	90	80
19,25	283	272	260	248	260	250	228	212	120	114	110
21,25	350	334	324	300	322	310	292	268	149	142	132
23,25	425	406	392	364	394	382	364	336	183	176	162
25,00	491	476	452	420	450	440	412	385	217	208	192
27,00	576	562	532	500	537	524	492	456	256	248	228
29,00	674	650	620	600	633	610	580	552	299	290	280
31,00	771	746	712	672	727	704	676	628	347	336	314
33,00	875	852	820	768	827	812	776	728	398	386	360
35,00	985	960	928	896	934	914	876	848	448	438	428
37,00	4409	1074	1044	1016	1052	1026	984	952	521	492	484
39,00	1234	1236	1192	1144	1179	1172	1128	1080	583	568	542
42,00	1457	1418	1376	1316	1391	1358	1316	1252	670	656	628
45,00	1657	1650	1604	1540	1589	1588	1540	1476	787	768	742
48,00	1910	1872	1824	1780	1854	1800	1752	1716	910	876	858
51,00	2176	2142	2088	2016	2094	2062	2004	1940	1026	1006	968
54,00	2427	2378	2332	2284	2341	2308	2248	2200	1162	1122	1106
60,00	2985	2996	2928	2844	2903	2894	2828	2744	1441	1420	1376
64,00	3467	3408	3340	3252	3357	3308	3240	3140	1646	1622	1576
68,00	3913	3858	2792	3680	3795	3738	3672	3572	1865	1842	1972
72,00	4383	4330	4256	4148	4268	4208	4144	4024	2104	2072	2014
76,00	4878	4876	4792	4664	4771	4756	4676	4576	2371	2338	2282
80,00	5419	5352	5260	5204	5289	5228	5152	5092	2633	2574	2538
84,00	6031	5972	5884	5760	5902	5832	5748	5620	2909	2876	2808

Tabla I.2- 9: Conteo de tubos: $d_e = 0,75$ in. Arreglo **cuadrado**, *pitch*: **1,0000** in.

Coraza D_c in	Cabezal Fijo				Cabezal flotante				Tubos en U		
	Número de pasos				Número de pasos				Número de pasos		
	1	2	4	8	1	2	4	8	2	4	8
10,00	60	56	52	32	48	44	40	24	20	20	12
12,00	90	88	84	60	74	72	68	60	34	34	26
13,25	112	104	104	92	96	90	84	76	42	42	40
15,25	150	144	136	124	130	124	116	96	59	58	52
17,25	203	192	180	176	180	168	160	148	80	82	76
19,25	251	240	228	220	226	216	204	204	103	104	100
21,25	300	294	288	256	276	272	264	228	130	128	114
23,25	368	360	356	324	340	336	324	304	162	160	146
25,00	426	400	392	380	398	376	360	344	190	180	172
27,00	508	472	468	456	468	442	432	420	228	214	212
29,00	592	560	540	532	550	520	508	492	268	256	246
31,00	670	648	628	584	627	610	592	556	296	298	278
33,00	767	740	720	680	719	700	680	648	342	342	322
35,00	870	840	824	776	816	802	784	736	392	390	368
37,00	972	944	928	912	927	900	884	868	444	438	432
39,00	1086	1064	1036	1020	1036	1014	992	968	498	498	484
42,00	1257	1220	1212	1184	1204	1176	1148	1120	579	574	562
45,00	1452	1436	1412	1352	1396	1380	1360	1308	683	678	652
48,00	1666	1634	1608	1576	1602	1574	1540	1516	778	772	762
51,00	1880	1868	1848	1784	1814	1800	1768	1716	890	888	862
54,00	2125	2096	2064	2000	2051	2020	1988	1928	998	988	962
60,00	2608	2596	2568	2496	2532	2512	2468	2412	1246	1244	1208
64,00	2996	2982	2936	2868	2892	2884	2840	2776	1436	1424	1390
68,00	2275	3328	3288	3260	3270	3232	3188	3164	1605	1598	1588
72,00	3826	3752	3720	3876	3714	3648	3608	3560	1842	1806	1790
76,00	4270	4196	4152	4112	4170	4088	4052	4008	2060	2030	2004
80,00	4715	4664	4624	4528	4614	4560	4524	4424	2266	2260	2212
84,00	5223	5168	5120	5028	5109	5056	5000	4916	2512	2498	2454

Tabla I.2- 10: Conteo de tubos: $d_e = 1,00$ in. Arreglo **triangular**, *pitch*: 1,2500 in.

Coraza D_c in	Cabezal Fijo				Cabezal flotante				Tubos en U		
	Número de pasos				Número de pasos				Número de pasos		
	1	2	4	8	1	2	4	8	2	4	8
10,00	42	36	32	24	33	30	24	24	11	8	8
12,00	64	60	56	44	55	48	44	32	21	20	12
13,25	77	78	72	52	68	66	56	44	24	26	16
15,25	103	106	100	88	92	94	80	72	38	38	34
17,25	143	130	124	104	130	118	112	96	53	50	44
19,25	177	170	160	152	159	152	144	132	69	66	62
21,25	208	216	200	180	192	196	184	168	92	86	76
23,25	254	262	244	220	241	238	224	212	112	104	96
25,00	304	290	276	264	285	272	252	240	126	120	114
27,00	359	350	324	316	341	322	304	292	154	144	138
29,00	422	404	384	372	396	382	364	348	181	174	168
31,00	483	472	452	424	455	444	428	396	213	206	190
33,00	565	544	524	484	526	512	484	456	246	238	220
35,00	611	614	588	556	588	582	564	520	277	268	254
37,00	695	698	676	628	658	664	632	600	321	310	290
39,00	783	784	748	716	748	744	716	672	349	346	326
42,00	905	906	880	832	863	868	832	792	420	408	386
45,00	1069	1038	1008	956	1020	998	964	924	484	472	452
48,00	1219	1182	1152	1124	1168	1136	1104	1076	553	540	530
51,00	1391	1370	1328	1264	1343	1312	1276	1232	644	626	596
54,00	1556	1538	1484	1428	1510	1478	1436	1388	721	704	676
60,00	1914	1876	1832	1783	1849	1812	1772	1744	891	876	856
64,00	2200	2158	2108	2064	2126	2090	2044	2008	1030	1008	992
68,00	2494	2456	2400	2336	2420	2384	2336	2260	1175	1152	1112
72,00	2777	2778	2724	2644	2702	2690	2648	2552	1331	1304	1270
76,00	3117	3062	3008	2960	3038	2996	2936	2888	1471	1450	1428
80,00	3471	3418	3364	3276	3388	3346	3284	3200	1646	1620	1582
84,00	3846	3792	3736	3632	3751	3710	3644	3540	1829	1802	1754

Tabla I.2- 11: Conteo de tubos: $d_e = 1,00$ in. Arreglo **cuadrado**, *pitch*: 1,2500 in.

Coraza D_c in	Cabezal Fijo				Cabezal flotante				Tubos en U		
	Número de pasos				Número de pasos				Número de pasos		
	1	2	4	8	1	2	4	8	2	4	8
10,00	38	34	32	24	28	28	24	16	10	10	8
12,00	55	52	52	32	45	44	44	24	19	18	8
13,25	70	64	64	52	61	52	52	44	23	22	22
15,25	90	90	88	84	76	78	72	68	36	34	32
17,25	124	110	104	96	109	100	92	92	49	44	44
19,25	151	144	136	132	136	132	124	104	59	56	52
21,25	186	186	176	160	174	168	164	132	78	74	66
23,25	228	228	220	204	216	208	204	188	96	98	88
25,00	263	252	240	228	242	232	228	216	108	106	106
27,00	319	302	292	288	296	280	276	256	132	132	126
29,00	373	360	348	320	345	336	324	300	158	160	146
31,00	416	400	392	380	390	376	368	356	176	180	170
33,00	486	468	452	440	459	442	424	420	208	208	202
35,00	546	532	520	488	518	508	492	468	241	236	224
37,00	614	606	592	560	584	576	556	532	276	272	260
39,00	688	676	672	640	652	648	636	600	313	308	294
42,00	806	768	752	740	766	732	712	708	353	352	346
45,00	924	912	896	856	884	876	864	824	423	420	398
48,00	1063	1040	1024	980	1027	1000	992	944	484	480	462
51,00	1208	1180	1164	1148	1163	1140	1108	1100	552	550	542
54,00	1350	1320	1308	1288	1300	1278	1256	1236	622	620	608
60,00	1658	1638	1608	1596	1606	1580	1556	1544	776	758	760
64,00	1904	1882	1868	1812	1840	1822	1808	1752	896	892	868
68,00	2157	2120	2092	2068	2092	2060	2040	2012	1008	1008	994
72,00	2424	2408	2388	2312	2352	2340	2312	2256	1153	1144	1116
76,00	2720	2662	2640	2608	2648	2600	2576	2552	1274	1274	1260
80,00	3002	2994	2956	2888	2940	2912	2888	2816	1436	1420	1392
84,00	3317	3280	3244	3216	3245	3204	3188	3144	1576	1576	1558

Tabla I.2- 12: Conteo de tubos: $d_e = 1,25$ in. Arreglo **triangular**, *pitch*: 1,5625 in.

Coraza D_c , in	Cabezal Fijo				Cabezal flotante				Tubos en U		
	Número de pasos				Número de pasos				Número de pasos		
	1	2	4	8	1	2	4	8	2	4	8
10,00	27	26	24	16	22	18	16	8	5	4	4
12,00	42	36	32	24	31	30	28	24	11	8	8
13,25	49	48	44	32	42	40	36	24	13	14	12
15,25	69	60	56	44	60	52	48	32	22	20	12
17,25	92	82	76	72	85	74	68	60	32	28	26
19,25	111	106	100	88	100	98	92	80	43	38	34
21,25	135	130	120	104	130	118	112	96	53	48	44
23,25	174	162	152	132	159	152	140	112	67	62	52
25,00	190	180	168	164	177	166	156	148	73	70	68
27,00	229	220	208	200	212	204	192	188	92	88	84
29,00	268	262	244	220	253	238	228	212	112	104	96
31,00	304	290	276	268	285	272	264	256	124	120	116
33,00	349	334	324	316	330	322	300	296	148	142	138
35,00	407	386	372	344	379	364	352	328	171	164	152
37,00	434	440	424	396	419	420	400	380	185	188	178
39,00	500	480	468	456	472	464	444	428	215	210	202
42,00	584	562	544	532	550	540	524	508	254	248	242
45,00	670	650	632	616	640	626	608	592	296	288	280
48,00	766	744	724	712	740	720	696	684	341	332	326
51,00	875	870	848	808	842	846	812	780	390	390	374
54,00	981	956	932	904	950	930	900	876	442	434	422
60,00	1219	1186	1156	1132	1172	1146	1124	1100	553	542	536
64,00	1406	1378	1348	1296	1355	1334	1308	1248	646	632	608
68,00	1585	1554	1516	1496	1532	1506	1476	1456	731	716	704
72,00	1768	1768	1732	1676	1719	1716	1684	1632	837	818	792
76,00	1987	1960	1920	1892	1944	1914	1880	1844	932	914	898
80,00	2200	2158	2124	2095	2151	2118	2080	2052	1030	1014	998
84,00	2449	2416	2380	2296	2400	2368	2324	2260	1151	1134	1098

Tabla I.2- 13: Conteo de tubos: $d_e = 1,25$ in. Arreglo **cuadrado**, *pitch*: **1,5625** in.

Coraza D_c , in	Cabezal Fijo				Cabezal flotante				Tubos en U		
	Número de pasos				Número de pasos				Número de pasos		
	1	2	4	8	1	2	4	8	2	4	8
10,00	21	20	20	16	16	16	16	8	5	4	4
12,00	32	32	32	24	28	26	24	24	10	10	8
13,25	45	40	40	24	38	32	32	24	12	12	8
15,25	60	56	52	44	48	48	44	32	21	18	12
17,25	79	68	64	60	66	60	60	60	25	24	22
19,25	100	90	88	88	88	88	80	80	36	34	34
21,25	116	110	108	104	109	100	100	92	44	44	42
23,25	146	136	136	132	134	128	124	104	56	56	52
25,00	172	164	164	132	158	154	144	132	68	68	52
27,00	195	192	180	176	185	178	176	168	80	76	74
29,00	228	228	220	216	216	212	204	196	96	94	92
31,00	263	252	240	228	249	240	236	220	107	104	102
33,00	300	294	288	284	280	280	276	264	130	128	126
35,00	348	324	316	316	332	312	300	292	140	140	140
37,00	390	376	368	360	373	360	348	340	165	166	162
39,00	432	426	420	396	420	408	392	376	190	188	178
42,00	508	478	472	472	484	464	452	448	216	214	214
45,00	592	560	556	544	560	540	532	524	254	254	248
48,00	676	650	636	636	648	624	616	600	294	298	292
51,00	772	740	728	720	738	712	712	700	338	338	334
54,00	858	840	828	816	827	806	796	788	386	388	380
60,00	1063	1040	1028	1020	1031	1006	1000	988	484	480	478
64,00	1216	1192	1184	1172	1179	1152	1140	1120	557	556	550
68,00	1370	1346	1328	1320	1330	1308	1292	1276	632	632	626
72,00	1554	1536	1536	1484	1504	1492	1480	1436	726	726	700
76,00	1724	1720	1688	1676	1684	1668	1648	1636	812	802	796
80,00	1912	1892	1876	1872	1864	1856	1832	1824	898	894	890
84,00	2117	2092	2068	2060	2076	2048	2028	2012	993	986	982

Tabla I.2- 14: Conteo de tubos: $d_e = 1,50$ in. Arreglo **triangular**, *pitch*: **1,8750** in.

Coraza D_c in	Cabezal Fijo				Cabezal flotante				Tubos en U		
	Número de pasos				Número de pasos				Número de pasos		
	1	2	4	8	1	2	4	8	2	4	8
10,00	17	18	16	8	14	14	8	8	3	2	
12,00	27	26	24	16	22	20	16	16	5	6	4
13,25	35	30	28	24	31	26	24	24	9	8	8
15,25	42	44	40	24	38	40	36	24	13	12	8
17,25	60	60	52	44	55	52	44	32	19	18	12
19,25	77	72	68	52	68	68	64	52	24	24	16
21,25	92	90	84	80	88	82	76	72	32	30	30
23,25	111	110	104	96	103	106	100	88	38	740	38
25,00	135	126	116	104	126	118	112	96	49	46	40
27,00	152	152	140	124	143	142	132	104	61	56	48
29,00	181	174	164	160	170	162	152	144	71	68	66
31,00	204	208	192	180	190	196	184	168	87	80	76
33,00	241	228	216	212	224	216	204	192	96	92	90
35,00	276	264	252	244	262	250	240	236	112	108	102
37,00	304	306	288	272	291	290	276	256	124	124	118
39,00	341	334	320	312	330	314	300	296	145	140	136
42,00	407	390	376	372	392	378	356	344	171	166	162
45,00	467	456	444	412	446	440	428	396	202	198	184
48,00	521	524	508	476	504	500	484	460	234	228	214
51,00	596	598	580	548	572	582	560	528	273	262	248
54,00	678	654	636	624	657	634	616	600	298	290	284
60,00	842	824	804	788	811	800	776	756	379	370	362
64,00	962	936	916	904	933	914	888	864	434	424	418
68,00	1089	1066	1036	1024	1052	1034	1008	992	495	482	476
72,00	1219	1228	1192	1144	1184	1188	1156	1120	556	556	536
76,00	1382	1362	1332	1284	1355	1328	1296	1248	636	624	598
80,00	1532	1506	1480	1424	1494	1466	1440	1392	708	696	670
84,00	1689	1662	1629	1604	1658	1624	1592	1572	783	768	756

Tabla I.2- 15: Conteo de tubos: $d_e = 1,50$ in. Arreglo **cuadrado**, *pitch*: **1,8750** in.

Coraza D_c , in	Cabezal Fijo				Cabezal flotante				Tubos en U		
	Número de pasos				Número de pasos				Número de pasos		
	1	2	4	8	1	2	4	8	2	4	8
10,00	16		12	8	12	12	12	8	3		
12,00	24	20	20	16	21	16	16	16	5	4	4
13,25	28	28	28	16	26	24	24	16	8	6	4
15,25	38	38	32	24	35	32	32	24	12	10	8
17,25	52	52	48	24	45	44	40	24	18	16	8
19,25	65	60	60	60	60	56	52	44	22	22	22
21,25	79	72	72	60	70	68	64	60	26	26	22
23,25	101	98	88	88	93	88	88	88	38	34	34
25,00	112	108	100	96	101	100	88	88	42	40	40
27,00	137	132	124	104	128	120	120	104	54	50	44
29,00	164	144	140	132	150	136	136	132	59	58	52
31,00	182	178	176	176	172	164	164	160	72	74	74
33,00	208	196	192	192	193	186	180	176	80	82	82
35,00	236	228	228	220	220	220	216	208	97	98	94
37,00	263	252	244	240	251	240	240	228	108	106	106
39,00	300	294	288	280	289	280	276	268	128	126	122
42,00	352	334	320	320	336	316	316	308	144	142	142
45,00	403	384	376	376	382	376	368	360	170	168	168
48,00	467	452	444	440	448	434	424	424	202	200	198
51,00	527	520	508	500	509	500	492	492	234	230	226
54,00	592	592	584	556	572	564	556	536	268	266	254
60,00	731	716	712	708	711	692	688	676	327	328	326
64,00	835	822	820	800	812	798	792	780	378	380	370
68,00	952	932	928	920	923	908	892	884	461	432	428
72,00	1066	1052	1036	1028	1040	1026	1016	1008	488	484	480
76,00	1196	1176	1164	1156	1171	1144	1140	1120	547	546	542
80,00	1331	1308	1304	1288	1291	1278	1264	1260	612	614	606
84,00	1472	1444	1436	1432	1427	1412	1412	1380	679	678	676

Tema 3

Intercambiadores Enfriados por Aire (*Air-Coolers*) y Radiadores

Los intercambiadores enfriados por aire o ACHEs (*Air-Cooler Heat Exchangers*) aparecieron por primera vez en Europa alrededor de 1940 como unidades de enfriamiento de vapor de turbinas, y no fue sino hasta 1970 cuando comenzaron a emplearse en el hemisferio occidental. Los primeros condensadores fueron los de tubo aleteado en operación al seco, surgiendo posteriormente los de tubo liso con superficie húmeda.

El costo de los ACHEs es dos a tres veces mayor que el de los intercambiadores de calor que emplean agua como fluido de enfriamiento con la misma capacidad de transferencia, sin tomar en cuenta las superficies extendidas o aletas. Existen dos razones principales para ello; primero, la conductividad térmica del aire es menor que la del agua, lo que se traduce en una resistencia térmica mucho mayor. Segundo, puesto que las temperaturas de diseño de entrada del aire son mayores que las de diseño del agua, el LMTD es siempre menor para un ACHE, especialmente para temperaturas de salida bajas en el fluido de proceso. Por consiguiente, el área de transferencia de calor requerida en un ACHE es considerablemente mayor al de un intercambiador típico de agua. Adicionalmente, las complejas estructuras de soporte e instalación de estas grandes unidades incrementan el costo inicial.

Sin embargo, aunque el costo inicial es grande, el costo total, que incluye el de operación, puede ser menor. Esto se debe a que los costos de operación de los intercambiadores de calor que emplean agua pueden hacerse muy elevados debido al consumo mismo del agua bruta, agua para la regeneración, agentes químicos necesarios para el tratamiento del agua, costos de operación de las torres de enfriamiento y la inversión en el sistema de bombeo y tuberías, sin tomar en cuenta la posible escasez del líquido. En los ACHEs en cambio, el costo de operación se reduce a la potencia consumida por los motores de los ventiladores. En la Tabla I.3- 1 se resumen las ventajas y desventajas del uso de cada uno de estos fluidos.

En la Figura I.3-1 se muestran las partes más importantes de un *air-cooler*. Estos sistemas constan, básicamente, de una o varias hileras de tubos en un espaciado rectangular, soportados por una estructura de acero. Los extremos de los tubos están fijos a placas de tubos, las que a su vez están sujetas a cabezales. Estos últimos poseen deflectores que permiten desviar el flujo a fin de obtener el número de pasos por los tubos que se desee. El conjunto tubos+cabezales+armazón recibe el nombre de **Haz de tubos** o simplemente, **Sección**. Uno o más haces de tubos, incluyendo la estructura, el o los ventiladores y cualquier otro equipo presente se denomina **Bay**. Por su parte, se conoce como **Unidad** al conjunto de uno o más *Bays* empleados para un servicio único. Mientras que una o más Unidades arregladas en una estructura continua recibe el nombre de **Banco**

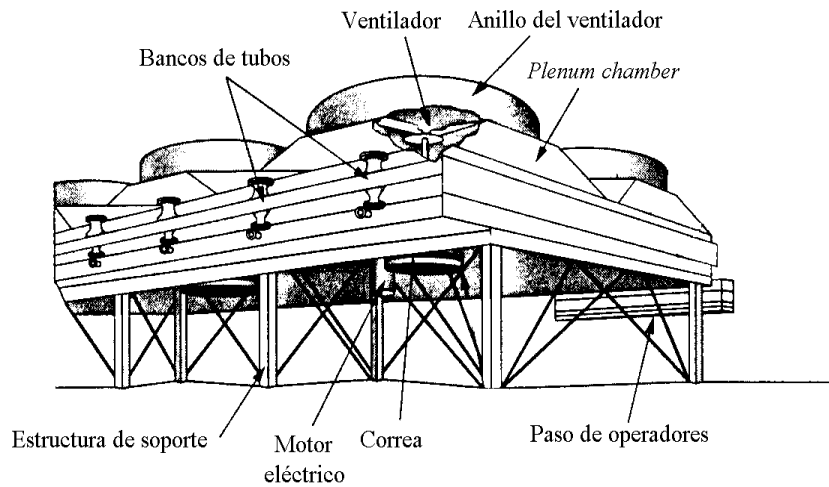


Figura I.3- 1: Partes de un ACHE

Generalmente, se define el *Bay* como una unidad con ancho equivalente a un ventilador. Puede haber más de un haz de tubos en paralelo en un *Bay*. Si existen varios ventiladores en un *Bay*, se supone que éstos están colocados en serie a lo largo del haz de tubos. La Figura I.3- 2 muestra los *Bays* y haces de tubos de una unidad ACHE.

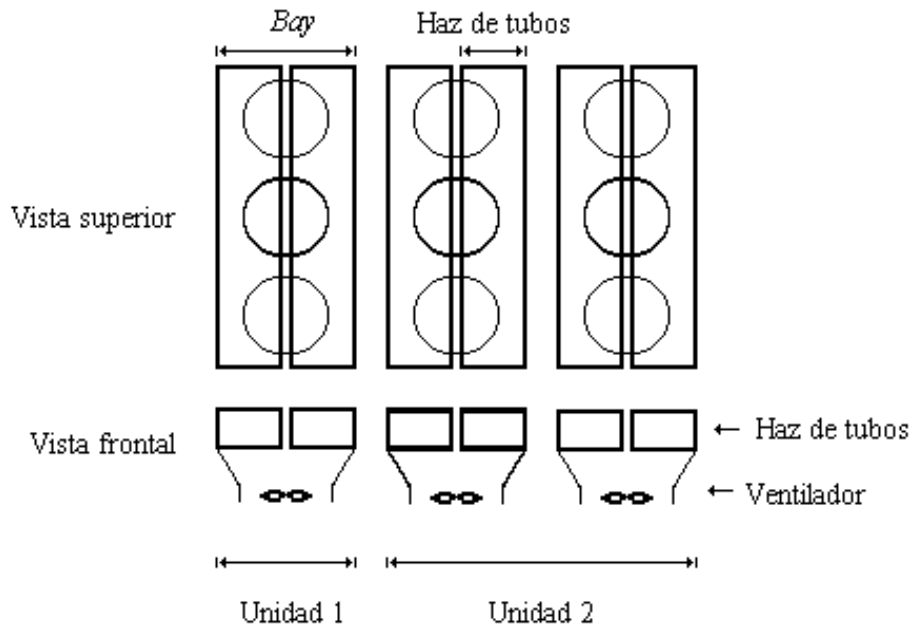
Figura I.3- 2: Representación de los haces y *Bays* en un ACHE

Tabla I.3- 1: Ventajas y desventajas del uso de *air-coolers* o de *water-coolers*

A favor de los <i>water-coolers</i>	
Enfriamiento por aire	Enfriamiento por agua
<ul style="list-style-type: none"> • Debido a que el calor específico del aire es muy bajo (y depende de la temperatura de bulbo seco) este fluido no puede emplearse en procesos de enfriamiento a bajas temperaturas • Los <i>air-coolers</i> requieren de grandes superficies de intercambio de calor, debido a que C_p y h son muy bajos. • Las variaciones de la temperatura por efecto estacional, pueden afectar la funcionalidad del equipo. En verano, las altas temperaturas del aire pueden impedir el intercambio de calor requerido en el proceso, mientras que en invierno, podría ocurrir congelación. • Los enfriadores por aire no pueden ubicarse cerca de zonas residenciales, como edificaciones, calles, etc., ni cerca de equipos delicados, por efectos de ruido y dispersión de aire caliente (contaminación térmica y sónica). • Los <i>air-coolers</i> requieren tubos aleteados: tecnología especializada. 	<ul style="list-style-type: none"> • El agua usualmente enfría una corriente de proceso 5-10 °F por debajo de lo que lograría el aire. El agua de reciclo puede ser enfriada hasta la temperatura de bulbo húmedo en una torre de enfriamiento. • Los <i>water-coolers</i> requieren menor área de intercambio de calor, si los diseños están bien hechos. • El agua es menos susceptible que el aire a las variaciones de temperatura. • Los <i>water-coolers</i> pueden colocarse cercanos a otros equipos. • Los diseños de <i>water-coolers</i> son bien conocidos (Ej. Tubo y coraza).
A favor de los <i>air-coolers</i>	
Enfriamiento por aire	Enfriamiento por agua
<ul style="list-style-type: none"> • El aire se consigue libremente, no hay que pagar por él. 	<ul style="list-style-type: none"> • El agua de enfriamiento es generalmente escasa; cuando está disponible, se requiere de bombas, tuberías, etc. para conducirla al lugar de uso.

- Usualmente la localización de la planta no está restringida por el enfriamiento con aire.
- El aire es poco corrosivo. Solamente hay que cuidar la limpieza periódica del equipo.
- Los costos operativos son relativamente bajos, dado que las pérdidas de carga son del orden de 0,5-1 in de H₂O.
- Baja probabilidad de que la corriente de proceso contamine el aire.
- Los costos de mantenimiento son generalmente de 20 a 30% menores que para los *water-coolers*.
- Los lugares para ubicar las plantas están determinados por las fuentes de agua.
- El agua es muy corrosiva por lo que requiere tratamiento y control para minimizar los depósitos.
- Los costos operativos para *water-coolers* son bastante altos por efecto del bombeo en la recirculación del agua.
- Cuando se desean enfriar productos tóxicos, existe el peligro de que el agua se contamine y haya problemas al recircularla.
- Los costos de mantenimiento son elevados; el agua contiene organismos vivos y sales minerales que si no se controlan causan un ensuciamiento excesivo al equipo.

Las normas API 661 “*Air Cooled Heat Exchangers for General Refinery Services*” especifica los mínimos requerimientos para el diseño, materiales, fabricación, inspección, pruebas y preparación para el despacho de los ACHEs. A continuación se detallan los componentes básicos de este tipo de equipos.

I.3-1 HAZ DE TUBOS

El haz de tubos es el corazón de un ACHE. Los tubos generalmente se arreglan en haces de 4 a 40 ft de longitud y de 4 a 20 ft de ancho y hasta una profundidad de 8 filas. En la Figura I.3-3 se muestra un haz de tubos típico de un *air-cooler*.

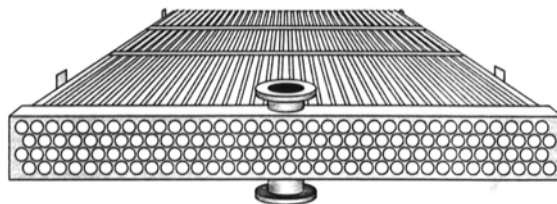


Figura I.3- 3: Haz de tubos típico de un ACHE

Al igual que los intercambiadores de tubo y carcaza, los diseños más económicos resultan cuando se emplean tubos largos. Por lo general las dimensiones máximas las impone el transporte de los equipos. Los haces pueden colocarse en paralelo o en serie, dependiendo del servicio requerido, pudiendo emplearse un mismo *Bay* para varios servicios pequeños.

I.3-1.1 Tubos

Los tubos son usualmente de 1 in de diámetro y pueden emplearse desnudos o contener aletas, dependiendo del servicio. Las aletas pueden llegar a proporcionar entre 15 y 20 % mayor área de transferencia que cuando se emplea el tubo desnudo. Esto resulta muy útil porque el coeficiente convectivo del lado del aire es sumamente bajo; de esta manera, el uso de aletas minimiza la resistencia a la transferencia de calor que proporciona este fluido. En algunas aplicaciones prácticas, por ejemplo en el enfriamiento de aceites dieléctricos en transformadores de potencia, se pueden emplear tubos de sección elíptica. Esta geometría minimiza las pérdidas de presión que experimenta el aire en su paso a través del equipo.

Las aletas son generalmente de aluminio, por su bajo peso y alta conductividad térmica, sin embargo, en ambientes marinos o con alto contenido de SO_2 , que provocan la oxidación de este material, pueden ser reemplazadas por acero al carbono. Comúnmente están espaciadas entre 8 y 16 aletas/in y tienen una altura que oscila entre 3/8 in y 5/8 in y espesores entre 0,012 y 0,02 in. Debido a que las aletas llegan a tener espesores tan pequeños como 0,4 mm, pueden instalarse hasta 433 aletas por metro de longitud de tubo. Para operaciones con temperaturas máximas de 400°C, se emplean aletas de acero al carbono en vez de aluminio. Estas aletas son mucho más gruesas, pues tienen espesores de 0,8 mm. Si las condiciones atmosféricas son corrosivas para el acero al carbón, puede galvanizarse la superficie externa del tubo aleteado (toda la superficie externa del tubo libre a la atmósfera y las dos caras de las aletas). Sin embargo, no es recomendable el empleo de tubos de acero al carbón galvanizados para temperaturas de fluido de proceso superiores a los 300°C.

Para facilitar la selección de las aletas, algunas reglas generales son:

- Si el coeficiente global de transferencia de calor, U , (basado en el área superficial del tubo desnudo) $> 114 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ($20 \text{ BTU/h}\cdot\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$) o la viscosidad del fluido de proceso es $< 0,01 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ (10 cP), se recomienda emplear aletas altas (5/8 in).
- Si $85 < U < 114 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ($15 - 20 \text{ BTU/h}\cdot\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$), ó $0,01 \text{ Pa}\cdot\text{s} < \mu < 0,02 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ($10 - 20 \text{ cP}$), se recomienda emplear aletas de tamaños intermedios (3/8 in a 5/8 in).
- Si $U < 85 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ($20 \text{ BTU/h}\cdot\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$), ó $\mu > 0,025 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ (25 cP), no se recomienda emplear aletas.

En los tubos aleteados se desarrolla una resistencia mecánica y térmica (*gap resistance*) entre el tubo y la base de la aleta debido a la diferencia en los coeficientes de expansión lineal del aluminio y del acero al carbón, siendo el primero dos a tres veces mayor. A medida que aumenta la temperatura de operación, la diferencia entre los coeficientes de expansión aumenta y así la resistencia. En este sentido, se han establecido

valores máximos de temperaturas de operación soportadas por tubos aleteados dependiendo de los materiales de construcción del tubo y la aleta y del tipo de unión entre éstos (Tabla I.3- 2). Tal como se muestra en la Figura I.3- 4, los tubos se clasifican de acuerdo a la manera como se sujete la aleta a éstos.

Tabla I.3- 2: Límites prácticos de temperatura para cada tipo de unión aleta-tubo

Tipo de unión aleta-tubo	Temperatura máxima de diseño permitida (°C)
Incrustadas	400
Forzadas	260
Pie en tensión (<i>single, L-footed</i>)	150
Pie doble en tensión (<i>double, L-footed</i>)	150
Pie canalizado en tensión	260
Pega de canto	120 (No pueden emplearse en servicios donde se condensa vapor de agua) Raramente usadas

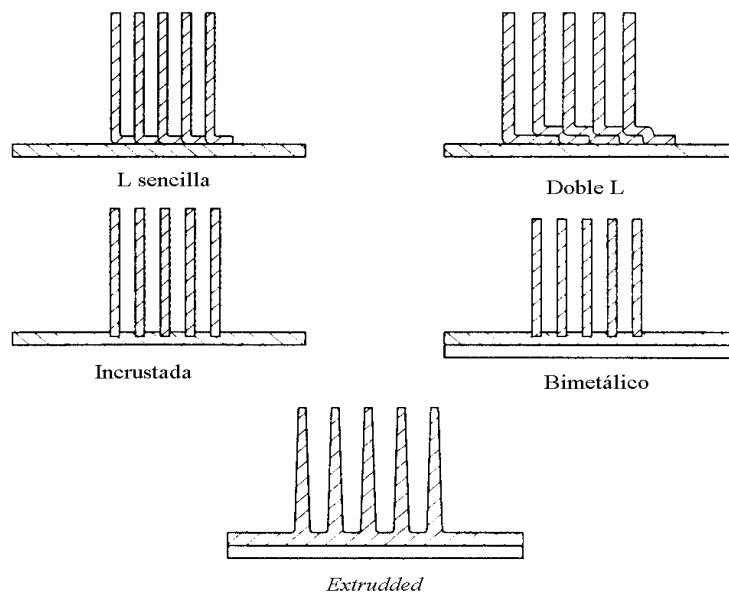


Figura I.3- 4: Tipos de aletas en los tubos de un ACHE.

- Tubos de aletas tipo pie en tensión (*single, L-footed*)

Esta es una aleta circular enrollada alrededor del tubo bajo tensión. El pie en tensión permite una cobertura total de la base del tubo y ofrece protección contra la corrosión en atmósferas agresivas. Estas aletas tienden a soltarse luego de períodos de operación largos, resultando en una disminución del desempeño en el lado del aire debido a la brecha existente entre el tubo y la aleta. Por ello, su uso está limitado a aplicaciones donde la temperatura de entrada del fluido de proceso es menor que 150°C.

Puesto que el desempeño de estos tubos aleteados es propenso a deteriorarse debido al desprendimiento de las aletas, no es común encontrarlos en la industria. Sin embargo, en plantas ubicadas en ambientes costeros caracterizados por atmósferas corrosivas, se utilizan pues protegen al tubo base.

- Tubos de aletas tipo pie doble en tensión (*double, L-footed*)

Ofrecen mayor cobertura al tubo base. Sin embargo, como son más costosas (10% a 15% más que las de pie sencillo en tensión) se usan sólo en atmósferas extremadamente corrosivas. El límite superior para las temperaturas de entrada del fluido de proceso en esta configuración es de 150°C.

- Tubos de aletas incrustadas (*grooved or embedded*)

En este caso la aleta se incrusta en el tubo. Primero se hace un surco en la superficie y luego presionando suficientemente, se encaja la aleta en el surco hasta unir ambas piezas. Estas aletas son las más empleadas en los ACHEs encontrados en la práctica. Los tubos de aletas incrustadas requieren tubos más fuertes que los de pie en tensión. Las normas API 661 especifican un mínimo de 2,1 mm de espesor de tubería para tubos de acero al carbón y aceros de baja aleación y 1,65 mm para acero inoxidable; este espesor está referido al fondo de la ranura, cuya profundidad es generalmente 0,3 mm.

Estos tubos aleteados pueden resistir temperaturas de entrada del fluido de proceso superiores a los 400°C debido a la fuerte ligadura entre la aleta y el tubo base (la resistencia entre la aleta y el tubo o *gap resistance* puede despreciarse). La desventaja de esta configuración es que el tubo base está expuesto a la atmósfera, por lo que su empleo en ambientes corrosivos no es recomendado.

- Tubos aleteados bimetálicos

Tienen aletas incrustadas en un tubo externo de aluminio que está calzado sobre el tubo base. Estos tubos no son usados constantemente, pero resultan óptimos para aplicaciones donde el fluido de proceso se encuentra a presiones altas y es corrosivo, requiriendo entonces el uso de una aleación. En estos casos, puede resultar una mejor alternativa desde el punto de vista económico, usar tubos aleteados bimetálicos con un espesor interno delgado que usar un grueso tubo de aletas incrustadas.

- Tubos de aletas forzadas (*extruded*)

Son básicamente tubos dobles. La construcción usual es un tubo interno de acero adyacente a un tubo externo de aluminio. Las aletas están incrustadas en el tubo externo por un proceso de trabajo en frío. Las aplicaciones de este arreglo son similares a aquellas de los tubos bimetálicos.

I.3-1.2 Cabezales

Los cabezales se emplean para introducir el fluido caliente a los tubos y recolectar el condensado en el extremo opuesto. Además, soportan las boquillas de entrada y salida así como las placas de repartición que crean los distintos números de pasos. Existen diversos tipos de cabezales, cada uno de los cuales tienen ventajas y desventajas específicas. La Figura I.3- 5 muestra cada uno de los que se discutirán a continuación.

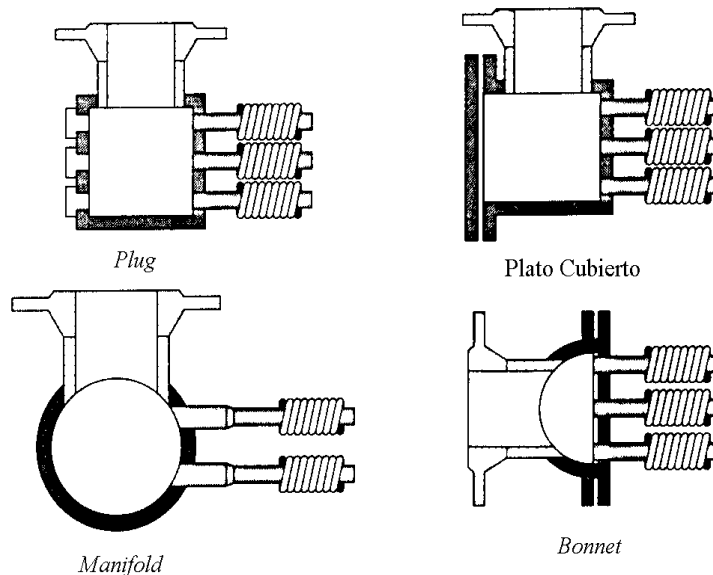


Figura I.3- 5: Cabezales más comunes de los ACHE

Los cabezales están arreglados de tal manera que el movimiento en el interior del lado de la estructura puede sostener la expansión térmica. De acuerdo con las normas API 661, si la diferencia de temperaturas entre la entrada de un paso y la salida del paso adyacente es mayor que 111°C, deben emplearse cabezales segmentados para contener la expansión diferencial. Un cabezal segmentado es un cabezal dividido en dos partes unidas en dirección vertical. El cabezal superior puede deslizarse a lo largo del tope del cabezal inferior para sustentar la expansión diferencial entre los tubos y cabezales.

- Cabezal tipo tapón (*plug*)

Es el más común. Consiste en una caja rectangular soldada, con boquillas de entrada en la placa superior y boquillas de salida en la inferior. Los tubos están también soldados a la lámina de soporte de tubos o dilatados dentro de los agujeros de ésta. Los agujeros externos en el cabezal opuestos a cada tubo en la lámina de soporte permiten la limpieza mecánica de cada tubo y su taponamiento en caso de pérdidas o escapes.

Este tipo de cabezal es relativamente barato y puede ser empleado en servicios con presiones de hasta 17,5 MPa. Su desventaja es que para la limpieza frecuente de los tubos en servicios sucios (fluidos con ensuciamientos iguales o mayores que $0,00034 \text{ m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$) remover el gran número de tapones es costoso y requiere tiempo y esfuerzo, por lo que se prefiere para servicios limpios y aplicaciones con presiones moderadas (4 MPa-17,5 MPa).

- **Cabezal tipo placa de cubierta (*cover plate*)**

Se prefiere para servicios sucios porque se puede remover de una sola vez toda la placa externa opuesta a los tubos y así llevar a cabo la limpieza mecánica. En aplicaciones a altas presiones, este cabezal se hace más costoso debido al aumento en el espesor de la placa cobertora. Por consiguiente, no se emplea con presiones mayores de 4 MPa.

- **Cabezal tipo colector de tubos (*manifold*)**

Para presiones muy elevadas, se emplean generalmente cabezales redondos tipo colector de tubos. Debido a las limitaciones de construcción, el número de filas de tubos en estos cabezales está restringido a uno o dos; por lo tanto, el empleo de varios pasos está limitado. Puesto que la limpieza puede ser llevada a cabo sólo mediante químicos o cortando los dobleces en U (*U-bends*), este tipo de construcción no está recomendado para servicios sucios. Sin embargo, para presiones superiores a las 17,5 MPa, es necesario emplearlos.

- **Cabezal tipo sombrero (*Bonnet*)**

En esta configuración, un cabezal en forma de sombrero es soldado a la lámina de soporte de tubos. Aunque es un arreglo poco costoso, tiene la desventaja de que las tuberías deben ser removidas para limpieza o para taponar un tubo que presente fugas.

I.3-1.3 Orientación del haz de tubos

Los haces de tubos pueden ser orientados de distintas maneras. Las orientaciones más comunes son la horizontal; vertical, en forma de "A" y en forma de "V". De todas las anteriores, la más empleada es la horizontal porque el mantenimiento es mucho más sencillo (Figura I.3- 6).

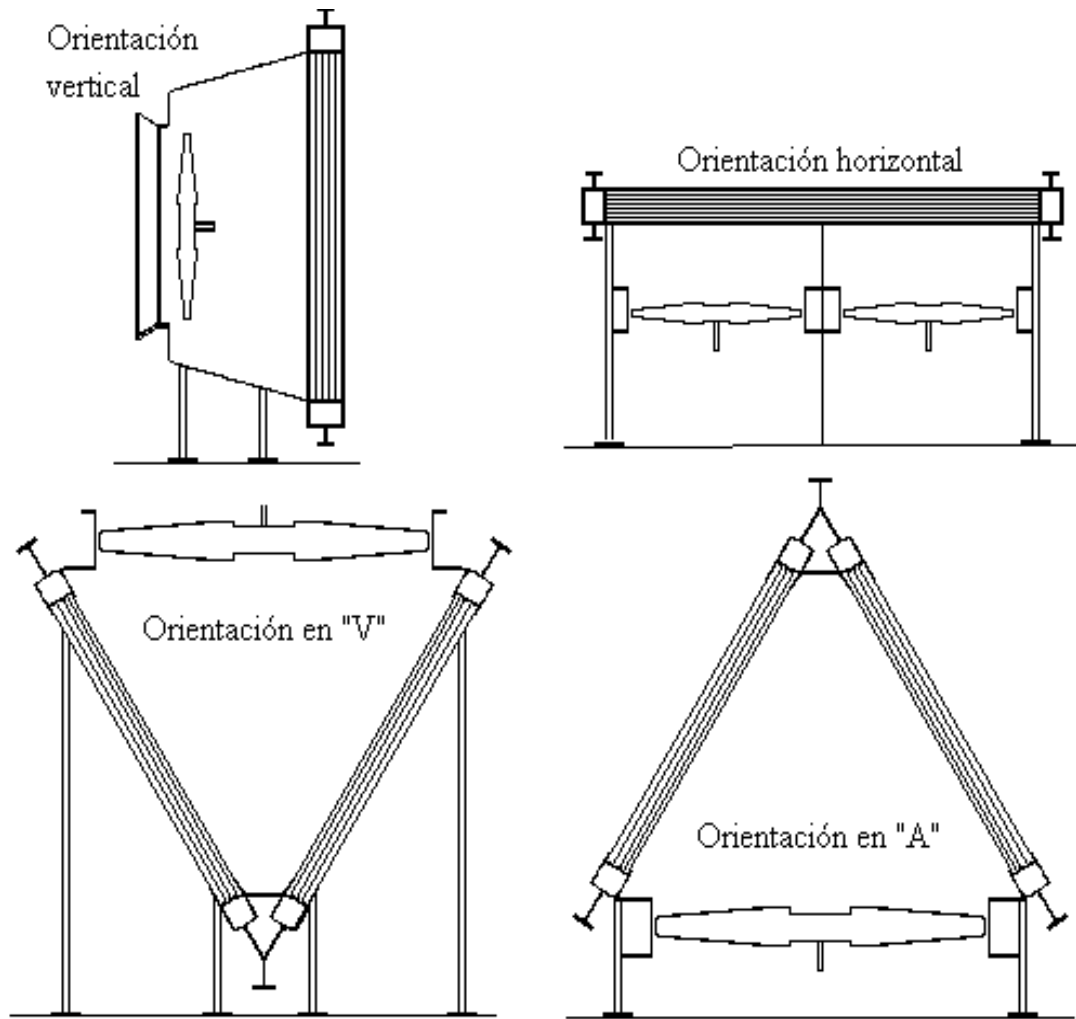


Figura I.3- 6: Orientación de los tubos en un intercambiador de flujo cruzado

Si el haz es montado verticalmente se puede lograr una reducción considerable en espacio, pero el rendimiento del equipo se ve muy afectado por la dirección en que prevalezca el viento, por lo que son necesarias pantallas protectoras para mantener las condiciones de diseño. Generalmente los haces verticales se limitan a unidades pequeñas o empacadas, como compresores con interenfriadores.

Las unidades en forma de "A" o "V" responden a un compromiso entre la orientación horizontal de los haces y la disponibilidad de espacio; de estas dos, la más usada es la forma en "A". Este diseño es empleado casi exclusivamente en plantas de potencia para condensar el vapor de salida de las turbinas. Los haces de tubos están montados en una estructura triangular con los ventiladores por debajo de ellos. La inclinación desde la horizontal está usualmente comprendida entre 45° y 60°. Esta configuración ocupa 30% a 40% menos espacio que la configuración horizontal. Adicionalmente, es ideal para la condensación pues facilita el drenaje del líquido. El cabezal común en el tope de la unidad permite una

distribución de vapor uniforme con pérdidas de presión menores, factor de gran importancia para la operación efectiva del intercambiador. Estas unidades son la base de los diseños resistentes al congelamiento.

I.3-1.4 Arreglo de los tubos en el haz

Los tubos en el haz pueden estar colocados en arreglo alineado o en arreglo escalonado. En la Figura I.3-5 se detalla un banco de tubos en arreglo escalonado, haciendo énfasis en la nomenclatura típica empleada en los cálculos. En las Figuras I.3-6 y I.3-7 se muestran los patrones de flujo característicos en estos dos tipos de arreglo.

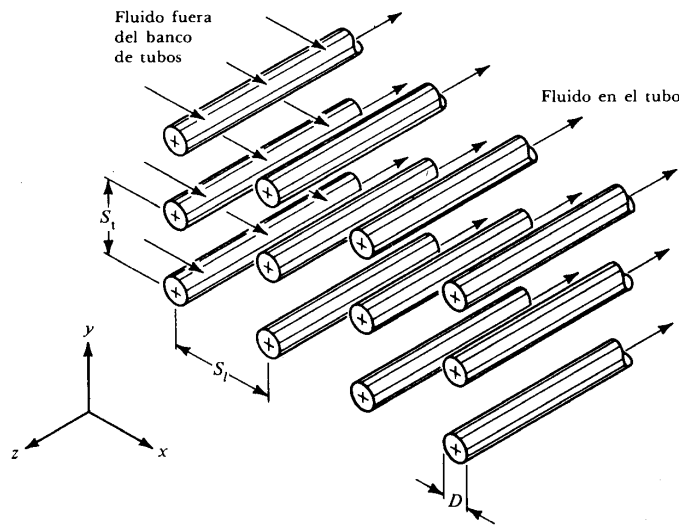


Figura I.3- 7: Banco de tubos en arreglo escalonado.

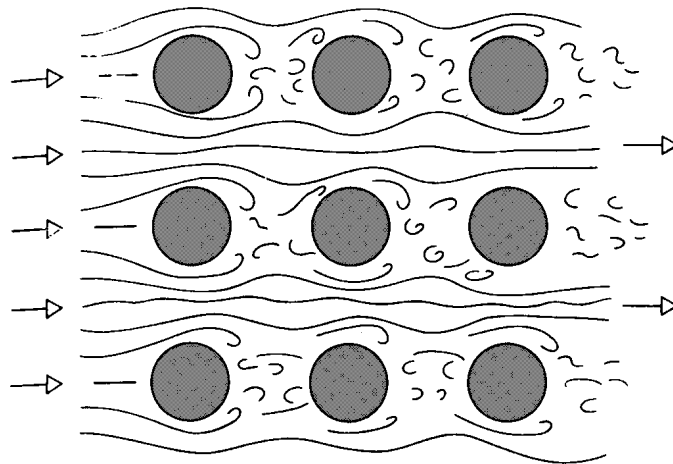


Figura I.3-6: Banco de tubos en arreglo alineado

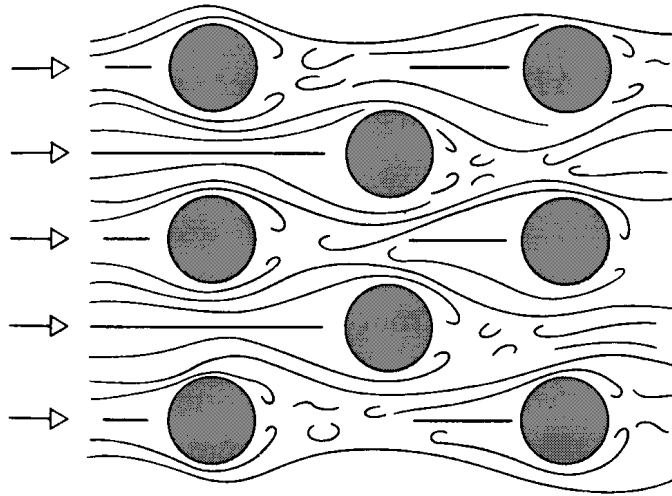


Figura I.3-7: Banco de tubos en arreglo escalonado

I.3-1.5 Otras características del haz de tubos

- Soportes de tubos

Los tubos aleteados están sostenidos por cajas especiales de aluminio o por collares de zinc en los propios tubos.

- Estructuras laterales

Estas estructuras tienen dos propósitos; primero, soportan los cabezales y tubos y hacen más rígido el haz de tubos, con un ensamblaje autocontenido que puede ser transportado y erigido convenientemente. Segundo, sirven como sello y previenen el *bypass* del aire.

- Conexiones tubo-lámina de soporte

A presiones bajas o medias, menores que 69 atm, los tubos se incrustan dos veces en la lámina de soporte. A presiones mayores, los tubos se soldan a la lámina.

I.3-3 SISTEMAS DE CORRIENTE FORZADA O CORRIENTE INDUCIDA

De acuerdo a la posición relativa entre el haz de tubos y el ventilador, éste puede clasificarse como ventilador de tiro forzado o inducido, tal como se muestra en la Figura I.3-8 y en la Figura I.3-9.

Independientemente de la orientación del haz de tubos se debe seleccionar entre los sistemas de corriente forzada e inducida de aire. En los de corriente forzada el aire es

impulsado por los ventiladores y forzado a pasar por entre los tubos; mientras que en el de corriente inducida, el aire primero es succionado a través del haz y luego es que pasa por los ventiladores. Siempre que se trabaje con haces de orientación horizontal, el aire se hace circular hacia arriba para evitar la recirculación del aire caliente. En la Tabla I.3- 3 se muestran las ventajas y desventajas más resaltantes de cada tipo de sistema.

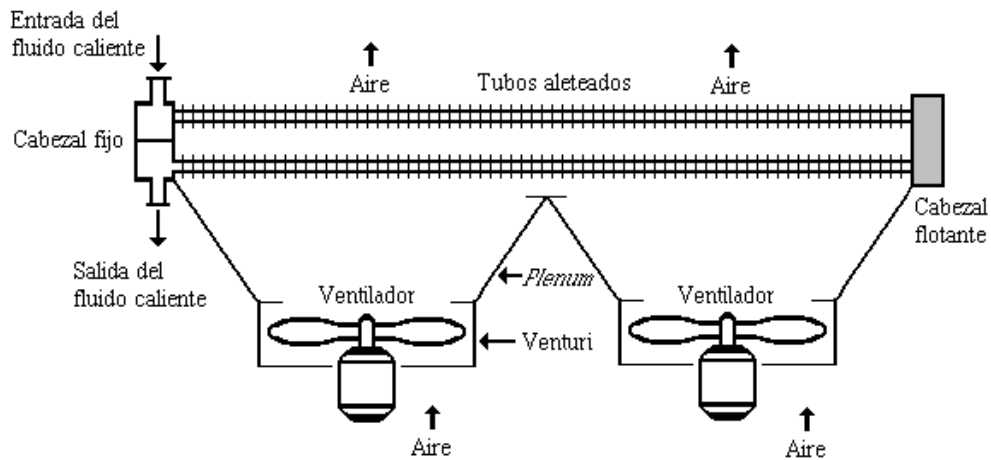


Figura I.3- 8: Intercambiador en flujo cruzado con corriente forzada.

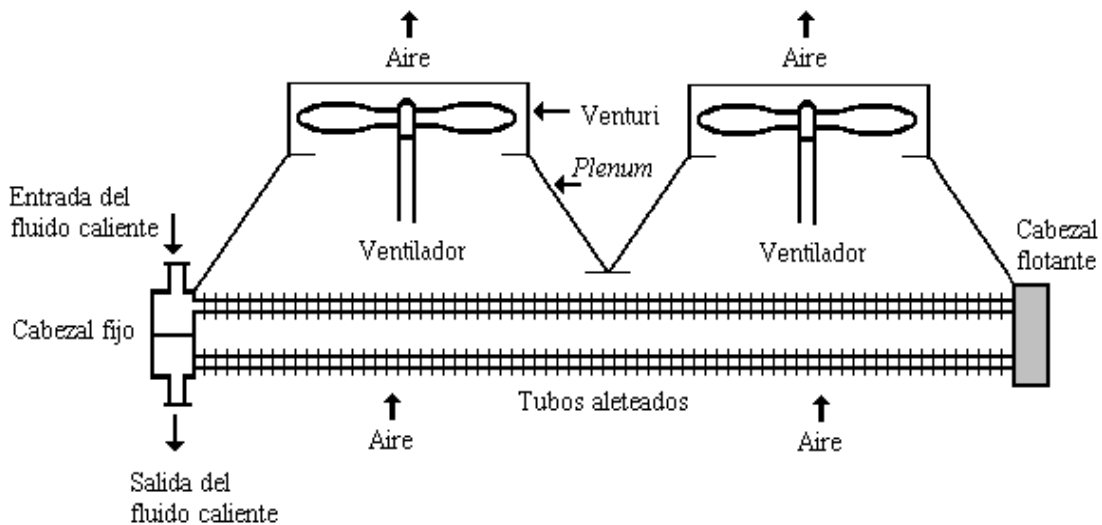


Figura I.3- 9: Intercambiador en flujo cruzado con corriente inducida.

Tabla I.3- 3: Ventajas y desventajas de sistemas de corriente forzada y corriente inducida de aire

Corriente inducida	
Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Mejor distribución de aire en la sección transversal. • Menos posibilidad de retorno de aire caliente a la sección de succión. El aire caliente es descargado a una velocidad 2,5 veces mayor que la velocidad de entrada y alrededor de 1.500 ft/min. • El efecto del sol, la lluvia y la corrosión es menor ya que solo el 60% del área está abierta (aproximadamente). • Mayor capacidad aún con el ventilador apagado, ya que el efecto de la corriente natural es mucho mayor que en la corriente forzada. • Más apropiado para casos con pequeñas temperatura de acercamiento entre el aire de entrada y el fluido de proceso de salida. 	<ul style="list-style-type: none"> • Mayor requerimiento de potencia, ya que el ventilador está localizado en la sección del aire caliente. • La temperatura del aire efluente está limitada a 200 °F, para prevenir fallas en las aspas del ventilador. • Los componentes que mueven al ventilador son menos accesibles para el mantenimiento, éste tiene que hacerse en ambiente caliente generado por convección natural. • Para fluidos con temperatura de entrada por encima de 350 °F, se debe utilizar el diseño de corriente forzada.
Corriente forzada	
Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Los requerimientos de potencia son ligeramente menores, ya que el ventilador está del lado del aire frío. • Mejor accesibilidad a los componentes mecánicos para el mantenimiento. • Fácilmente adaptable para recirculación de aire precalentado (para invierno). • Requiere menos soporte estructural. 	<ul style="list-style-type: none"> • Pobre distribución de aire en el área seccional de transferencia de calor. • La posibilidad de recirculación de aire es mucho mayor, debido a la baja velocidad del aire de descarga. • Exposición total de los tubos al sol, lluvia y efectos corrosivos ambientales.

Como conclusión, se puede decir que las unidades de tiro inducido son recomendables cuando la recirculación del aire caliente sea un problema potencial. Mientras que las de tiro forzado son muy útiles cuando se requiera protección contra posible congelación del fluido de proceso.

I.3-4 VENTILADORES

Los ventiladores que soplan o succionan aire a través del banco de tubos son del tipo axial, con diámetros que oscilan entre 1,2 y 5,5 m, aunque pueden encontrarse equipos de 9 m (20 ft). Los ventiladores desplazan grandes cantidades de este aire en contra de una presión estática. Estos equipos tienen curvas de desempeño características que están especificadas por cada fabricante. El diseñador deberá tener acceso a las curvas de los ventiladores que proporcionan información concerniente al volumen de aire, presión estática, potencia consumida y ruido. Un ventilador está constituido por dos componentes especiales, el eje y las aspas.

I.3-4.1 Eje

Está montado en el árbol del ventilador. Puede construirse con hierro fundido, aluminio fundido o acero. Los fabricantes usualmente llevan a cabo el balance dinámico y estático del eje en el sitio de origen. Comercialmente se disponen de dos tipos de ejes, el de ajuste manual, que permite alterar el ángulo del aspa sólo cuando el ventilador se encuentra fuera de servicio, o el autovariable que incluye un dispositivo, usualmente un controlador neumático, que puede modificar el ángulo del aspa aún cuando el ventilador está en movimiento. En este último, el control se lleva a cabo usualmente mediante una señal de un indicador controlador de temperatura (TIC) que responde a la temperatura de salida del fluido de proceso.

I.3-4.2 Aspas

Pueden estar elaboradas de metal, usualmente aluminio, o FRP, una fibra de plástico. Las aspas de plástico son permisibles para operaciones con temperaturas de salida de aire menores a los 70°C.

El número de aspas y la habilidad del ventilador de trabajar bajo presión son proporcionales. Por lo tanto, puede enviarse la misma cantidad de aire con seis aspas operando a una menor velocidad angular que con cuatro. Sin embargo, a medida que se aumenta el número de aspas más allá de seis, disminuye la eficiencia del ventilador puesto que cada aspa trabaja en la zona turbulenta o remolino del aspa adyacente. Todas las aspas deben poseer el mismo ángulo de inclinación con respecto a la horizontal para asegurar una operación uniforme. Usualmente, el ángulo se sitúa entre 12° y 27°, puesto que disminuye el desempeño del ventilador con ángulos menores y se hace inestable el flujo de aire con ángulos mayores.

Asimismo, un ventilador con aspas anchas puede ser operado a velocidades angulares bajas adquiriendo el mismo desempeño. Por lo tanto, los ventiladores con aspas anchas son menos ruidosos e igual de efectivos. Con relación a los ejes y aspas, las normas API 661 estipulan lo siguiente:

Debe haber al menos dos ventiladores a lo largo del haz de tubos. Sin embargo, un solo ventilador puede ser empleado en diseños excepcionales. Esta selección de dos ventiladores está basada en condiciones de seguridad, pues, si un ventilador deja de operar,

el otro sigue funcionando y la unidad enfriando, aunque se transfiera menos calor. Más aún, para cargas térmicas bajas y ambientes fríos, un ventilador puede ser puesto fuera de servicio para mejorar el control de la temperatura de salida del proceso y ahorrar energía. Cuando se emplean ejes autovariables, ambos ventiladores no deben necesariamente poseer este tipo de eje.

Los ventiladores deben ser del tipo flujo axial y cada uno debe ocupar al menos el 40% del área de la cara del haz de tubos al que entregan el aire.

El ángulo de dispersión del ventilador no debe exceder de 45° desde el centro del haz de tubos, según se muestra en la Figura 5.6.

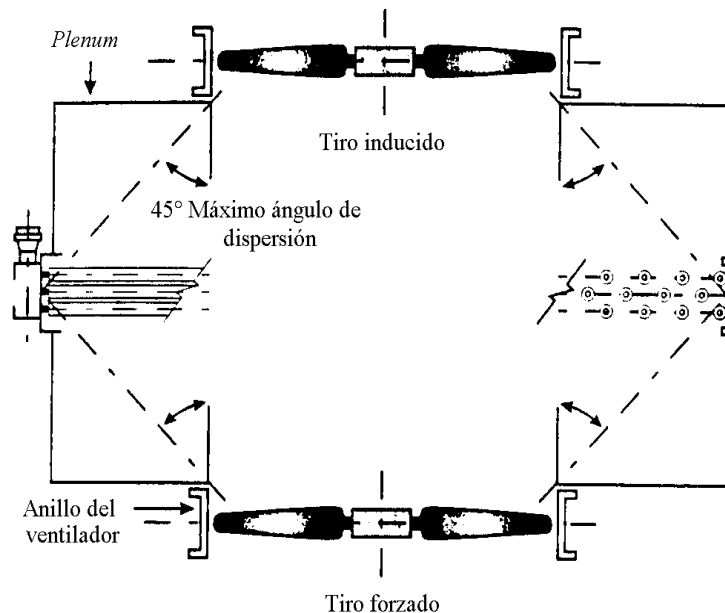


Figura I.3- 10: Dispersión del aire en los ventiladores

El espacio libre radial entre el anillo venturi del ventilador y la punta del aspa no debe exceder del 0,5% del diámetro del ventilador o de 19 mm si éste es menor, de lo contrario, podrían pararse los motores de los ventiladores. La velocidad de la punta de la aleta no debe ser mayor a 61 m/s y nunca exceder de 81 m/s.

La altura de la cámara del *plenum* debe ser la mitad del diámetro del ventilador para arreglos de tiro forzado y un tercio para los de tiro inducido. Esto garantiza condiciones aerodinámicas favorables y consecuentemente un desempeño superior. Para ambos arreglos, la altura del anillo venturi del ventilador debe ser al menos la sexta parte del diámetro del ventilador. Para evitar el *by-pass* de aire entre el haz y el *plenum* deben colocarse sellos. Cualquier abertura mayor a 1 cm se considera excesiva.

BIBLIOGRAFÍA

- De Witt-Dick, D. B., Hays, G. F. y Beardwood, E. S., "Hydrothermal Stress Coefficient: A Novel Model for Predicting Heat Exchanger Fouling in Cooling Systems", *AIChE Symposium Series*, pp. 311-316, Baltimore (1997).
- Gentry, C.C., "RODbaffle Heat Exchanger Technology", *Chem. Eng. Progress*, pp. 48-57 (1990).
- Incropera, F. y D. De Witt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, USA (1990).
- Kals, W., "Air-Cooled Heat Exchangers: Conventional and Unconventional", *Hydrocarbon Processing*, pp. 139-149 (1994).
- Kern, D. Q., *Procesos de Trasnferencia de Calor*, Compañía Editorial Continental, S. A., México (1978).
- Kho, T., H. U. Zettler, H. Muller-Steinhagen y D. Hughes, "Effect of Flow Distribution on Scale Formation in Plate and Frame Heat Exchangers", *Trans. I. Chem. E.*, **75** (Part A), pp. 635-640 (1997).
- Lord, R. C., P. E. Minton y R. P. Slusser, "Guide to Trouble-Free Heat Exchangers", *Chem. Eng.*, pp. 153-160 (1970).
- Mehra, D. K., "Shell-and-Tube Heat Exchangers", *Chem. Eng.*, pp. 47-56 (1983)
- Mukherjee, R., "Avoid Operating Problems in Air-Cooled Heat Exchangers", *Hydrocarbon Processing*, pp. 69-76 (1997).
- Mukherjee, R., "Effectively Design Air-Cooled Heat Exchangers", *Chem. Eng. Progress*, pp. 26-47 (1997).
- Bell, K., *Plate Heat Exchangers*, Edited by Palen, J. W., *Heat Exchanger Sourcebook*, Capítulo 24, Hemisphere Publishing Corporation, (1986).
- Rosenow, W. y J. Hartnett, *Handbook of Heat Transfer*, Mc Graw Hill, USA (1973).
- Rubin, F. L., "Winterizing Air Cooled Heat Exchangers", *Hydrocarbon Processing*, pp. 147-149 (1980).
-

Webb, D. R., A. J. Dell, J. Williams y R. Stevenson, "An Experimental Comparison of the Performance of Tema E and J Shell Condensers", *Trans. I. Chem. E.*, **75** (Part A), pp. 646-651 (1997).

Welty, J. R., C. E. Wicks y R. E. Wilson, *Fundamentos de Transferencia de Calor, Masa y Momento*, Editorial Limusa, México (1991).