

17  
2 Ejim

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES**

**“CUAUTITLAN”**

**“DISEÑO DE EQUIPO ESPECIAL DE  
TRANSFERENCIA DE CALOR”**

**TESIS QUE PARA OBTENER EL TITULO DE “INGENIERO QUIMICO”,**

**PRESENTA ARACELI ZUÑIGA FERNANDEZ**

**DIRECTOR: ING. HECTOR JULIAN BECERRA RIOS.**

**Cuautitlán Izcalli, Estado de México.**

**1 9 8 4.**



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## C O N T E N I D O

INTRODUCCION..... 1

OBJETIVOS..... 3

### C A P I T U L O 1

#### GENERALIDADES SOBRE TRANSFERENCIA DE CALOR.

1.1 Introducción..... 4

1.2 Transferencia de calor por conducción (Difusión).. 5

1.3 Conductividad térmica..... 7

1.4 Transferencia de calor por convección..... 10

1.5 Transferencia de calor por radiación..... 12

1.6 Aplicaciones al diseño..... 13

1.7 Ecuaciones de transferencia de calor..... 13

### C A P I T U L O 2

#### EQUIPOS COMUNES. USOS Y VENTAJAS.

2.1 Introducción..... 17

2.2 Arreglo de flujo de fluidos..... 17

2.3 Diferencia verdadera para los arreglos en flujo  
cruzado..... 19

2.4 Tipos de aplicación..... 22

2.5 Intercambiadores de calor. Tipos y construcción.  
- Intercambiadores de calor de tubos y coraza..... 22

### C A P I T U L O 3

#### EQUIPOS ESPECIALES PARA LA INDUSTRIA QUIMICA.

3.1 Intercambiadores de calor de doble tubo.....	24
3.1.1 Usos y ventajas.....	24
3.2 Intercambiadores de calor de tubos y coraza de grafito.....	24
3.2.1 Usos y ventajas.....	26
3.3 Intercambiadores de calor de tubos y coraza con tubos expandidos.....	26
3.3.1 Ventajas.....	27
3.4 Descripción y comparación de tubos expandidos.....	28
3.4.1 Aletas transversales.....	29
3.4.2 Aletas prendidas.....	29
3.4.3 Aletas longitudinales.....	29
3.4.4 Usos y ventajas.....	30
3.5 Tubos expandidos aprovechables comercialmente.....	31
3.5.1 Descripción, usos recomendados y ventajas.....	33
- Tubo con aleta G.....	35
- Tubo con aleta L.....	35
- Tubo con aleta L soplada.....	35
- Tubo con aleta enrollada de canto.....	36
- Tubo bimetálico.....	36
- Tubo de acero zincado, estañado por inmersión.....	37
- Tubo redondo con aleta rectangular.....	37
- Tubo redondo con aleta poligonal.....	37
3.6 Intercambiadores de calor de doble tubo ó secciones de horquilla.....	38
3.6.1 Usos y ventajas.....	38
3.7 Tubo de aletas interiores.....	39
3.8 Intercambiadores de calor de tubo cerrado.....	40

3.8.1 Usos y ventajas.....	43
3.9 Intercambiadores de calor espirales.....	44
3.9.1 Tipos y ventajas.....	45
3.9.2 Intercambiador de calor espiral tipo G.....	46
3.9.3 Ventajas y desventajas.....	48
3.10 Intercambiador de calor de placas.....	49
3.10.1 Ventajas.....	50

## C A P I T U L O 4

### MODELOS PARA EL DISEÑO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN SUPERFICIES EXPANDIDAS.

4.1 Intercambiadores de calor de tubos expandidos.....	51
4.1.1 Ventajas.....	51
4.1.2 Aplicaciones.....	51
4.1.3 Diseño térmico.....	52
4.1.4 Diseños comerciales de aletas transversales.....	53
4.1.5 Comentario.....	53
4.2 Tubos de aleta circular.....	54
4.2.1 Unión de aleta al tubo.....	54
4.2.2 Ventajas.....	55
4.3 Bancos escalonados contra bancos en línea.....	56
4.4 Efecto de las filas sobre la transferencia de calor y la caída de presión.....	58
4.5 Usos y ventajas de tubos ovalados.....	58
4.6 Modelos para el diseño de transferencia de calor..	60
4.6.1 Tubos de aletas helípticas lisas.....	60
4.6.2 Modelo de Rich.....	60
4.6.3 Modelo de McQuiston.....	62

4.6.4 Modelo de Kovacs.....	63
-----------------------------	----

## C A P I T U L O 5

### PROCEDIMIENTO DE DISEÑO.

5.1 Introducción.....	64
-----------------------	----

5.2 Descripción de parámetros.....	64
------------------------------------	----

5.3 Secuencia de cálculo de intercambiadores de calor de doble tubo aleteados.....	74
---	----

APENDICE.....	83
---------------	----

BIBLIOGRAFIA.....	107
-------------------	-----

## INTRODUCCION

Las refineries, plantas químicas y petroquímicas generan sus ganancias gracias a la operación diaria de su equipo; y en términos generales se puede decir que no pueden obtenerse ganancias si se instala equipo que no mantendrá las condiciones de operación requeridas.

Antes de realizar todos los ahorros potenciales de los intercambiadores de calor de una planta es necesario planear algunos detalles de su construcción, como son: si hay reemplazos, si varían continuamente los diseños, si hay obsolescencia, en fin todos los aspectos económicos que intervienen en la selección de un intercambiador de calor.

Estas ventajas se pueden obtener con intercambiadores de calor de tubos aleteados, ya que son equipos de gran flexibilidad en cuanto a operación y construcción se refiere.

Los intercambiadores de calor de tubos aleteados han sido diseñados para mejorar las condiciones de operación y con ello aumentar el número de usos de los mismos.

El primer paso para el diseño de un nuevo tipo de intercambiador de calor es el de establecer sus requerimientos. La especificación de las temperaturas de entrada y salida para una de las dos corrientes de fluido es uno de los requerimientos que se establece en primer lugar, ya que da una buena indicación de la relación longitud-diámetro del pasaje de flujo y la factibilidad de usar unidades de flujo en paralelo ó en flujo cruzado, contra las unidades a contraflujo.

Frecuentemente es importante limitar la longitud, altura,

ancho, volumen ó peso de un intercambiador de calor debido a los requerimientos peculiares para una aplicación en particular de éste.

Los factores de costo frecuentemente dominan la elección del intercambiador de calor. Estos incluyen no solo el costo inicial del intercambiador de calor sino también los costos de operación y mantenimiento de la planta.

Es necesario balancear los costos totales mínimos contra los cambios de capital.

Las consideraciones de esfuerzo no son importantes en el diseño del intercambiador de calor ya que las presiones de los sistemas son menores de 200 PSI ó las temperaturas del metal son de casi 300<sup>o</sup>F. Para presiones mayores a 1000 PSI ó temperaturas cercanas a 1000<sup>o</sup>F las consideraciones de esfuerzo son probablemente las dominantes en la selección de un intercambiador de calor; en estas regiones los tubos son particularmente el factor controlante en la selección de la geometría del intercambiador de calor y las consideraciones de esfuerzo son un factor mayor en la determinación de la elección del material que se emplee.

Sí se esperan diferencias de temperatura de 100<sup>o</sup>F ó más entre los tubos y la coraza, la expansión térmica diferencial probablemente posee limitaciones importantes en el diseño del intercambiador de calor.

Los problemas de corrosión son casi siempre importantes en la selección de un material para una aplicación dada del intercambiador de calor.

Sí fluidos muy corrosivos están involucrados, puede ser



necesario balancear el costo de materiales más resistentes a la corrosión contra los costos de mayor mantenimiento y reemplazo de materiales menos expansivos.

#### OBJETIVOS.

Se propone con este estudio, hacer un esquema general de algunos de los diferentes tipos de intercambiadores de calor, así como sus usos, ventajas y desventajas, esto nos puede servir para hacer una selección apropiada para cada necesidad.

Conocer algunos de los tipos de tubos aleteados empleados en la industria con necesidades de intercambio de calor en sus procesos.

Mencionar algunos modelos realizados con propósitos de optimizar el intercambio de calor con el menor esfuerzo, gasto y espacio.

También plantear un procedimiento de diseño para intercambiadores de calor de tubos aleteados.

## GENERALIDADES SOBRE TRANSFERENCIA DE CALOR.

## 1.1 Introducción.

La transferencia de calor es la operación unitaria que trata de predecir la energía transferida entre cuerpos, como un resultado de una diferencia de temperaturas.

La transferencia de calor intenta no solo explicar como la energía calorífica puede transferirse, sino también la velocidad a la cual el intercambio tiene lugar bajo ciertas condiciones específicas.

La termodinámica, que trata con sistemas en equilibrio, puede usarse para predecir la cantidad de energía requerida para cambiar un sistema de un estado de equilibrio a otro estado de equilibrio; pero no puede usarse para predecir como un cambio tiene lugar, sí el sistema no está en equilibrio durante el proceso.

Como un ejemplo de las diferentes clases de problemas, los cuales son tratados por la termodinámica y la transferencia de calor, considerar el enfriamiento de una varilla de acero caliente en un cubo de agua. La termodinámica se puede usar para predecir la temperatura de equilibrio final de la combinación varilla de acero-agua.

La transferencia de calor puede usarse para predecir la temperatura de la varilla y la del agua como función del tiempo.

Debemos familiarizarnos con los términos usados para deno

tar los tres modos de transferencia de calor.

Existe una condición para que los procesos de transferencia tengan lugar: el equilibrio termodinámico.

Las velocidades a las cuales esta transferencia ocurre son consideraciones importantes en el diseño de sistemas tecnológicos así como en vehículos aeroespaciales, plantas de proceso químico, estaciones de fuerza nuclear, etc. En la planeación de tales sistemas el ingeniero analiza y diseña intercambiadores de calor, intercambiadores de masa, reactores químicos y nucleares, filtros, separadores, etc. en los cuales el calor, momentum y/o masa se transfieren.

Los mecanismos físicos por los cuales los procesos de transferencia ocurren son complejos. Se pueden dividir en tres categorías: difusión, convección y radiación.

En la categoría de difusión tales procesos son la conducción de calor y la difusión de masa.

La convección es el transporte de calor, momentum ó masa por el fluido en movimiento.

En la categoría de radiación los procesos son tales como la radiación de calor, y el flujo de moléculas libres.

## 1.2 Transferencia de calor por conducción (Difusión).

Cuando existe un gradiente de temperaturas en un cuerpo, la experiencia muestra que hay una transferencia de energía de la región de alta temperatura hacia la región de baja temperatura. Sabemos que la energía se transfiere por conducción y que la velocidad de la transferencia de calor por unidad de área es proporcional al gradiente de temperatura nor

mal:

$$\frac{q}{A} \sim \frac{\partial T}{\partial x}$$

Cuando se introduce la constante de proporcionalidad;

$$q = -k A \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad 1.1$$

donde  $q$  es la velocidad de transferencia de calor y  $\Delta T/\Delta x$  es el gradiente de temperatura en la dirección del flujo de calor. La constante positiva  $k$  se llama conductividad térmica del material, y el signo menos se introduce para satisfacer la segunda ley de la termodinámica.

El calor debe estar por debajo de la escala de temperatura como se indica en la figura 1.1

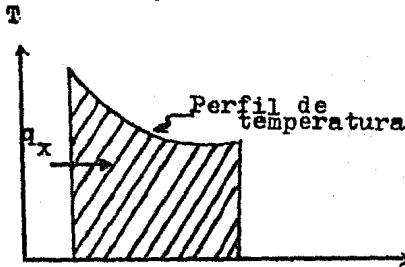


Figura 1.1 Grafica mostrando la dirección del flujo.

La ecuación 1.1 es llamada ley de Fourier de la conducción del calor, debido a que el matemático francés J. Fourier hizo muchas contribuciones significantes al tratamiento analítico de la transferencia de calor por conducción.

Es importante notar que la ecuación 1.1 es la definición para conductividad térmica y que  $k$  tiene las unidades de watts/metro  $^{\circ}\text{C}$ , en un sistema típico de unidades en el cual el flujo de calor se expresa en watts.

### 1.3 Conductividad térmica.

Con base en la ecuación 1.1 pueden realizarse mediciones experimentales para determinar la conductividad térmica de diferentes materiales. Para gases a temperaturas moderadamente bajas, pueden usarse tratamientos analíticos de la teoría cinética de los gases para predecir con precisión los valores observados experimentalmente.

El mecanismo de conducción térmica en un gas es uno solo: identificamos la energía cinética de una molécula con su temperatura; esto es, en una región de alta temperatura, las moléculas tienen mayores velocidades que en algunas regiones de baja temperatura. Las moléculas están en continuo movimiento al azar, colisionando con otras e intercambiando energía y momentum. Las moléculas tienen movimiento al azar existiendo ó no un gradiente de temperatura en el gas. Si una molécula se mueve de una región de alta temperatura a una región de baja temperatura, transporta energía cinética a las partes de baja temperatura del sistema y da ésta energía a través de las colisiones con las moléculas de baja energía.

En la tabla 1 del apéndice se enlistan valores típicos de las conductividades térmicas para diversos materiales que indican los órdenes relativos de magnitud que se esperan en la práctica.

Notamos que la velocidad de transferencia de calor está involucrada, y el valor numérico de la conductividad térmica fluye continuamente en un material dado.

Por el continuo movimiento de las moléculas, se transporta

continuamente energía, por lo tanto la conductividad térmica de un gas depende de la temperatura. Un tratamiento analítico simplificado muestra que la conductividad térmica de un gas varía con la raíz cuadrada de la temperatura absoluta. Las conductividades térmicas de algunos gases se muestran en la figura 1.2.

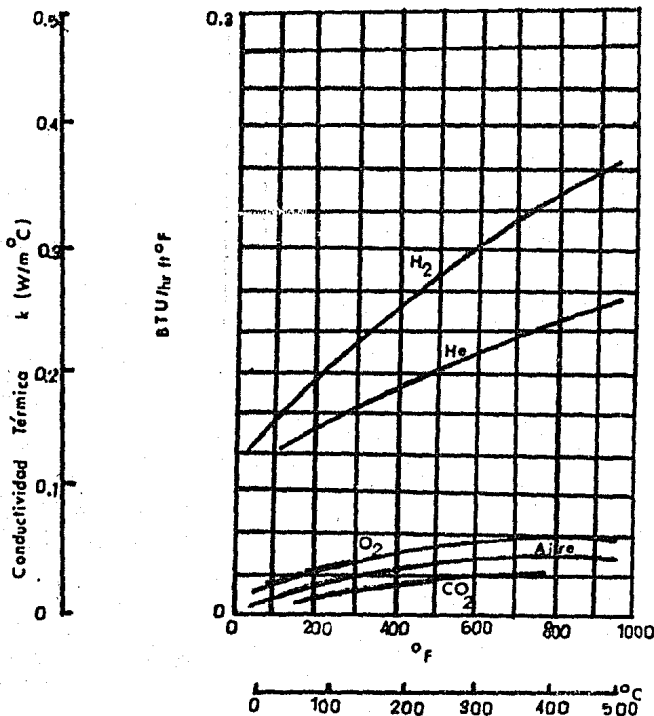


Figura 1.2 Conductividades térmicas de algunos gases.  
(1 W/m °C = 0.5779 BTU/hr pie °F)

El mecanismo físico de la conducción de energía térmica en líquidos es cualitativamente la misma que para los gases; sin embargo, la situación es considerablemente más compleja,

ya que las moléculas están espaciadas más cerradamente y las fuerzas moleculares producen una influencia sobre el intercambio de energía en los procesos de colisión. Las conductividades térmicas de algunos líquidos se muestran en la figura 1.3.

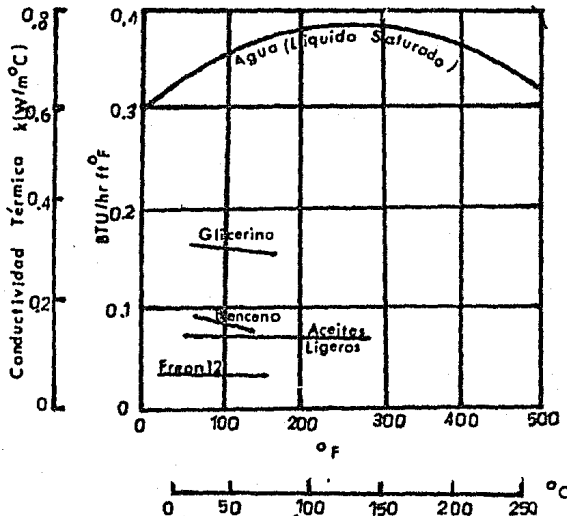


Figura 1.3 Conductividades térmicas de algunos líquidos.

La energía térmica puede ser conductiva por dos modos: vibración de redes y transporte de electrones libres.

En buenos conductores eléctricos un mayor número de electrones libres se mueve por encima de la estructura de red del material. Además de que estos electrones pueden transportar carga eléctrica, también pueden llevar energía térmica de una región de alta temperatura a una región de baja

temperatura, como en el caso de los gases. Las conductividades térmicas de algunos sólidos se muestran en la fig. 1.4.

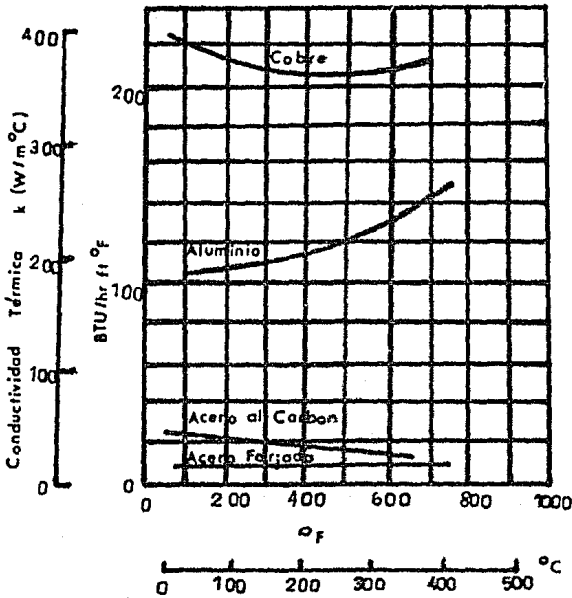


Figura 1.4 Conductividades térmicas de algunos sólidos.

#### 1.4 Transferencia de calor por convección.

Se sabe que un plato caliente de metal es enfriado continuamente cuando se encuentra expuesto al aire. Decimos que el calor es convectado y llamamos al proceso transferencia de calor por convección.

Considerar un plato calentado como se muestra en la figura 1.5. La temperatura del plato es  $T_w$  y la temperatura del fluido es  $T_{\infty}$ . La velocidad de flujo como se muestra, se reduce a cero como un resultado de la acción de la viscosidad sobre el plato. Ya que la velocidad de la capa de flu-



jo en la pared es cero, el calor debe ser transferido solo por conducción hasta este punto. Esto es, podemos calcular el calor transferido, usando la ecuación 1.1, con la conductividad térmica del fluido y el gradiente de temperatura en la pared.

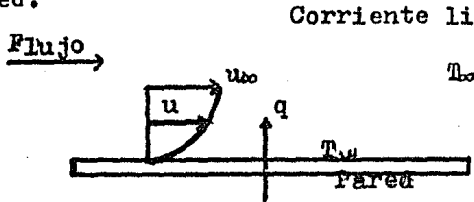


Figura 1.5 Transferencia de calor por convección en un plato.

El gradiente de temperatura es dependiente de la velocidad a la cual el fluido lleva el calor; una alta velocidad produce un alto gradiente. Por tanto, el gradiente de temperatura en la pared es dependiente del flujo, y podemos desarrollar una expresión que relaciona las dos cantidades.

Para expresar el efecto total de la convección, usaremos la ley de enfriamiento de Newton:

$$q = h A (T_w - T_\infty) \quad 1.2$$

Aquí la velocidad de transferencia de calor se relaciona con la diferencia de temperatura total entre el área superficial "A" de la pared y el fluido. La cantidad h es llamada coeficiente de transferencia de calor por convección; algunas veces es llamado conductancia de película debido a su relación con el proceso de conducción en la pared estacionaria del fluido. De la ecuación 1.2 notamos que las unidades de h son  $\text{watts/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ , cuando el flujo de calor esta en watts.

La transferencia de calor por convección es dependiente de la viscosidad del fluido además de su dependencia de las propiedades térmicas del fluido (conductividad térmica, calor específico, densidad).

### 1.5 Transferencia de calor por radiación.

En contraste a los mecanismos de conducción y convección, donde la energía se transfiere a través de un material, el calor puede también transferirse en regiones donde existe un perfecto vacío. El mecanismo en este caso es radiación electromagnética. Esta es propagada como un resultado de una diferencia de temperatura, y es llamada radiación térmica.

Las consideraciones termodinámicas muestran que un radiador ideal, ó un cuerpo negro emitirá energía a una velocidad proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta del cuerpo.

Cuando dos cuerpos intercambian calor por radiación, el intercambio de calor neto es proporcional a la diferencia en  $T^4$ . Esto es:

$$q = \sigma A (T_1^4 - T_2^4) \quad 1.3$$

donde  $\sigma$  es la constante de proporcionalidad y es llamada la constante de Stefan-Boltzmann con el valor de  $5.669 \times 10^{-8}$  W/ m<sup>2</sup> °K<sup>4</sup>. Para considerar superficies grises introduciremos otro factor llamado emisividad  $\epsilon$ , el cual relaciona la radiación de la superficie real con la radiación de la superficie lisa ideal. En suma se considera el efecto de que no

todas las radiaciones parten de una superficie enriqueciendo las otras superficies ya que la radiación electromagnética viaja en línea recta y algo se extravía en los alrededores. Por tanto, introduciremos dos nuevos factores para considerar ambas situaciones, así que:

$$q = F_{\epsilon} F_G V A (T_1^4 - T_2^4) \quad 1.4$$

donde  $F_{\epsilon}$  es la función de emisividad y  $F_G$  es el factor geométrico.

#### 1.6 Aplicación al diseño.

La aplicación de los principios de transferencia de calor para el diseño de equipo para verificar cierto objetivo ingenieril es de extrema importancia. Se trabaja con el propósito de desarrollar un producto con ganancia económica. Eventualmente, la economía tiene un papel clave en el diseño y selección del equipo de intercambio de calor. El peso y el tamaño de los intercambiadores de calor usados en aplicaciones espaciales y aeronáuticas son parámetros muy importantes, y en estos casos las consideraciones de costo frecuentemente se dejan en un segundo plano en cuanto a material y costos de construcción del intercambiador de calor; sin embargo, el peso y el tamaño son factores de costo importantes en la aplicación total en estos campos y éstos pueden considerarse como variables económicas.

#### 1.7 Ecuaciones de transferencia de calor.

La cantidad de calor total transferida a través del plano

de la pared de la figura 1.6 se expresa como:

$$q = \frac{T_A - T_B}{1/h_1 A_1 + \Delta x/kA + 1/h_2 A_2} \quad 1.5$$

donde  $T_A$  y  $T_B$  son las temperaturas del fluido en cada lado de la pared. El coeficiente de transferencia de calor total  $U$  determina la capacidad del equipo a través de :

$$q = U A \Delta T_{\text{total}} \quad 1.6$$

Un caso importante de considerar puede ser un intercambiador de calor de doble tubo como se muestra en la figura 1.6.

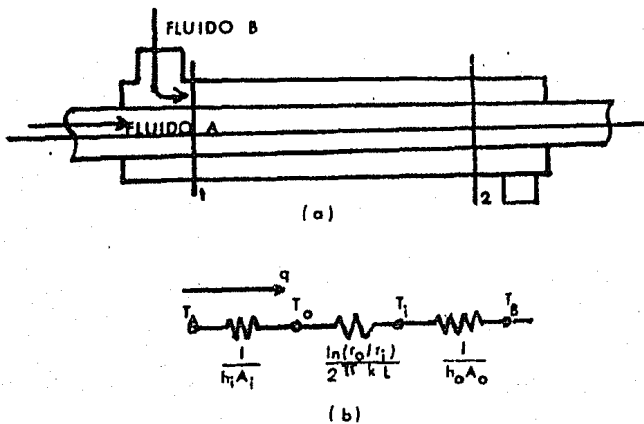


Figura 1.6 Intercambiador de calor de doble tubo; a) esquemático; b) red de resistencia térmica para transferencia de calor total.

En esta aplicación un fluido, fluye en el espacio anular entre los dos tubos.

El coeficiente de transferencia de calor total se obtiene de la red térmica de la figura 1.6b como:

$$q = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}} \quad 1.7$$

donde los subíndices i y o pertenecen al interior y exterior del tubo interno. El coeficiente de transferencia de calor total puede basarse en cualesquiera de las dos áreas interior ó exterior del tubo a criterio del diseñador. De acuerdo a:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{A_o}{A_i} + \frac{1}{h_o}} \quad 1.8a$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_i}{A_o} + \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o}} \quad 1.8b$$

Aunque el diseño final del intercambiador de calor se hace en base a cálculos cuidadosos de U, es útil tener una tabulación de valores del coeficiente de transferencia de calor total en varias situaciones, las cuales pueden encontrarse en la práctica.

Para los tubos con aletas internas, el coeficiente de transferencia de calor total se basa en el área exterior y se puede expresar como:

$$\frac{1}{U_{ext}} = \frac{1}{h_{ext}} + \frac{(D_{ext}/D_{int})}{2 K_w A_{lm}} + \frac{A_{ext}}{h_e A_{ef}} + R_{d ext} + R_{d int} \left( \frac{A_{ext}}{A_{ef}} \right) \quad 1.9$$

El área efectiva para película de resistencia interior se da por:

$$A_{ef} = A_{int} + \eta_f A_f \quad 1.10$$

La eficiencia de la aleta  $\eta_f$  representa la efectividad de la aleta en aumento de transferencia de calor y se define co

mo la relación entre el calor transferido actual a través de la aleta y el calor transferido teórico si la aleta esta a la temperatura base en su totalidad.

Los coeficientes de transferencia de calor para tubos aleteados pueden también reportarse sobre la base de área nominal:

$$h_i = \frac{h_e A_{ef}}{A_n} = h_e \frac{(A_{in} + \eta_f A_f)}{A_n} \quad 1.11$$

donde los coeficientes incluyen el efecto del área aleteada y la eficiencia de aleta. El diámetro interior basado en el área nominal es un medio útil de expresar la transferencia de calor que permite una medición directa de los resultados si el tubo aleteado se reemplaza por un tubo liso.

## EQUIPOS COMUNES. USOS Y VENTAJAS.

### 2.1 Introducción.

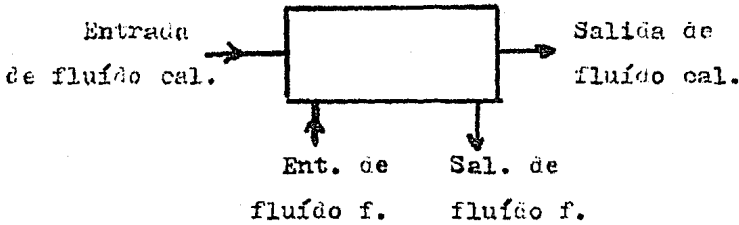
Muchos tipos de intercambiadores de calor son empleados en variadas instalaciones como plantas termoeléctricas, plantas de proceso químico, construcciones con calefacción, aire acondicionado, sistemas de refrigeración y plantas generadoras portátiles para vehículos automotrices, marinos y aeroespaciales.

### 2.2 Arreglo de flujo de fluidos.

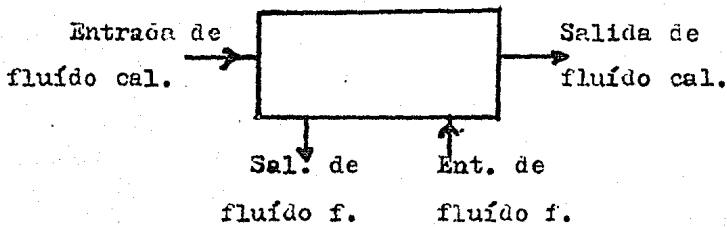
Los intercambiadores de calor pueden clasificarse en diversas categorías sobre la base de la configuración de la trayectoria de flujo de fluidos a través del intercambiador de calor. Los cuatro tipos más comunes de trayectoria de flujo se ilustran en la figura 2.1. En flujo paralelo, las unidades con las corrientes de fluido entran a través de un extremo, el flujo continúa en la misma dirección y sale por el otro extremo; sin embargo, en flujo a contracorriente, las corrientes de flujo se mueven en direcciones opuestas. En unidades de flujo cruzado de un solo paso un fluido se mueve a través de la matriz de transferencia de calor en ángulo recto a la trayectoria del flujo del otro fluido. En unidades de flujo cruzado de muchos pasos una corriente de fluido se mueve alternativamente hacia atrás y adelante cruzando la trayectoria de flujo de la otra corriente de fluido, usualmen

Figura 2.1 Tipos de configuración de flujo a través del intercambiador.

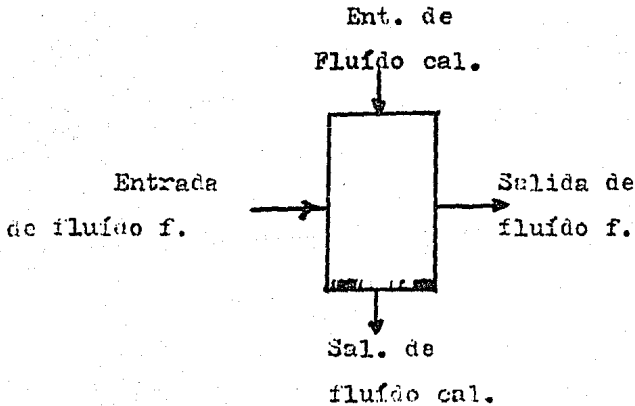
(a) Flujo en paralelo



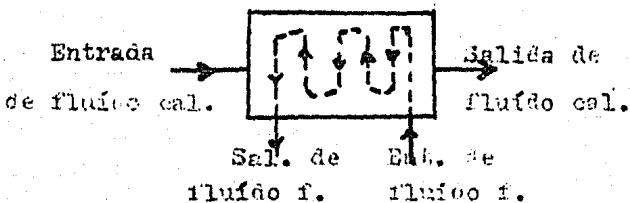
(b) Contraflujo.



(c) Contraflujo un solo paso.



(d) Contraflujo multipasos.





te dando la aproximación de flujo cruzado al de contraflujo.

La diferencia más importante entre estos tipos básicos de transferencia de calor requerida para producir una temperatura alta dada para una diferencia de temperatura fija entre las dos corrientes de fluido entrando al intercambiador de calor.

En la figura 2.2 muestra el área requerida para cada tipo como una función del cambio de la temperatura del fluido primario para un punto típico de condiciones. En la región en la cual la temperatura del fluido cambia a través del intercambiador es un pequeño porcentaje de la diferencia de la temperatura entre las dos corrientes de fluido entrantes, todas las unidades requieren aproximadamente la misma área.

El intercambiador de flujo paralelo es de primordial interés para las aplicaciones en esta región. Las unidades de flujo cruzado tienen un amplio rango de aplicación y están situados peculiarmente en algunos tipos de construcción de intercambiadores de calor que tienen ventajas especiales.

Los intercambiadores de calor a contraflujo requieren un mínimo de área a lo largo de todo el rango. Además es el único tipo que puede emplearse en la región en la cual la temperatura cambia en una ó en ambas corrientes de fluido aproximándose lentamente a la diferencia de temperaturas entre las corrientes de fluido entrantes.

### 2.3 Diferencia verdadera para los arreglos en flujo cruzado.

Considere un ducto en el que un fluido caliente pasa a ángulo recto a un haz de tubos que conduce un líquido frío en

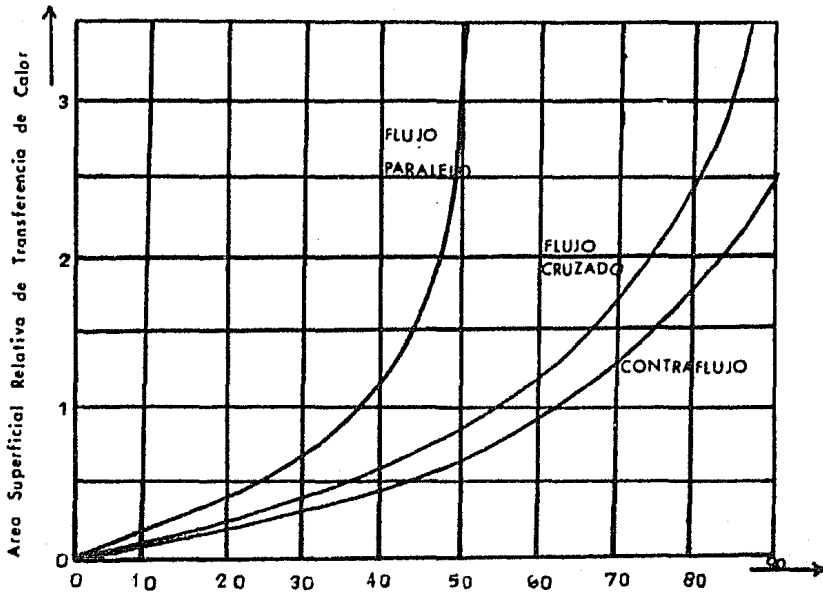


Figura 2.2 Área de transferencia de calor requerida para diferentes patrones de flujo.

un solo paso, como se muestra en la figura 2.3. Suponga que hay colocados deflectores como se indica por las líneas verticales y que se encuentran en la dirección del flujo del fluido caliente para prevenir mezclas en toda la longitud de los tubos. En el punto A en la primera fila horizontal de tubos y en plano 1-1', hay una sola diferencia de temperatura entre la temperatura del fluido caliente a la entrada y la temperatura de entrada del fluido frío. Desplazando al plano 2-2' hay una diferencia más pequeña de temperatura en A' entre la temperatura del fluido caliente a la entrada y la del fluido frío a una temperatura algo más alta. Simi-

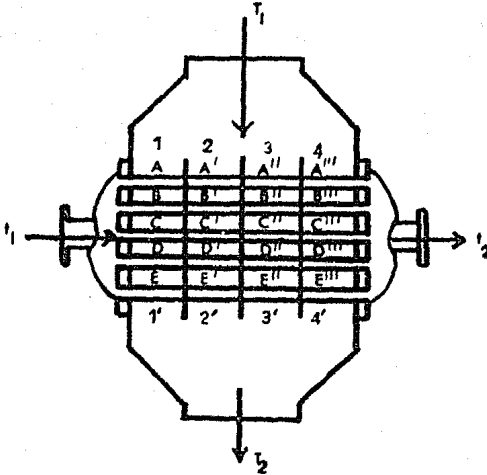


Figura 2.3 Intercambiador de calor en flujo cruzado.

larmente, en 3-3' y en el punto A'' la diferencia de temperatura es menor que A' y se pueden esperar posteriores reducciones en la diferencia de temperatura en toda la longitud de los tubos en la primera fila. Prosiguiendo el análisis a la fila inferior de tubos, la temperatura del fluido caliente a la salida de la primera fila de tubos horizontales varía en la longitud del tubo, puesto que la cantidad de calor transferido al pasar sobre la primera fila disminuyó de un punto a otro haciéndose menor la diferencia de temperatura. En la segunda fila horizontal las diferencias de temperatura también varían, pero las temperaturas del fluido caliente que abandonan esa fila son diferentes a aquellas que abandonaron las filas precedentes.

Supóngase, por otra parte, que los deflectores en la figu

ra 2.3 se eliminan y que los tubos no son muy largos, de manera que el fluido caliente que pasa sobre una hilera de tubos pueda considerarse como perfectamente mezclado. En este caso la temperatura del fluido caliente en una sección transversal varía de hilera a hilera, y puede apreciarse que la verdadera diferencia de temperatura está considerablemente influida por el hecho de que se presenta mezcla de una, ambas ó ninguna corriente.

#### 2.4 Tipos de aplicación.

Los intercambiadores de calor son clasificados frecuentemente sobre la base de la aplicación para la cual fueron destinados. Estos tipos incluyen calderas, generadores de vapor, condensadores, radiadores, evaporadores, torres de enfriamiento, regeneradores, recuperadores, calentadores y enfriadores. Los requerimientos especializados de las diversas aplicaciones tienen primacía para el desarrollo de muchos tipos de construcción, algunos de los cuales son únicos para aplicaciones particulares.

#### 2.5 Intercambiadores de calor. Tipos y construcción.

##### - Intercambiadores de calor de tubos y coraza.

Una multitud de unidades conocidas como intercambiadores de calor de tubos y coraza están contruídos de tubos de sección circular montados sobre corazas cilíndricas con sus ejes paralelos a los de la coraza. Estos se emplean como calentadores ó enfriadores para una variedad de aplicaciones que incluyen: enfriadores de combustible en plantas termoe-

léctricas y procesos de intercambio de calor en las refinerías e industrias químicas. Muchas variaciones de este tipo básico son aprovechables; las diferencias radican principalmente en los detalles de construcción y dispositivos para una expansión térmica diferencial entre los tubos y la coraza.

La construcción del tipo de tubos y coraza es conveniente para aplicaciones especiales en las cuales el intercambiador de calor puede hacerse de vidrio para resistir el ataque de líquidos altamente corrosivos, para evitar afectar el sabor de los productos comestibles ó el gusto de éstos.

En el caso de corazas con cámaras de circulación y placas desviadoras se hacen de céramica a la alta alúmina; las unidades se fabrican más frecuentemente para usarse con un líquido corrosivo del lado de los tubos y solo corrientes ordinarias ó agua para calentar ó enfriar del lado de la coraza. Cuando ésto es cierto, la coraza y las placas desviadoras es tán hechas de acero con provisión para expansión térmica diferencial entre los tubos y la coraza.

## EQUIPOS ESPECIALES PARA LA INDUSTRIA QUIMICA.

### 3.1 Intercambiadores de calor de doble tubo.

Dos tubos concéntricos con un fluido en el interior del tubo y el otro en el espacio anular entre ellos, da una construcción simple de intercambiador de calor, aplicable en algunos casos. Para pequeños intercambiadores de calor de laboratorio puede hacerse de dos tubos largos de cobre unidos con una reducción estandar en "T" de cobre. Una construcción similar puede usarse en unidades grandes. Si fluidos con un coeficiente de transferencia de calor pobre, tales como el aceite ó el aire, son enfriados con agua, puede colocarse un tubo aleteado dentro de un tubo mayor. Estas unidades pueden ser tanto en serie como en paralelo, según la capacidad deseada y calentando ó enfriando efectivamente, así que los requerimientos especiales pueden resolverse ensamblando un banco de unidades comerciales.

#### 3.1.1 Usos y ventajas.

Este tipo de construcción es particularmente desventajosa donde uno ó ambos fluidos se encuentran a alta presión causando que la pared del tubo exterior sea gruesa y su costo sea mayor que si se emplea un intercambiador de calor de tubos y coraza convencional.

### 3.2 Intercambiadores de calor de tubos y coraza de grafito.

Otra solución usual es hacer un diseño de intercambiador de calor de tubos y coraza, con los tubos y la coraza de grafito. Aunque el intercambiador de calor resultante es la mejor solución a muchos problemas, el grafito usado para este fin no observa una gran resistencia (bueno en compresión, pobre en tensión). En general, la resistencia total a la corrosión es necesaria solo del lado de los tubos; la coraza puede estar forrada ó ser de otro metal. Siempre que el fluido del lado de la coraza tampoco sea corrosivo esto no es un problema. Sin embargo, si es corrosivo, son más efectivos otros tipos de intercambiadores de calor de construcción cuadrada de grafito.

Los tubos de grafito normalmente son de  $7/8$  de pulg. de diámetro interior (ID) y de 1.25 pulg. de diámetro exterior (OD). La longitud usual del tubo es de 9 pies, se fabrican mayores longitudes, usando un recubrimiento ó biseles que se cementan antes de la impregnación. La junta es tan fuerte como el tubo mismo; en efecto, en muchos casos puede ser más fuerte.

El diseño de tubos y coraza ofrece variedad de intercambiadores de grafito que son similares a los tipos metálicos convencionales, y pueden ser hechos en muchas combinaciones de arreglos de pasos, tanto en la coraza como en los tubos.

El intercambiador de calor de grafito estándar normalmente se ofrece en 6, 9, 12, 14 y 16 pies de longitud con  $7/8$  de pulg. de ID X 1.25 pulg. de OD. Las áreas de transferencia de calor varían de 10 a más de 5000 pies<sup>2</sup>.

### 3.2.1 Usos y ventajas.

Los intercambiadores de calor de tubos y coraza de grafito comúnmente son descritos en términos de sus áreas del lado de la coraza. Debe tenerse cuidado en escoger una unidad si el coeficiente del lado de los tubos es el factor controlante, debido al espesor de los tubos; la relación de las áreas interna y externa es de 1.43 : 1.

Los tubos de grafito se ponen en cámaras de circulación de grafito metidos en una coraza de acero; la coraza puede también suplirse en otros materiales tales como cobre, aluminio ó plomo, caucho ó vidrio rayado acerado, y algunas veces grafito.

Las limitaciones del diseño son: la de la presión, la cual es relativamente baja, la máxima temperatura de operación recomendada es aproximadamente 180°C, y la presión de operación es de 75 PSIG con líquidos y sobre 50 PSIG con vapores. Estos diseños tienen una gran cantidad de espacio de proceso valorable y no se recomiendan para usarse en la industria química fina ni farmacéutica. Se usan principalmente para determinados requerimientos químicos, por ejemplo, en la industria química pesada, fertilizantes y fibras sintéticas.

### 3.3 Intercambiadores de calor de tubos y coraza con tubos expandidos.

El intercambiador de calor de tubos y coraza se usó por muchos años y es el tipo principal en la industria de equipo de transferencia de calor. Para el diseño hidráulico térmico de un intercambiador de calor de tubos y coraza, las co-



relaciones de caída de presión y de transferencia de calor deben ser aprovechables tanto del lado de los tubos como del lado de la coraza. Inicialmente se usaron tubos lisos en los intercambiadores de calor de tubos y coraza, sin embargo, como aumenta el costo de la energía y de material, proveyó de un incentivo significativo para un intercambiador de calor más eficiente, se puso considerable énfasis en el desarrollo de varios tubos de superficies de transferencia de calor aumentadas ó expandidas. El uso de superficies expandidas permitió; aumentar la capacidad para un intercambiador de calor dado, reducir el diámetro del intercambiador para una carga de calor dada, reducir la fuerza de bombeo, y reducir la diferencia de temperatura aproximada.

### 3.3.1 Ventajas.

La limitación de tubos expandidos usados en intercambiadores de calor de tubos y coraza sugirió dos restricciones importantes. Primera: el diámetro exterior máximo de cualquier tubo es menor que el de los hoyos de los tubos en las corazas tubulares. Esta restricción es una consecuencia del procedimiento común en la fabricación y reparación de intercambiadores de calor de tubos y coraza de entrada ó llenado de los tubos a través de los hoyos de los tubos en la coraza tubular. Los tubos expandidos típicamente tienen secciones lisas en los extremos, así que ellos pueden fijarse con seguridad a la coraza tubular, por roscado y/o soldadura. Segunda: el arreglo considerado aquí fue limitado por aquellos especificados por TEMA (Asociación Manufacturera de In-

tercambiadores Tubulares), por ejemplo, arreglos equiláteros, triangulares, triangular rotado, cuadrado y cuadrado rotado, los cuales corresponden a los arreglos con ángulos de  $\alpha=30$ , 60, 90 y 45 grados respectivamente.

### 3.4 Descripción y comparación de tubos expandidos.

El concepto de tubos aleteados es el de una superficie expandida que incrementa la transferencia de calor y es bien conocida en serpentines de refrigeración, radiadores, etc.

Básicamente hay tres formas de aletas, transversal, prendida y longitudinal (Ver figura 3.1).

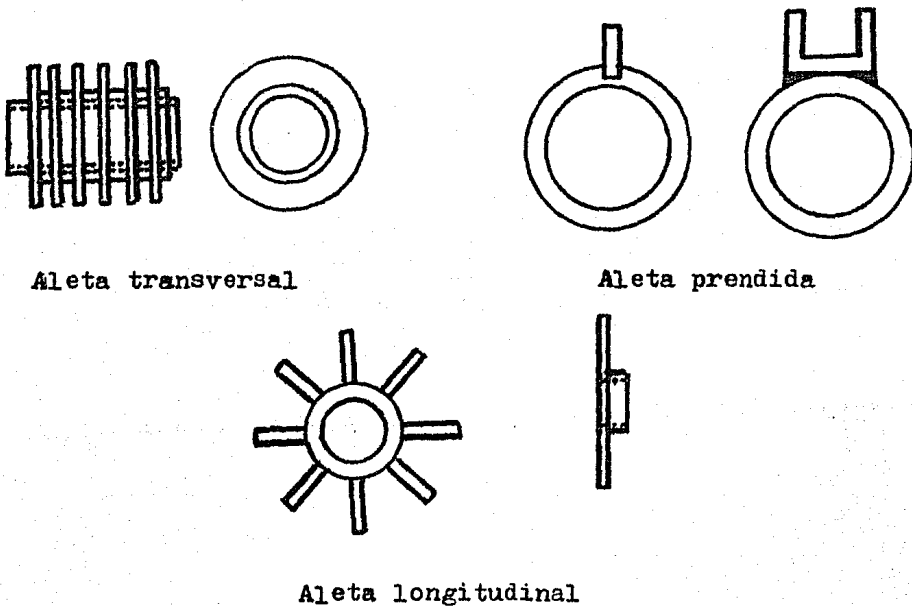


Figura 3.1 Formas externas de aletas.

#### 3.4.1 Aletas transversales.

Las aletas transversales son colocadas formando ángulos rectos con el eje del tubo ó grupo de tubos. Este tipo se presenta en intercambiadores de calor del tipo de caja, en donde hay grandes flujos y las caídas de presión permitidas son relativamente bajas en uno de los flúidos. Los puede haber en forma cuadrada ó redonda; cuando tienen esta última forma son llamados tubos aleteados helicoidales. Estos tipos son frecuentemente usados en radiadores y enfriadores de aire.

#### 3.4.2 Aletas prendidas.

Son aquellas que parecen simular un conjunto de alfileres clavados en un tubo, los cuales son soldados eléctricamente al mismo. Se utilizan fundamentalmente en las zonas de convección de las calderas ó para calentar flúidos muy viscosos.

#### 3.4.3 Aletas longitudinales.

El tercer tipo es aquel en el que las aletas son colocadas longitudinalmente y paralelas al eje del tubo. Este es el más fácilmente adaptable a la industria por su amplio rango de condiciones de operación, además de que pueden ser alteradas para condiciones de trabajo específicas. Por ejemplo, cuando se manejan líquidos viscosos, las aletas pueden ser cortadas y dobladas con el fin de proveer turbulencia y con ello aumentar el coeficiente de transmisión de calor, así como prevenir la estratificación de los materiales, con lo que las superficies se mantienen más ó menos limpias. Cuando

se perforan, se usan en calentadores de tanque ó en vaporizadores horizontales, ya que las perforaciones ayudan a evitar el bloqueo de las partículas que esten en movimiento, provocando turbulencia, que redunda en un incremento en el coeficiente de transmisión de calor.

#### 3.4.4 Usos y ventajas.

Las aletas longitudinales corridas forman entre sí una serie de canales, por los cuales fluyen los flúidos, obteniéndose con esto una mayor velocidad que redunda en una menor posibilidad de incrustación, sobre todo en flúidos que contengan materiales en suspensión; así como en mayores coeficientes de transferencia de calor.

Los intercambiadores con superficies expandidas pueden ser utilizados con una gran eficiencia en donde los flúidos tienen coeficientes de película muy diferentes. Cuando los flúidos tienen viscosidades diferentes, el uso del tubo aleteado es recomendable, pues se sabe que los flúidos viscosos generalmente no tienen buenas propiedades termodinámicas, lo que influye en un muy bajo coeficiente de película. Si la caída de presión es importante, por el costo que tiene la energía para mover los flúidos, es conveniente el uso de intercambiadores con tubo aleteado, ya que se reduce el espacio y la longitud.

Si es de vital importancia la temperatura a la que se deben manejar los flúidos, porque estos sean muy sensibles al calor, es de recomendarse el uso de tubo aleteado, pues la temperatura de la pared disminuye grandemente.

Sí la diferencia de los gastos que van a manejarse es muy amplia se puede compensar el bajo coeficiente de película, haciendo pasar el fluido que tiene el menor gasto, por el lado de las aletas ya que esto proporciona una mayor superficie de transferencia.

Los fluidos que tengan las menores características de transferencia de calor, deben ir en contacto con las aletas y el de mayores características por dentro de los tubos, ya que en esta forma las aletas ayudan a compensar las bajas características térmicas del fluido que esta en contacto con ellas.

### 3.5 Tubos expandidos aprovechables comercialmente.

Se han identificado más de una docena de técnicas para aumentar ó expandir la transferencia de calor convectiva de los intercambiadores de calor de tubos y coraza con flujos en una sola fase.

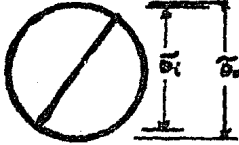
Estas técnicas descansan en el uso de tubos de superficies modificadas ó insertadas.

En la figura 3.2 se muestran secciones transversales de cada uno de los tubos aprovechables comercialmente con aumento interno, y dos con aumento externo se muestran en la figura 3.3.

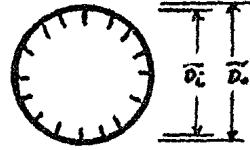
Estas figuras ilustran algunos de los muchos tubos expandidos disponibles comercialmente. Puede notarse que algunos tubos, tales como el tubo corrugado mostrado en la figura 3.3 tiene aumento en ambos lados.

En las figuras 3.2 y 3.3 cada uno de los tubos se identi-

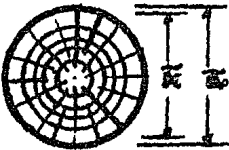
Figura 3.2 Tubos representativos aprovechables comercialmente con aumento interno.



Cinta enrollada insertada en un tubo liso.



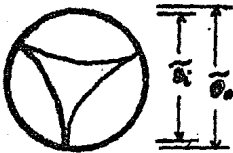
Tubo aleteado internamente en espiral.



Tubo aleteado cinco veces.



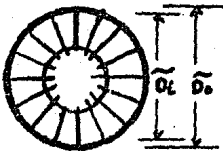
Estrella insertada en un tubo liso.



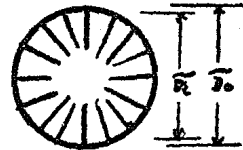
Tubo aleteado internamente Amatron.



Tubo corrugado.



Tubo aleteado dos veces.



Tubo aleteado internamente (aletas rectas).

Figura 3.3 Tubos representativos aprovechables comercialmente con aumento externo.



Tubo con aletas cortas.



Tubo corrugado.

ficó por nombre, y se señala el diámetro interior y exterior de la envoltura del tubo liso, proporcionando cada una de las secciones transversales. Estos diámetros se definen como sigue:

- $\widetilde{D}_i$ , diámetro interno máximo para aumento interno.
- $\widetilde{D}_o$ , diámetro externo máximo para aumento externo.

El subíndice  $\sim$  se usa para designar cantidades basadas en el diámetro envolvente, y los subíndices  $i$  y  $o$  denotan interior y exterior respectivamente. En caso de que no hubiera aumento de un lado del tubo, el diámetro envolvente es simplemente el diámetro del tubo liso.

Los datos del lado de los tubos para tubos expandidos casi siempre se obtienen en tubos solos simples.

Las gráficas mostradas en las figuras 3.4 y 3.5 están referidas al área interna de una sola fase de flujo en convección forzada.

Los tubos poco aleteados ó de aletas cortas fueron los primeros trabajos de área de transferencia de calor aumentada dando popularidad a los intercambiadores de calor de tubos y coraza. Los datos para tubos de aletas cortas se reportaron para los siguientes casos:

- 1.- Intercambiadores específicos de tubos y coraza con mamparras.
- 2.- Flujo cruzado en bancos de tubos.
- 3.- Flujo longitudinal sobre un tubo único interior en un ánulo pequeño.

### 3.5.1 Descripción, usos recomendados y ventajas.

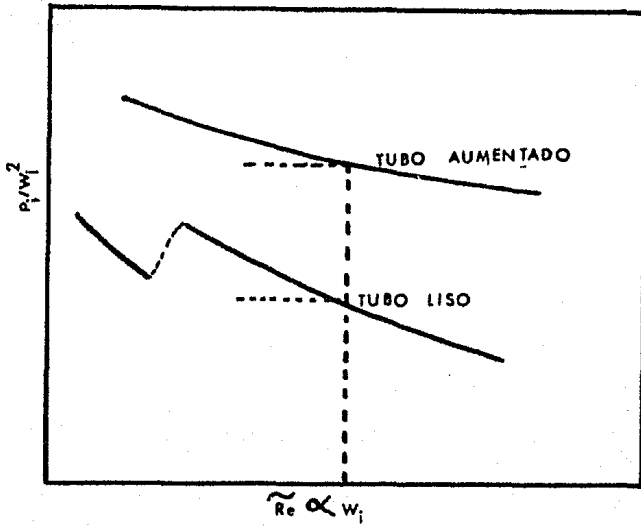


Figura 3.4 Interpretación del factor de fricción estándar.

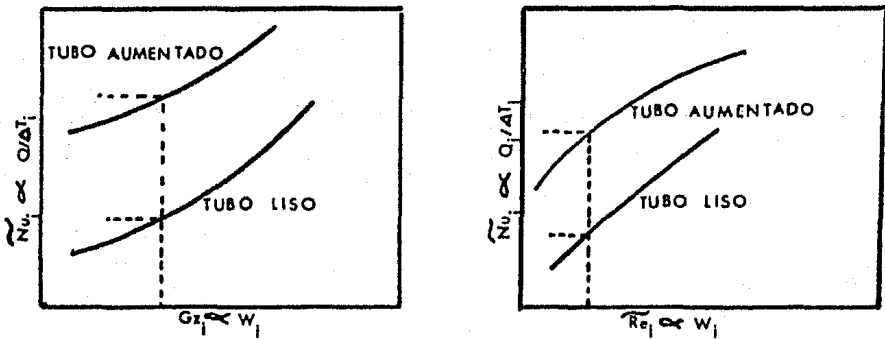


Figura 3.5 Interpretación del número de Nusselt.



- Tubo con aleta G.

La aleta de aluminio se rola bajo tensión y se incrustan mecánicamente en una ranura de  $0.25 \pm 0.05$  mm de profundidad.

- El espesor de la pared del tubo se mide desde el fondo de la ranura.
- La temperatura de diseño para tubos con aleta G (embebida) no puede sobrepasar los  $400^{\circ}\text{C}$ .
- Buen contacto tubo-aleta.
- Muy apropiado para instalaciones con elevadas temperaturas de producto de servicio continuo, en el aire limpio.

- Tubo con aleta L.

La aleta de aluminio lleva un pie en forma de L rolada bajo tensión. Los extremos de las aletas se sujetan para evitar que se suelten ó desenrollen bajo condiciones de diseño. El núcleo tubular queda mejor protegido contra la posible corrosión exterior que con la aleta G.

Las distintas dilataciones térmicas entre el núcleo tubular y la aleta perjudican el contacto por lo que solo es apropiado para temperaturas de diseño inferiores a  $130^{\circ}\text{C}$ .

En caso de requerirse materiales de núcleos caros permite utilizar espesores inferiores que la aleta G.

- Tubo con aleta L soplada.

El pie de la aleta en L es más prolongada respecto al tubo con aleta L sencilla, de forma que los pies de las dos aletas siguientes se traslapan y el núcleo tubular queda totalmente cubierto; por este motivo, la protección anticorro-

siva para el núcleo tubular es mejor que con la aleta L normal.

- Tubo con aleta arrollada de canto.

La fabricación consiste en enrollar la banda de aleta en espiral y bajo tensión a la superficie del tubo, y un posterior proceso homogéneo de estañado por inmersión. Los materiales del tubo y aleta son de cualquier tipo de aleaciones de cobre. De aplicación en refrigeración de máquinas eléctricas, motores diesel, tanto estacionarios como marinos, refrigeración de gases comprimidos, etc.

- Tubo bimetálico.

Sobre el núcleo tubular redondo de acero, acero inoxidable ó aleaciones, se introduce un tubo de aluminio de gran espesor de pared. Las aletas son extraídas del tubo de aluminio en forma espiral apretando simultáneamente el tubo de aluminio al núcleo tubular. Por el proceso de fabricación especial para el tubo bimetálico se evitan las ranuras en la superficie del núcleo que se producen en otros diseños de tubos con aletas enrolladas, formando así una superficie homogénea, condición importante para evitar los ataques de la corrosión exterior.

Por ser un tubo integral se conjugan dos ventajas:

- Posibilidad de utilizar menores espesores de núcleo en caso de requerirse materiales costosos.
- Mejor comportamiento frente a la corrosión exterior.

Temperaturas de diseño inferiores a 250°C.

- Tubo de acero zincado, estañado por inmersión.

La aleta troquelada con cuello en forma de L, en acero ó cobre, se coloca en el núcleo tubular. El tubo aleteado es decapado y zincado ó estañado por inmersión. Las aletas de acero de gran robustez pueden limpiarse eficazmente con chorro de vapor ó agua a presión. La superficie de zinc ó estaño homogénea garantiza una buena protección contra la corrosión y con ello una prolongada duración.

- Tubo redondo con aleta rectangular.

Las características particulares de esta construcción son:

- El diámetro del tubo relativamente pequeño, y
- La aleta común para varios tubos.

Para los tubos de material realmente blandos, por ejemplo, Cu ó Al, una vez montados estos tubos con las aletas se expansionan para conseguir una buena unión mecánica, así como una excelente conductividad entre el tubo y la aleta.

- Tubo redondo con aleta poligonal.

Reúne las ventajas del tubo circular (menor tendencia al ensuciamiento por la parte interior del tubo), así como la perfecta unión térmica y robustez del tubo aleteado galvanizado en caliente. Las aletas son troqueladas y empujadas consiguiéndose que forme una relación cónica entre el núcleo tubular y el pie de la aleta. Al zincar el tubo aleteado se llena este espacio cónico de forma que el núcleo tubular y la aleta se funden entre sí. Con ello la unión entre tubo y aleta es perfecta y el comportamiento frente a la corro

sión es excelente porque la capa de zinc es notablemente más gruesa en el sector del pie de la aleta que en el resto.

Tal fusión es insensible a los cambios de temperatura y vibraciones y garantiza un rendimiento térmico uniforme para toda la vida útil del tubo, con la limpieza correspondiente.

Para ensuciamientos fuertes del lado del aire, puede emplearse para la limpieza, agua a presión de hasta 250 atm.

### 3.6 Intercambiadores de calor de doble tubo ó secciones de horquilla.

Este diseño ampliamente usado, consiste en dos tubos aleteados conectados por un retorno y que van en el interior de la camisa.

#### 3.6.1 Usos y ventajas.

En este tipo de equipo los fluidos van a contracorriente, obteniéndose una ventaja cuando las diferencias de temperatura son muy pequeñas. Las secciones de horquillas estándar tienen un alto grado de flexibilidad, ya que cualquier cantidad de calor puede ser intercambiada en un número de secciones arregladas en forma apropiada.

Si la cantidad de calor requerida cambia, es sencillo agregar ó quitar algunas secciones evitándose con ello mayores caídas de presión, ensuciamiento ó incrustaciones, pues la velocidad puede mantenerse constante. Otra importante ventaja, es su reducido mantenimiento.

Algunas veces se vuelve incosteable usar secciones de doble tubo principalmente en donde se trabaja con grandes car-

gas de calor, debido al número de secciones requeridas.

Una variación de las secciones de doble tubo desarrolladas para tales requerimientos, es la horquilla multitubo, la cual consiste de 7 tubos que van dentro de la camisa, lo que provee una superficie mayor con las mismas ventajas de las secciones de doble tubo.

La manera mediante la cual se pueden demostrar las ventajas ó desventajas en el uso de una superficie expandida, consiste en su comparación dentro de las condiciones más similares posibles con una superficie lisa. Para el caso de calentamiento, una aleta longitudinal, se podrá considerar como superficie almacenadora de calor, ya que las partículas frías tendrán mayor probabilidad de absorber calor, que cuando disponen únicamente del área externa normal del tubo. Por el contrario, las partículas calientes, en el caso de enfriar, tendrán mayor oportunidad de ceder su calor a un área mayor. Esto tenderá a ser particularmente cierto, cuando el fluido que fluye a través de las aletas, tiene menor conductividad térmica y bajo calor específico con respecto al total que fluye por el lado del tubo.

### 3.7 Tubo de aletas interiores.

La necesidad de fabricar equipo de intercambio de calor compacto, permitió desarrollar muchos tipos de superficies que aumentan la transferencia de calor llevada a cabo en tubos lisos. Un método de aumento es el de tubos lisos provistos de aletas internas.

La transferencia de calor y la caída de presión de tubos

con aletas integradas interiormente bajo el rango de geometrias de aleta, observan las siguientes características:

- 1.- Basados en el diámetro interno y área nominal interior, la transferencia de calor aumenta hasta 2.7 veces la ocurrida en el tubo liso a número de Reynolds constante. Los factores de fricción son tres veces más altos en tubos lisos.
- 2.- Los mejores tubos aleteados en espiral tienen una baja relación de inclinación a diámetro ó pocas aletas a una inclinación dada para una relación de diámetro equivalente. Para tubos de aletas rectas el número de Nusselt es mayor para tubos con pocas aletas.
- 3.- A un número de Reynolds dado el número de Nusselt aumenta con la relación espaciamento interaleta a diámetro. El número de Nusselt para tubos aleteados espirales disminuye con aumentos en la relación inclinación a diámetro. Para tubos de aletas espirales la relación disminuye directamente con la relación de áreas efectivas a nominales y con la relación espaciamento interaleta a inclinación.

La figura 3.6 muestra la sección transversal de 17 tubos aleteados internamente y un tubo liso comercial para comparación. De los 17 tubos de cobre aleteados internamente, 5 tienen aletas rectas (a, b, c, d, e) y 12 aletas espirales, la superficie exterior de los tubos es lisa, y el último (r) es el tubo liso interna y externamente.

### 3.8 Intercambiadores de calor de tubo cerrado.

El intercambiador de calor de tubo cerrado, es un intercam

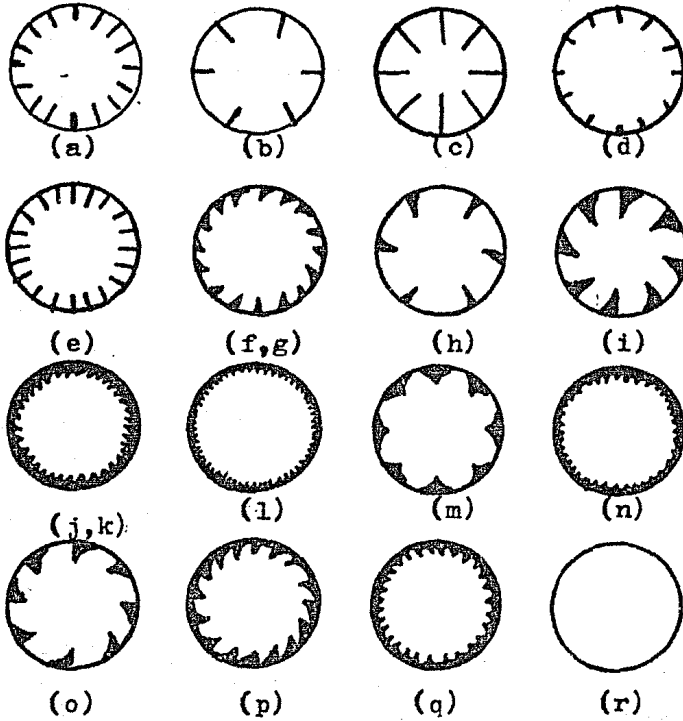


Figura 3.6 Tubos aleteados internamente.

biador de calor de tubos y coraza compacto, totalmente soldado con flujo longitudinal en un solo paso en ambos lados.

La figura 3.7 muestra una versión del intercambiador de calor de tubo cerrado, arreglado especialmente para dar servicio a altas temperaturas, montado en posición vertical.

El paquete de tubos se conecta al canal de distribución

del fluido interior suspendiéndolo y el cual se provee de una boquilla superior, el extremo inferior se conecta a la coraza mediante una junta flexible. El paquete de tubos queda suspendido, libre de todas las fuerzas externas, y alguna diferencia en la expansión térmica es absorbida por la junta flexible en el extremo frío del intercambiador de calor.

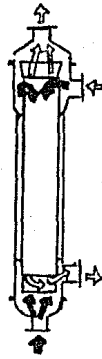


Figura 3.7 Intercambiador de calor de tubo cerrado.

El paquete de tubos está rodeado por un anillo de refuerzo de placa delgada, por lo cual el fluido caliente entra directamente en el canal fuera de los tubos.

Los tubos están distribuidos regularmente, cercanos y soldados a los espejos en un modelo triangular. El espesor del espejo se escoge tan cercano al espesor de los tubos como sea posible, para asegurar juntas soldadas libre de esfuerzos, y para resolver una diferencia de temperaturas entre el espejo y los extremos tubulares durante el ciclo de calentamiento.

A causa de lo cerrado del arreglo de los tubos, el espejo pue



de hacerse de varios materiales delgados, ya que el esfuerzo hecho es debido solo al peso y a las fuerzas de vibración.

Las juntas de los tubos estan completamente protegidas de los ataques de temperatura del fluido caliente, y generalmente el espejo se protege del lado de la coraza por una mampara completa cerrando el espejo con fluido estancado en medio.

### 3.8.1 Usos y ventajas.

El diseño del intercambiador de calor de tubo cerrado puede parecer costoso, pero cuando el costo de los materiales involucrados es el factor decisivo, este puede no obstante de su diseño exclusivo, ser menos caro que un intercambiador de calor de tubos y coraza convencional, parcialmente a causa de la baja área de transferencia de calor necesaria y parcialmente a causa del bajo peso total debido a este diseño compacto.

El intercambiador de calor de tubo cerrado es fácilmente arreglable para flujo a contracorriente, esto es utilizable para aprovechar una diferencia de temperaturas dada, y por tanto requiere menor área de transferencia de calor. Esto también es posible para diseñar grandes ó pequeñas áreas de flujo longitudinal tanto del lado de la coraza como del lado de los tubos, lo cual facilita la elección propia de velocidades en ambos lados. También, ya que la distribución de flujo es buena, los coeficientes de transferencia de calor son generalmente los más grandes posibles, en un intercambiador tubular.

El diseño de tubo cerrado tiene ciertas ventajas observan

do resistencia a la vibración y al fenómeno de resonancia.

Ya que el paquete de tubos esta ensamblado y completado separadamente antes de insertarse en la coraza, las bandas atadas alrededor del paquete de tubos pueden ser apretadas sucesivamente, mientras se hacen las pruebas de martilleo para vibraciones, hasta que el paquete se fija como una unidad sin ninguna posibilidad de separación de los tubos por vibración.

Los paquetes de tubos manufacturados de este modo, muestran una resistencia suficiente a la vibración durante la operación. Otros tipos de intercambiadores de calor que fallan debido a las vibraciones, son por lo tanto sustituidos algunas veces por uno de tubo cerrado.

La reparación de un intercambiador de calor de tubo cerrado se realiza del mismo modo que para un tubular convencional. Las juntas de los tubos tienen que ser taladradas fuera. Los tubos no son fácilmente limpiables manualmente debido al pequeño diámetro del tubo ( $3/8''$  a  $1''$ ) generalmente usado. Sin embargo, la alta turbulencia y la buena distribución de flujo proporcionan las velocidades más altas posibles en ambos lados del intercambiador de calor de tubo cerrado, por lo que no se ensuciam fácilmente.

### 3.9 Intercambiador de calor espiral.

El intercambiador de calor espiral, algunas veces llamado intercambiador de calor de placa espiral, fue originalmente diseñado para resolver varias clases de problemas del intercambiador de calor en la industria de la celulosa, la cual

ofrecía casos de severo ensuciamiento ó corrosión.

Éste fue uno de los primeros intercambiadores de calor hecho de placa inoxidable.

La superficie de calentamiento consiste de dos tiras largas de placa, espaciadas y enrolladas alrededor de una salida, partiendo del centro para un par de pasajes espirales concéntricos. El espacio de los pernos es uniforme entre estas dos tiras las cuales se sueldan instantáneamente.

Dependiendo del tipo de ribete de las tiras, este puede ser curvo y soldarse en uno ó en ambos lados del canal, ó recto y solo fresarse contra la cubierta para prevenir la desviación.

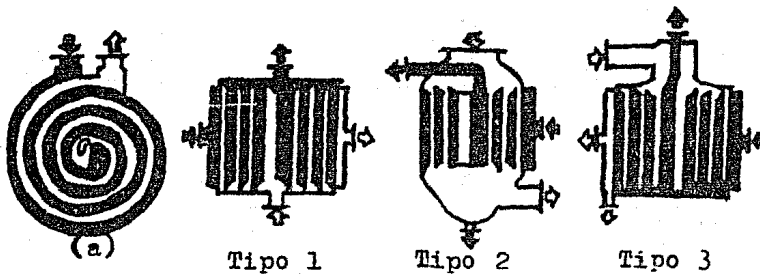


Figura 3.8 Intercambiadores de calor espirales. Fundamentos.

### 3.9.1 Tipos y ventajas.

En el tipo 1 en la figura 3.8, los ribetes se forman y se sueldan alternativamente, así que el canal está abierto en un lado y en el otro lado, cuando las cubiertas en cada lado se mueven. El tipo 1 se usa principalmente para intercambio de calor a contracorriente entre líquidos u otros fluidos de volumen limitado.

En el tipo 2 en la misma figura, un canal esta completamente cerrado por soldadura tanto por el lado superior como en el lado inferior, y el otro canal esta abierto en ambos lados para permitir flujo cruzado vertical a través de la espiral. El tipo 2 generalmente se fabrica para manejar grandes volúmenes en el lado abierto a flujo cruzado, mientras que el otro fluido fluye en el lado soldado en forma espiral.

En el tipo 3, un canal esta abierto por arriba y el otro por abajo como en el tipo 1. Parte de la cubierta superior sin embargo, esta cortada en el centro y equipada con un dispositivo de distribución, así que un gran volumen puede entrar en flujo cruzado, distribuyéndose en la parte principal del interior del canal simultáneamente. El dispositivo de distribución puede calcularse de tal modo que un flujo espiral de alta velocidad se acople en la sección media. La corriente de vapor ó gas se alimenta en el canal en las cantidades suficientes para reemplazar el volumen condensado sucesivamente y mantiene la velocidad requerida en flujo espiral en la sección central.

### 3.9.2 Intercambiador de calor espiral tipo G.

La figura 3.9 muestra otro tipo de intercambiador de calor espiral, también llamado tipo G, el cual se diseño especialmente para uso como condensador superior de una columna ó torre. Un canal para el fluido enfriante se cierra soldando completamente y el vapor ó agua entra a través de una gran boquilla en el fondo, en la cual se monta la espiral. El vapor pasa hacia arriba a través del centro y se distri

buye en flujo cruzado desde el centro del canal superior.

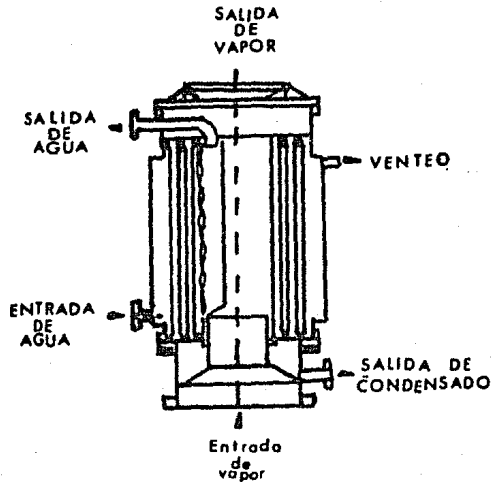


Figura 3.9 Sección transversal de un condensador.

El flujo es entonces en principio, como en el tipo 3, pero el condensado ó el reflujo pueden purgarse por alguna parte ó partes del canal de condensables. Como en el tipo 3 las salidas y el condensado pueden ser enfriados a alguna temperatura requerida cercana a la del fluido frío en flujo a contracorriente.

El intercambiador de calor espiral, el cual generalmente se hace a la medida, puede diseñarse con un espacio de canal de entre 5 y 25 mm, con un ancho de canal de 100 a 1800 mm y una superficie de transferencia de calor arriba de 150 a 200 m<sup>2</sup>. El tipo 1 puede colocarse en una posición vertical u horizontal. Además pueden fabricarse con las boquillas arregladas simétricamente así que cuando estas se giran a 180°

las posiciones de las boquillas son las adecuadas pero los lugares estan intercambiados.

Ya que el intercambiador de calor espiral como se describió aquí ofrece una gran variedad de arreglos de canal, generalmente tiene una versatilidad, cuando se calcula propiamente y se hace a la medida para satisfacer cierta aplicación.

### 3.9.3 Ventajas y desventajas.

La tendencia al ensuciamiento es baja ya que la buena distribución de flujo y la turbulencia son obtenibles en un solo paso sin desviación ó estancamiento. El tipo 1 realiza, para todos los propósitos prácticos, un flujo a contracorriente. A causa de esta compactibilidad y ya que el extremo del canal del fluido frío esta generalmente fuera de la espiral, las pérdidas por radiación son pequeñas y generalmente no se requiere aislamiento.

Los intercambiadores de calor espirales no son adecuados para servicios a alta presión.

La presión superior límite depende del diámetro, pero 15 atm puede considerarse como un promedio. La presión de diseño generalmente es menor a 10 atm. La reparación de canales corroidos soldados se hace con dificultad ya que la mayoría de ellos no son muy accesibles.

El daño por corrosión en las partes internas de las tiras es más complicado de reparar y hay muchas dificultades para hacerlo. En muchos casos las tiras tienen que ser cortadas fuera, vuelta por vuelta, hasta que el sitio dañado sea alcanzado y pueda repararse. Las partes cortadas tienen que

ser soldadas nuevamente, una por una trabajando en el exterior hasta que la coraza sea reparada. Afortunadamente las reparaciones de los intercambiadores de calor espirales se requieren rara vez, si se escogió el material adecuado para la aplicación.

La limpieza manual no puede hacerse fácilmente en las espirales estándar con pernos espaciados en los canales. Si se requiere tal limpieza, debe escogerse una ejecución especial, la cual requerirá una placa gruesa y generalmente resultará poco económico en aleaciones especiales.

### 3.10 Intercambiadores de calor de placas.

El intercambiador de calor de placas, se conoció y se usó originalmente por las industrias que tenían requerimientos sanitarios. Aunque se aumentó el uso del intercambiador de calor de placas en las industrias de proceso químico, especialmente durante los últimos 10 años, estas ventajas no han sido explotadas totalmente y su uso continúa siendo limitado.

El intercambiador de calor de placas, es un aparato simple de transferencia de calor, ensamblado como un filtro prensa. Se hace de un paquete de placas generalmente idénticas, alineadas arriba y abajo sobre barras entre dos cubiertas rígidas ó estructuras aseguradas por juntas, por chavetas ó por un dispositivo de compresión. Las placas generalmente tienen 4 boquillas en las esquinas, en cuyo lugar los empaques abren ó cierran de acuerdo a la necesidad.

Las boquillas para el flujo de los fluidos se extienden a través de las estructuras por el paquete de placas.

A causa de que hay una elección libre comparativa de las secciones de flujo en ambos lados, los canales pueden estar dispuestos según la capacidad para utilizar la caída de presión permisible del modo más eficiente. Por lo tanto puede lograrse la mayor transferencia de calor posible con una superficie pequeña.

### 3.10.1 Ventajas.

La diferencia de expansión entre la superficie de calentamiento y la estructura se resuelve en el extremo flotante y este diseño provee la seguridad y protección del paquete de laminillas durante las fallas a causa de las fuerzas térmicas y esfuerzos por fuerzas externas.

Generalmente el intercambiador de calor de placas es fácil de reparar debido a la accesibilidad a todas sus partes.

Las placas pueden ser limpiadas abriendo el paquete y flexionando los elementos uno por uno, ya que generalmente son grandes y flexibles. A causa de la alta turbulencia, flujo uniformemente distribuido y pequeñas superficies, el intercambiador de calor de placas no se ensucia fácilmente.



## MODELOS PARA EL DISEÑO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN SUPERFICIES EXPANDIDAS.

### 4.1 Intercambiadores de calor de tubos expandidos.

A causa del bajo coeficiente de transferencia de calor de los gases, es necesario usar superficies expandidas del lado del gas cuando éste intercambia calor con líquidos ó fluídos en dos fases (líquido-gas). Tales intercambiadores de tubos aleteados son una clase básica muy importante. Aunque los intercambiadores de tubos aleteados han existido durante 50 años, hubo en este lapso numerosos desarrollos en la tecnología. Casi todos los desarrollos hacen uso de geometrías de superficie especial para aumentar la transferencia de calor, efectos de fila, distribución del coeficiente de transferencia de calor local, y correlaciones de transferencia de calor y caída de presión.

#### 4.1.1 Ventajas.

Los intercambiadores de calor de tubos aleteados son beneficos cuando se transfiere calor entre aire y fluídos sensibles, ó en doble fase en los tubos. En estos casos el coeficiente de transferencia de calor del lado del aire puede ser 10 a 50 veces más pequeño que el coeficiente del lado de los tubos.

#### 4.1.2 Aplicaciones.

El uso de una superficie expandida aumenta la conductancia ( $hA$ ) del lado del aire para equilibrar la proporción de la resistencia térmica en cada lado del intercambiador; el grado de aumento de transferencia de calor en unidades de superficie expandida es dependiente de los siguientes factores:

- Espaciamiento de aletas.
- Eficiencia de aleta.
- Uso de configuraciones especiales de aleta para producir aumento en los coeficientes de transferencia de calor.

#### 4.1.3 Diseño térmico.

La significancia de éstos factores sobre el aumento de los resultados se da por la ecuación 4.1 la cual define el coeficiente de transferencia de calor total, basado en el área interna del tubo,

$$\frac{1}{U_i} = \frac{A_i}{\eta h A} + \frac{1}{h_i} \quad 4.1$$

esto es, la conductancia del lado del aire es:

$$K = \frac{\eta h A}{A_i} \quad 4.2$$

Un alto número de aletas por centímetro aumenta la conductancia aumentando la relación  $A/A_i$ . También el uso de aletas planas espaciadas cerradamente aumenta el coeficiente de transferencia de calor  $h$ , debido al pequeño diámetro hidráulico, ó el uso de una configuración especial de aletas, tales como la aleta ondulada que produce un alto coeficiente de transferencia de calor. La eficiencia  $\eta$  esta influenciada por el espesor de la aleta, la conductividad térmica, y

la longitud de aleta.

La eficiencia de superficie se cálcula de la ecuación 4.3

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad 4.3$$

donde A es la superficie externa total y  $A_f$  es el área superficial de la aleta.

El espaciamiento de las aletas depende de dos factores:

- 1.- La cantidad de superficie expandida requerida para aumentar la conductancia del lado del aire a un nivel económicamente deseable, conductancia relativa del lado del tubo.
- 2.- Condiciones esperadas de ensuciamiento del lado del aire.

#### 4.1.4 Diseños comerciales de aletas transversales.

La tecnología comercial presente usa de 2 a 18 aletas por pulgada (1-7 aletas/cm). Los beneficios de aumentar las aletas por pulgada disminuyen para  $K > h$ .

Donde K = conductancia del lado del aire.

h = coeficiente de transferencia de calor.

La superficie extendida del lado del aire es particularmente ventajosa si el costo de la superficie por unidad de área, es menor que la de la primera superficie.

#### 4.1.5 Comentario.

A causa de que la estructura del flujo es muy compleja, la superficie del lado del aire permanece como un arte empírico, y la industria ha hecho progresos importantes en el desarrollo de configuraciones de aletas que tienen coeficien-

tes de transferencia de calor 50 ó 100% mayores que aquellas aletas planas. La industria de acondicionamiento de aire es un gran consumidor de superficies expandidas para enfriar aire y manufacturar catálogos "espirales" que dan una apreciación de la información sobre tales propiedades de superficie.

#### 4.2 Tubos de aleta circular.

El segundo tipo básico de superficie expandida del lado del aire es el del tubo aleteado circular. Estos tubos pueden espaciar las inclinaciones a lo largo longitudinal ó transversalmente en aletas planas afectando adversamente la eficiencia de la aleta. Los tubos aleteados individualmente se usan en muchas aplicaciones y su tecnología involucra un mayor rango de variables geométricas y materiales de construcción que para aletas planas.

##### 4.2.1 Unión de aleta al tubo.

En algunos casos las aletas rectangular ó circular están estampadas en la placa del metal e instaladas sobre el tubo.

Las aletas pueden ser extruídas ó introducidas a la pared gruesa del tubo. El método más común involucra envolver las aletas sobre el tubo, en forma de una hélice.

La unión se hace por soldadura a tensión de las aletas más comunes. Para aplicaciones a baja temperatura las aletas pueden ser unidas al tubo con resinas epóxicas.

Sí la expansión térmica ó la resistencia al contacto son de importancia, la unión metalúrgica se forma por soldadura

ó bronceo.

#### 4.2.2 Ventajas.

Las aletas circulares ofrecen ventajas de manufactura sobre las aletas planas. La figura 4.1 muestra algunos ejemplos de la variedad de geometrías posibles.

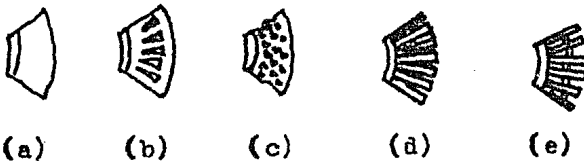


Figura 4.1 Geometría de aleta circular aumentada.

- (a) Aleta circular plana; (b) Aleta acanalada;  
 (c) Proyecciones triangulares de ventila;  
 (d) Aleta segmentada; (e) Superficie extendida  
 doblada.

La aleta segmentada provee aumento en la transferencia de calor para longitudes de flujo cortas para el desarrollo de capa límite, seguidas de longitudes de excitación cortas para disipación térmica de la capa límite.

La conducción básica de transferencia de calor de la pala evaporadora que maximiza la transferencia de calor por unidad de volumen de material de aleta se obtiene si existe un gradiente de temperatura lineal en la aleta. Para satisfacer esta condición el área de la sección transversal de la aleta debe disminuir con la distancia hasta la base de la aleta. Obviamente, las aletas planas ó aletas circulares sólidas satisfaven este criterio.

El diseño de aleta de espina de la figura 4.1d el cual tiene una sección transversal de conducción de calor constante, ofrece una mejoría sobre las aletas sólidas. El uso de las aletas cónicas mejoró más la situación. En suma, la forma de aleta más eficiente es la de espina ya que puede proveer un coeficiente de transferencia de calor de 60 a 100% mayor que para una aleta sólida. Para obtener el mismo  $h$  una aleta puede proveer 50 a 80% de ahorro de material de aleta comparado con un espesor de aleta sólida constante. El ahorro relativo depende de la conductividad térmica de la aleta, el espesor y la altura, y el arreglo de los tubos (geometría de tubos escalonada contra en línea). Los mayores coeficientes resultaron del uso de un arreglo escalonado de tubos.

#### 4.3 Bancos escalonados contra bancos en línea.

Para una geometría de tubos aleteados dada, los bancos escalonados y en línea difieren sustancialmente en reproducibilidad; las diferencias son significantes para la geometría de la aleta.

Para la misma geometría de aletas, el banco lineal tuvo menor transferencia de calor y fricción.

Tal vez una diferencia más importante es la relación  $S_f/f$  la cual es mayor para bancos escalonados. Esto es, un banco escalonado produjo no solo un mayor coeficiente de transferencia de calor, sino más transferencia de calor, por unidad de fricción. Brauer (13) encontró que las diferencias disminuyen con una aleta de altura reducida. Usando 4.6 a-

letas/pulg (18.2 aletas/cm) en tubos de 1.1 pulg (28 mm) de diámetro, Brauer encontró que el arreglo escalonado dió 100% mayor transferencia de calor para 0.6 pulg (15 mm) de altura de aleta pero fué solo 30% mejor para 0.01 pulg (2 mm) de altura de aleta. Para aletas de espina, Weierman (13) encontró que el número de Nusselt para el arreglo de tubos escalonado es 2,8 veces mayor para un aumento de fricción de solo 1.7

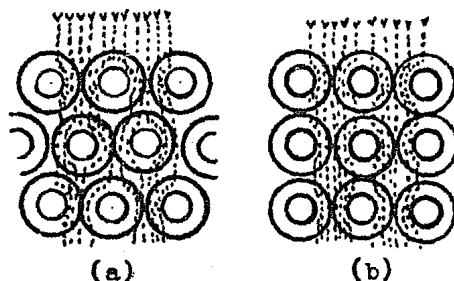


Figura 4.2 Modelos de flujo observados por Brauer en arreglos de tubos aleteados escalonados y en línea. (a) Banco escalonado; (b) Banco en línea.

La figura 4.2 muestra modelos de flujo observados por Brauer. Las áreas sombreadas muestran "espacios muertos" ó áreas de excitación de baja velocidad. Una fracción mucho mayor del área superficial esta contenida en la región de excitación de baja velocidad para el arreglo en línea. Consecuentemente tiene un bajo coeficiente de transferencia de calor promedio ó superficial. La zona sombreada del lado exterior, y particularmente sobre los picos de la aleta, significa que existe una fuerte corriente de recirculación. A causa del escaso mezclado entre las corrientes, la corriente de escasa excitación es rápidamente calentada, y ésta mezcla de tempe-

raturas es mayor que la de la corriente de fuerte recirculación. Esto es, la diferencia de temperaturas actual entre la superficie y la corriente excitada es mucho menor que la indicada para un LMTD total, basado en la mezcla de temperaturas exterior.

#### 4.4 Efecto de las filas sobre la transferencia de calor y la caída de presión.

Los bancos en línea son más sensibles a los efectos de fila que los bancos escalonados. Para bancos de tubos en línea Brauer reportó que tanto la caída de presión como la transferencia de calor son independientes del número de filas en los tubos de 4 ó más filas profundas. Para bancos profundos menores de 4 filas, la transferencia de calor y la caída de presión aumentan cuando el número de filas disminuye.

En bancos escalonados, la caída de presión por fila es independiente de las filas por bancos de dos ó más filas de profundidad. Brauer también encontró que el coeficiente de transferencia de calor se estabiliza por la segunda fila. Sin embargo, Hufschmidt y Ward y Young mostraron que el coeficiente de transferencia de calor no se estabiliza hasta la tercera ó cuarta fila.

#### 4.5 Usos y ventajas de tubos ovalados.

El uso de tubos ovalados ofrece ventajas significantes. La figura 4.3 compara el comportamiento de bancos escalonados de tubos ovalados y circulares. Ambos bancos con 8 ale



tas/pulg (3.1 aletas/cm), las aletas de 0.40 pulg (10 mm) de altura, en aproximadamente la misma inclinación transversal y longitudinal ( $S_t/d = 1.05$ ,  $S_l/d = 1.1$ ). Los tubos ovals dan 15% más transferencia de calor y 18% menor caída de presión, que los tubos circulares. La ventaja de comportamiento de los tubos ovals resulta de su baja fuerza de arrastre y de la pequeña región de excitación en el límite de las aletas del tubo. El uso de tubos ovals puede no ser práctico en el diseño del lado del tubo ya que la presión permisible es menor. Se puede permitir altas presiones de diseño usando tubos de aluminio aplanados hechos por un proceso de estrusión. Estos tubos pueden hacerse con aletas pestañadas internas, las cuales fortalecen el tubo y permiten una alta presión de diseño del lado de los tubos.

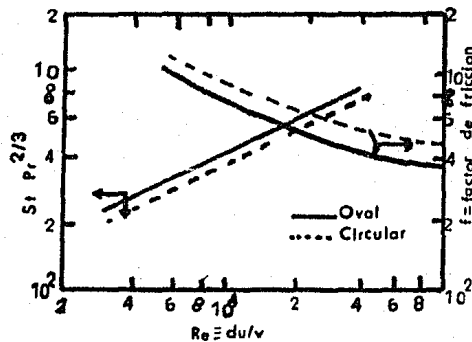


Figura 4.3 Transferencia de calor y fricción características de tubos aleteados teniendo tubos circulares y ovals en un arreglo escalonado.

#### 4.6 Modelos para el diseño de transferencia de calor.

##### 4.6.1 Tubos de aletas hélicas lisas.

Las correlaciones se basan en tubos con una inclinación triangular equilátera, y espaciados con un punto muerto de aleta de 3/16 pulg (4.7 mm), algunos datos adicionales se dan para transferencia de calor a diferentes puntos muertos de aleta y para caídas de presión con un arreglo de tubos en arreglo de triángulo isóceles. Las correlaciones se desarrollaron usando un análisis de regresión múltiple de todos los posibles grupos adimensionales. Los datos de transferencia de calor y caída de presión se correlacionaron con desviaciones estándar de 5.1 y 7.8% respectivamente. Estas correlaciones para mazos de tubos escalonados de seis filas son:

$$\frac{h_o d_r}{k} = 0.134 Re_d^{-0.691} (S/l)^{0.2} Pr^{1/3} (S/t)^{0.11} \quad 4.4$$

$$\frac{\Delta P}{N} \frac{Q}{G_c^2} = 18.93 Re_d^{-0.316} (S_t/d)^{-0.927} (S_t/S_1)^{0.515} \quad 4.5$$

El número de  $Re_d = d_r G_c / \mu$  se define por el diámetro base de la aleta y la velocidad en el área de flujo mínima. Los datos de transferencia de calor para una geometría de tubos con puntos muertos de aleta de 3/16 pulg y de 3,5 pulg (4.7 y 89 mm) se correlacionan bien con la ecuación 4.4. Esto es, el efecto de punto muerto de aleta se determina solo por  $G_c$ . En la ecuación 4.5 el término  $(S_t/S_1)^{0.515}$  se omite para tubos con una inclinación equilátera.

##### 4.6.2 Modelo de Rich.

Rich (13) desarrolló una correlación para espaciamento de aletas, en aletas espirales planas, cuatro líneas por paso.

Usó tubos de 1/2 pulg (12.7 mm) de OD, equilateralmente espaciados a 1.25 pulg (32 mm) del centro. Las aletas y los tubos se hicieron de cobre y metalúrgicamente asegurados para minimizar la resistencia de contacto térmico, con aletas de 0.006 pulg (0.25 mm) de espesor realizadas sobre 8 espirales para cada aleta por pulgada en el rango de 2.9 a 20.6 aletas por pulgada (1-8 aletas/cm). En suma, probó un banco de tubos correspondientes a los tubos desnudos (0 aletas/cm).

Rich propuso que el efecto del espaciamento de aletas puede correlacionarse usando una longitud en el número de Re,  $Re_1 = GcS_1/\mu$  donde  $S_1$  es el espaciamento longitudinal entre las líneas de los tubos. Sus correlaciones son:

$$f_F = 1.70 Re_1^{-0.5} \quad 4.6$$

$$j_H = 0.195 Re_1^{-0.35} \quad 4.7$$

La correlación de transferencia de calor arroja que el coeficiente de transferencia de calor es una función solo de la velocidad ( $Gc$ ) y es independiente del espaciamento de aletas.

La correlación de fricción supone que la caída de presión total es la suma de la fuerza de arrastre sobre un banco de tubos desnudos, y el arrastre causado por las aletas. Esto es,  $f_F$  es el componente de fricción resultante de las aletas cercanas, definido como:

$$f_F = \frac{\Delta P - \Delta P_T}{Gc^2 A_f/2A_c Q} \quad 4.8$$

El término  $\Delta P_T$  es la caída de presión causada por el mazo de tubos que no tienen aletas. La correlación de fricción mostró que  $f_F$  es independiente también del espaciamiento de aletas (para  $n < 14$  aletas/pulg).

En su último estudio Rich usó la misma geometría de intercambiador de 14 aletas/pulg, para determinar el efecto del número de líneas de tubos sobre el factor  $j$ . El efecto de las filas es mayor a un número de Reynolds bajo y es despreciable a número de Reynolds cercanos a 15000 ( $Re_1$ ).

#### 4.6.3 Modelo de McQuiston.

McQuiston (13) mostró la siguiente correlación para medir el efecto de las filas de tubos escalonados sugerido por Rich.

La ecuación 4.9 muestra que el coeficiente de transferencia de calor disminuye aumentando el número de filas de tubos.

$$\frac{j_{\text{Prom.}}}{j_1} = 1 - \left( \frac{1280 N}{Re_1^{-1.2}} \right) \quad 4.9$$

McQuiston desarrolló una correlación para bancos escalonados con cuatro filas de aletas planas. El mostró que

$$j_H = Re_d^{-0.4} (A/A_t)^{-0.15}$$

donde  $A/A_t$  es la relación del área superficial total del lado del aire para área superficial de tubo desnudo. La correlación se basa en el dato de Rich y de McQuiston para aletas en bancos escalonados de tubos de 1/2 pulg (12.7 mm) y de 3/8 pulg (9.5 mm), respectivamente.

#### 4.6.4 Modelo de Kovacs,

La figura 4.4 muestra este diseño hecho con tubos de cobre de 14 X 3 mm y aletas aceradas de 0.15 mm de grueso.

La longitud de la capa límite es de 2 mm.

La figura 4.5 muestra las características de esta superficie con los datos para un diseño de aleta plana continua de 100 mm de profundidad. El diseño de aleta "acanalada" tuvo un  $h_{\text{q}}$  de casi 50% más grande que para el diseño de aleta plana. El uso de las aletas aceradas dió un  $h_{\text{q}}$  pequeño que puede obtenerse con aletas de aluminio.

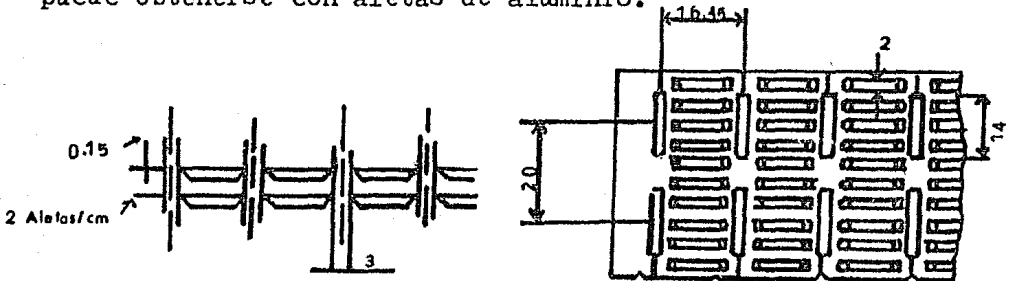


Figura 4.4 Aletas acanaladas, con tubos rectangulares probado por Kovacs.

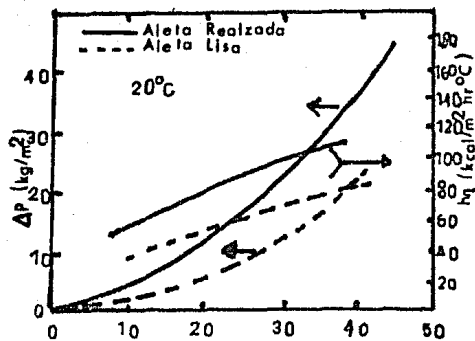


Figura 4.5 Transferencia de calor y caída de presión características sobre aletas planas y acanaladas de la geometría ilustrada en la figura 4.4.

## PROCEDIMIENTO DE DISEÑO.

## 5.1 Introducción.

Muchos parámetros están involucrados en el diseño de inter cambiadores de calor que a primera vista parecen ser un buen intento para obtener una solución analítica, que dan la combinación deseada de características. Debido a este problema, muchos diseñadores emplean relaciones empíricas con una buena aproximación que depende de su juicio y experiencia para converger en un nuevo diseño extrapolándolos con unidades probadas. A continuación se realiza un bosquejo de dichos parámetros.

## 5.2 Descripción de parámetros.

La conductancia unitaria es el recíproco de la resistencia unitaria  $L/k$ , en lugar del recíproco de la resistencia para la superficie total  $L/kA$ . En otras palabras, es la con ductancia por pie cuadrado de superficie de flujo de calor en lugar de la conductancia de la superficie total. La resistencia unitaria tiene las dimensiones de  $(h)(\text{pie}^2)(^{\circ}\text{F})/\text{BTU}$ . El recíproco de la resistencia unitaria,  $h_a$ , tiene las dimensiones de  $\text{BTU}/(^{\circ}\text{F})(h)(\text{pie}^2)$  y muchas veces se designa como coeficiente superficial de transferencia de calor (coeficientes individuales de película ó simplemente coeficientes de película).

Supóngase que se dispone de un aparato experimental de diá metro y longitud conocidas y a través del cual se podría cir

cular líquido a varios gastos medibles. Supongase además, que se equipa con aditamentos especiales para permitir la medición de las temperaturas del líquido de entrada y salida, así como la temperatura de la pared del tubo. El calor absorbido por el líquido al fluir a través del tubo será el mismo con el calor que pase hacia el tubo en dirección perpendicular a su eje longitudinal:

$$Q = w c (t_2 - t_1) = h_i A_i \Delta t_i \quad 5.1$$

De los valores observados experimentalmente y del cálculo de  $\Delta t_i$  como se indica en la ecuación 5.1,  $h_i$  puede calcularse de

$$h_i = \frac{w c (t_2 - t_1)}{A_i \Delta t_i} \quad 5.2$$

El problema en la industria comparado con el experimento, no es determinar  $h_i$  sino aplicar valores experimentales de  $h_i$  para obtener  $A_i$ , la superficie de transferencia de calor.

Lo importante en los usos industriales es determinar cuánta superficie de transferencia de calor se requerirá para cumplir con las condiciones de proceso.

En el caso de dos tubos concéntricos, siendo el interior muy delgado, las resistencias encontradas, son la resistencia de la pared del tubo,  $L_m/k_m$ , y la resistencia de la película del fluido en el anillo, puesto que  $Q = \Delta t / \Sigma R$  como antes,

$$\Sigma R = \frac{1}{h_i} + \frac{L_m}{k_m} + \frac{1}{h_o} \quad 5.3$$

donde  $\Sigma R$  es la resistencia total. Es costumbre sustituir  $1/U$  por  $\Sigma R$  donde  $U$  se llama coeficiente de transferencia de

de calor total.

Para una tubería con pared gruesa la ecuación 5.3 se transforma en:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i (A_i/A)} + \frac{2.3 D_o}{2 k_m} \log \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o} = \frac{1}{h_i (D_i/D_o)} + \frac{2.3 D_o}{2 k_m} \log \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o} \quad 5.4$$

La forma integrada de la ecuación general de Fourier para el estado estable puede escribirse

$$Q = U A \Delta t \quad 5.5$$

Usando la simplificación de que la resistencia de la pared del tubo delgado es despreciable la ecuación 5.4 se transforma en:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_i (A_i/A_o)} + \frac{1}{h_o} \quad 5.6$$

Del mismo modo como  $h_i$  se obtuvo de  $h_i = Q/A_i \Delta t$ , así  $U$  puede ser obtenido de  $U = Q/A \Delta t$  usando temperaturas de proceso solamente. En experimentos que involucran transferencia de calor sensible entre dos fluidos, se pueden usar las ecuaciones 5.4 y 5.6 para obtener cualesquiera de los coeficientes individuales de película, a partir del coeficiente total  $U$ .

La ecuación 5.5 tiene valor particular en el diseño, cuando los coeficientes de película individuales pueden ser calculados y  $U$  puede ser obtenido de acuerdo con ellos. Cuando existe una diferencia significativa entre ellos, el coeficiente menor es el coeficiente de película controlante.



La ecuación 5.5 puede reescribirse como:

$$Q = U A (\text{MLTD}) \quad 5.7$$

$$\text{donde MLTD} = \Delta t = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln t_2/t_1} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln(T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)} \quad 5.8$$

la cual es la media logarítmica de la diferencia de temperaturas.

Cuando a las superficies ordinarias de transferencia de calor se les añaden piezas adicionales de metal, éstas últimas extienden la superficie disponible para transferencia de calor. Mientras que las superficies extendidas aumentan la transferencia total de calor, su influencia como superficie se trata de una manera diferente que la simple conducción y convección.

Considere un intercambiador convencional de doble tubo cuya sección transversal se muestra en la figura 5.1.

Suponga que el fluido caliente fluye en el ánulo y el fluido frío en el tubo interior, ambos en flujo turbulento, y que las temperaturas efectivas sobre la sección transversal son  $T_c$  y  $t_c$  respectivamente. El calor transferido puede calcularse a partir de la superficie del tubo interior, el coeficiente del ánulo y la diferencia de temperaturas  $T_c - t_w$ , donde  $t_w$  es la temperatura de la superficie exterior del tubo interior; luego suponga que al tubo interior se le sueldan aletas de metal como se muestra en la figura 5.1b.

Puesto que las aletas de metal se fijan a la superficie del tubo liso frío, sirven para transferir calor adicional del fluido caliente al tubo interior. La superficie total disponible para la transferencia de calor no corresponde ya a



Figura 5.1 Tubo ordinario y tubo aleteado.

la circunferencia exterior del tubo interior, sino que esta aumentada por la superficie adicional en los lados de las aletas. Si las aletas de metal no reducen el coeficiente de transferencia de calor convencional en el ánulo por cambio apreciable en las líneas de flujo, se transferirá más calor al fluido en el ánulo, del fluido en el tubo interior.

Refiriéndonos de nuevo a la figura 5.1b, hay una diferencia de temperaturas  $T_c - t_f$  entre el fluido del ánulo y la aleta, por tanto el calor que fluye por la aleta será conducido por ella hacia el tubo interior.

Se encontrará que hay dos principios de transferencia de calor fundamentalmente que están involucrados en las correlaciones de las aletas: (1) determinar la geometría y la conductividad de la aleta y la naturaleza de la variación de la temperatura, y (2) determinar el coeficiente de transferencia de calor para la combinación de aleta y superficie estándar ó no extendida.

La aleta más simple tanto desde el punto de vista de su

manufactura como de su tratamiento matemático, es la aleta longitudinal de espesor uniforme. Para la derivación de sus características es necesario hacer algunas suposiciones:

- 1.- El flujo de calor y la distribución de temperatura a través de la aleta es independiente del tiempo; por ejemplo, el flujo de calor es continuo.
- 2.- El material de la aleta es homogéneo e isotrópico.
- 3.- No hay fuentes de calor en la aleta en sí.
- 4.- El flujo de calor a/o de la superficie de la aleta en cualquier punto es directamente proporcional a la diferencia de temperaturas entre la superficie de ese punto y la del fluido que la rodea.
- 5.- La conductividad térmica de la aleta es constante.
- 6.- El coeficiente de transferencia térmico es el mismo en toda la superficie de la aleta.
- 7.- La temperatura del fluido que rodea la aleta es uniforme.
- 8.- La temperatura de la base de la aleta es uniforme.
- 9.- El grueso de la aleta es tan pequeño comparado con su altura que los gradientes de temperatura a través de su espesor pueden despreciarse.
- 10.- El calor transferido a través de la arista exterior de la aleta es despreciable comparado con el que pasa a la aleta a través de sus lados.
- 11.- La junta entre las aletas y el tubo se supone que no ofrece resistencia.

Así se obtiene una ecuación que da directamente el coeficiente de transferencia de calor en el interior de un tubo de superficie extendida que es equivalente al valor  $h_f$  en la

superficie exterior del tubo.

$$h_{fi} = (\eta A_f + A_o) \frac{h_f}{A_i} \quad 5.9$$

donde  $\eta$  eficiencia de la aleta.

$$\eta = \frac{h_b}{h_f} \quad 5.10$$

$h_b$  se define como el valor de  $h_f$  en la superficie de la aleta cuando se refiere al área de su base.

$A_f$  = superficie de la aleta.

$A_o$  = superficie lisa del tubo.

$A_i$  = superficie interna total.

La adición de las aletas a la parte exterior de los tubos interiores de los intercambiadores de doble tubo, generalmente, reduce el valor del coeficiente en el ánulo debido a que regulariza el flujo del fluido en la parte exterior del tubo ó tubería. Los datos obtenidos para las superficies de tubos lisos no pueden usarse para el cálculo de intercambiadores de doble tubo de superficie extendida. Mientras que experimentalmente puede determinarse la ecuación que relaciona  $h_f$  con las variables de flujo y propiedades del fluido, esta correlación no se puede utilizar para las superficies extendidas. Para tal efecto, se utiliza un intercambiador de doble tubo de superficie extendida; se pasa el fluido a través del ánulo y se calienta mediante la condensación de vapor de agua, cuyo coeficiente es muy alto comparado con el coeficiente del ánulo.

Para experimentos de enfriamiento el medio usual es el agua. Se toman lecturas de los cambios de temperaturas de a ceite, vapor de agua ó agua, y del flujo del fluido.. La su perficie  $A_i$  se conoce a partir del diámetro interior y la longitud del tubo interior, la carga térmica, la MLTD, y  $U_i$ , el coeficiente total limpio, que también pueden calcularse. El coeficiente de película  $h_{fi}$  para el ánulo puede entonces determinarse de la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{fi}} \quad 5.11$$

El valor de  $h_{fi}$  así obtenido representa el  $h_f$  para el tubo liso y aleteado ya combinado y balanceado (figura 5.2).

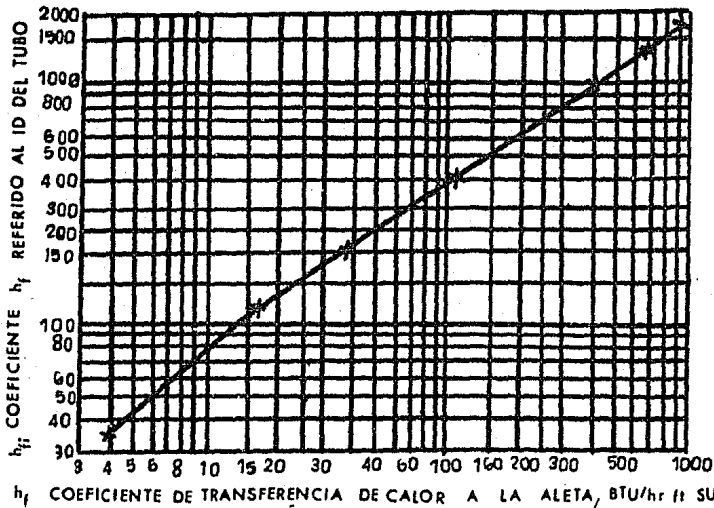


Figura 5.2 Curva de eficiencia balanceada de aletas longitudinales.

Para generalizar los datos experimentales y hacerlos aplicables a otras aletas y otros arreglos de tubos que para los que han sido probados, el valor  $h_{fi}$  debe transferirse del diámetro interior del tubo interior al ánulo. En el ánulo el coeficiente debe resolverse entre la aleta y la superficie lisa del tubo, convirtiendo  $h_{fi}$  a  $h_f$  y graficando un factor de transferencia de calor  $j_f$ , que incluye el valor promedio de  $h_f$  para ambos tipos de superficies.

El diámetro equivalente  $D'e$  para caída de presión difiere de  $D_e$  para transferencia de calor, debido a la inclusión del perímetro del tubo exterior en el cálculo del perímetro húmedo. Ambos diámetros equivalentes se calculan para intercambiadores de doble tubo usando cuatro veces el radio hidráulico.

$$D_e = 4r_h = \frac{4(\text{área de flujo})}{\text{perímetro húmedo}} = \frac{4\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4\pi D_1} = \frac{D_2^2 - D_1^2}{D_1} \quad 5.12$$

$$D'e = \frac{4(\text{área de flujo})}{\text{perímetro húmedo de fricción}} = \frac{4\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4\pi(D_2 - D_1)} = D_2 - D_1 \quad 5.13$$

Esta solución puede hacerse comparable a los datos de los fabricantes, multiplicando la superficie interna por la razón  $(A_f + A_o)/A_i$  y dividiendo el coeficiente total  $U_{Di}$  por ésta razón.

Se consideran longitudes usuales de tubo: 12, 15, 20 y 24 pies, para este tipo de intercambiadores. También se permiten longitudes mayores, ya que las aletas del tubo interior descansan en el tubo exterior y no se doblan.

Cuando los aparatos de transferencia de calor han estado en servicio por algún tiempo, sin embargo, aparecen incrustaciones y basura en la parte interior y exterior de las tuberías añadiendo dos restricciones más de las que fueron incluidas en el cálculo de  $U$ , y la cantidad requerida de calor ya no se transfiere por la superficie original  $A$ ;  $T_2$  aumenta y  $t_2$  disminuye, respecto a las temperaturas de salida deseadas, aun cuando  $h_i$  y  $h_o$  se mantienen sustancialmente constantes. Para obviar esta eventualidad, es costumbre diseñar el equipo anticipando el efecto de incrustaciones, introduciendo una resistencia  $R_d$  llamada factor de obstrucción (ver apéndice). Supongase  $R_{di}$  el factor de obstrucción para el fluido del tubo interior a su diámetro interior, y  $R_{do}$  el factor de obstrucción para el fluido del anillo en el diámetro exterior del tubo interior. Estos factores pueden ser considerados muy delgados para lodos, pero apreciablemente gruesos para incrustaciones, que tiene conductividad térmica mayor que la de los lodos.

El valor de  $U$  obtenido a partir de  $1/h_{i0}$  y  $1/h_{o0}$  puede considerarse como coeficiente total limpio designado por  $U$  para mostrar que los lodos ó basura no se han tomado en cuenta. El coeficiente que incluye la resistencia de lodos se llama de diseño ó coeficiente total de lodos  $U_D$ . El valor de  $A$  correspondiente a  $U_D$  en lugar de  $U_c$ , proporciona las bases sobre las cuales el equipo debe ser fabricado en última instancia. La correlación entre los dos coeficientes totales  $U_c$  y  $U_D$  es:

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_c} + R_{di} + R_{do} \quad 5.14$$

### 5.3 Secuencia de cálculo de intercambiadores de calor de doble tubo aleteados.

Condiciones de proceso requeridas:

Fluido caliente:  $T_1, T_2, W, c, s \text{ ó } \rho, \mu, k, \Delta P_{\text{máx}}, R_{\text{do}} \text{ ó } R_{\text{di}}$ .

Fluido frío:  $t_1, t_2, w, c, s \text{ ó } \rho, \mu, k, \Delta P_{\text{máx}}, R_{\text{di}}, \text{ ó } R_{\text{do}}$ .

Los diámetros de la tubería deben darse ó suponerse. Un orden de cálculo conveniente es el siguiente:

- De  $T_1, T_2, t_1, t_2$  compruebe el balance de calor usando  $cp$  a  $T_{\text{prom}}$  y  $t_{\text{prom}}$ .

$$Q = W C (T_1 - T_2) = w c (t_2 - t_1) \quad 5.1$$

Las pérdidas por radiación de los intercambiadores usualmente son insignificantes comparadas con la carga térmica transferida en ellos.

- $\Delta t$ : Suponga contracorriente verdadera para el primer intento.

$$\Delta t = \text{MLTD} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad 5.8$$

A menos que la caída de presión en cualesquiera de las corrientes sea excesiva, no será necesario considerar arreglos en serie ó en paralelo.

- Determinación de los coeficientes de transferencia de calor.

Para flujo laminar con temperatura de pared constante:

$$\text{Nu}_L = 1.86 \left( \text{Re Pr} \frac{D}{L} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_0} \right)^{0.14} \quad 5.15$$

Para fluido en flujo turbulento; donde las propiedades



del fluido se evaluaron a las temperaturas de la corriente principal.

$$h = 0.023 \left( \frac{c_p^{0.4} k^{0.6}}{\mu^{0.4}} \right) \left( \frac{G^{0.8}}{D^{0.2}} \right)$$

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.023 \left( \frac{c_p \mu}{k} \right)^{0.4} \left( \frac{DG}{\mu} \right)^{0.8} \quad 5.16$$

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^n$$

donde:

$n = 0.3$  si el fluido es enfriado.

$= 0.4$  si el fluido es calentado.

todas las propiedades del fluido se evaluaron a la temperatura promedio.

$$Re > 10^4$$

$$0.7 < Pr < 100$$

$$L/D > 60$$

Una correlación similar fue sugerida por Colburn, quien usó más el número de Stanton que el de Nusselt y un exponente constante sobre el número de Prandtl,

$$St = 0.023 Re_D^{-0.2} Pr^{-2/3} \quad 5.17$$

donde St se evalúa a la temperatura media promedio del fluido

$Re_D$  y Pr se evalúan a la temperatura de película media.

$$Re_D > 10^4$$

$$0.7 < Pr < 160$$

$$L/D > 60$$

Otra expresión que usa la correlación por viscosidad para aprovechar una expresión la cual se aplica a un rango mucho mayor del número de Pr,

$$St = 0.023 Re_D^{-0.2} Pr^{-2/3} \left( \frac{\mu_m}{\mu_o} \right)^{0.14}$$

donde todas las propiedades del fluido se evaluaron a la temperatura media promedio excepto  $\mu_o$ , la cual se evaluó a  $T_o$

$$Re_D > 10^4$$

$$0.7 < Pr < 17000$$

$$L/D > 60$$

También se graficaron los datos de diferentes investigadores de  $Nu_D$  contra  $Re_D$ . Encontrándose una excelente correlación expresada empíricamente como:

$$Nu_D = B Re^n \quad 5.18$$

con valores para las constantes B, n dados en la tabla 5.1

Tabla 5.1

$Re_D$	B	n
0.4-4	0.891	0.330
4-40	0.821	0.385
40-4000	0.615	0.466
4000-40000	0.174	0.618
40000-400000	0.0239	0.805

En el apéndice se muestra la figura de flujo laminar con  $1 < Re < 1000$ . Los parámetros graficados incluyen propiedades del fluido, con la excepción de  $\mu_o$ , evaluadas a la tempe

ratura del fluido media promedio;  $\mu_w$  es la viscosidad a la temperatura promedio de la pared. El parámetro de longitud  $D_{eq}$ , usado para calcular el número de Reynolds, es un diámetro equivalente del mazo de tubos definido como:

$$D_{eq} = \frac{4 (S_1 S_t - \pi D^2/4)}{\pi D} \quad 5.19$$

donde  $S_1$  es la distancia de centro a centro entre tubos en la dirección de flujo,  $S_t$  es la distancia de centro a centro entre flujo normal de tubos, y  $D$  es el OD del tubo.

- Coeficiente de transferencia de calor en tubos verticales en condensación.

$$\begin{aligned} h_m &= 0.943 \left( \frac{k^3 \rho^2 g \Delta H_v}{L \mu \Delta T} \right)^{1/4} \\ &= 1.47 \left( \frac{\pi D_o k^3 \rho^2 g}{4 W \mu} \right)^{1/3} \end{aligned} \quad 5.20$$

Para  $4 W/\pi D_o \mu < 2000$

La relación correspondientes para la condensación de vapor sobre la superficie exterior de los tubos en bancos horizontales es:

$$h_m = 0.725 \left( \frac{k^3 \rho^2 g \Delta H_v}{N D_o \mu \Delta t} \right)^{1/4} = 0.95 \left( \frac{L k^3 \rho^2 g}{W \mu} \right)^{1/3} \quad 5.21$$

para  $2 W/L \mu < 2000$ , donde:

$D_o$  = diámetro exterior del tubo, pies.

$L$  = longitud del tubo, pies.

$\Delta H_v$  = calor latente de condensado, BTU/lb.

$N$  = número de filas de tubos en el plano vertical.

$\Delta t$  = diferencia de temperatura entre la pared del tubo y el vapor saturado, °F.

W = velocidad de flujo másico de condensado para el punto más bajo por banco vertical de tubos, lb/hr.

-  $T_c$  y  $t_c$ : si el líquido no es una fracción del petróleo ó un hidrocarburo, la temperatura calórica puede ser determinada por:

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2)$$

$$t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1)$$

En lugar de esto, el cálculo de  $U_c$  debe efectuarse en las terminales fría y caliente suponiendo  $U_h$  y  $U_c$  de los cuales uno puede obtener  $K_c$  (ver gráfica de  $F_c$  y  $K_c$  en el apéndice).

$$F_c = \frac{(1/K_c) + r/(r-1)}{1 + \frac{\ln(K_c + 1)}{\ln r}} - \frac{1}{K_c} \quad 5.22$$

$$K_c = \frac{U_2 - U_1}{U_1} = \frac{U_h - U_c}{U_c} \quad 5.23$$

donde h y c se refieren a las terminales caliente y fría respectivamente. Si ninguno de los líquidos es muy viscoso en la terminal fría, digamos no más de 1.0 centipoise, si el rango de temperaturas no excede de 50 a 100°F, y si la diferencia de temperaturas es menor de 50°F, se puede usar el medio aritmético de  $T_1$  y  $T_2$ , y  $t_1$  y  $t_2$  en lugar de  $T_c$  y  $t_c$  para evaluar las propiedades físicas. Para flujo no viscoso  $\phi = (\mu/\mu_w)^{0.14}$  puede tomarse como 1.0. Donde  $\mu$  es la viscosidad a la temperatura calórica y  $\mu_w$  es la viscosidad a la temperatura de la pared del tubo  $t_w$ .

Tubo interior.

-Área de flujo, pie.

$$a_p = \pi D^2/4; \quad D = DI$$

-Velocidad de masa, lb/(hr)(pie<sup>2</sup>).

$$G_p = w/a_p$$

$$V = G_p/3600 \text{ } \epsilon, \text{ pie/seg.}$$

-Obtener  $\mu$  a  $T_c$  ó  $t_c$  dependiendo de lo que fluya en el tubo interior  $\mu$ , lb/pie hr = centipoise X 2.42.

De D pies,  $G_p$  lb/hr pie<sup>2</sup>,  $\mu$  lb/pie hr, obténgase el número de Reynolds.

$$Re_p = D G_p/\mu$$

-Obténgase  $j_H$  de la ecuación 4.7.

-De  $c$  BTU/lb °F,  $\mu$  lb/pie hr,  $k$  BTU/hr pie<sup>2</sup> °F/pie todos obtenidos a  $T_c$  ó  $t_c$  calcular  $(c\mu/k)^{1/3}$ .

-Para obtener  $h_i$  multiplicar  $j_H$  por  $(k/D)(c\mu/k)^{1/3}(\phi=1.0)$  ó

$$\left(\frac{h_i D}{k}\right) \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{-1/3} \left(\frac{\mu}{w}\right)^{-0.14} \left(\frac{k}{D}\right) \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \times 1.0 = h_i \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

-Convertir  $h_i$  a  $h_{i0}$ ;  $h_{i0} = h_i (A/A_i) = h_i \times (DI/DE)$

Anulo.

-Área de flujo,  $a_a = \pi(D_2^2 - D_1^2)/4$  pie<sup>2</sup> -  $n(\text{aletas})(BWG)(\text{altura})$

Sección transversal de la aleta X BWG, x pulg. de altura

$$De' = \frac{4 \times \text{área de flujo}}{\text{perímetro húmedo de fricción}} = \frac{4\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4\pi(D_2 - D_1)} = D_2 - D_1$$

-Velocidad de masa  $G_a = w/a_a$ , lb/hr pie<sup>2</sup>.

-Obtenga  $\mu$  a  $T_c$  ó  $t_c$ . De De pies,  $G_a$ ,  $\mu$  obtener Re.

$$Re_a = De Ga/\mu$$

- Obtener  $j_f$  de la ecuación 4.9

- De  $c, \mu$  y  $k$  todos obtenidos a  $T_c$  ó  $t_c$  obtener  $(c\mu/k)^{1/3}$ .

- Para obtener  $h_o$  multiplique  $j_f$  por  $(k/De)(c\mu/k)^{1/3} (\phi=1.0)$

$$\left(\frac{h_o D_e}{k}\right) \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{-1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14} \left(\frac{k}{De}\right) \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \times 1.0 = h_o \text{ BTU/hr pie}^{20} \text{F}$$

### Coefficientes totales.

- Calcular  $U_c = h_{i0} + h_o / (h_{i0} + h_o)$ , BTU/hr pie<sup>2</sup> °F

De ecuación 5.14

- Cálculo de  $t_w$

- Suponga  $T_c - t_w = x$

$$T_c - x = t_{fw}$$

- A  $t_{fw}$  obtenga  $\mu_{fw}$

$$\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_{fw}}\right)^{0.14}$$

-  $h_f = \frac{h_f}{\phi} \times \phi_a$

- Con  $R_{do}, R_f$  calcule  $h_f'$  de  $R_f = \frac{1}{h_f}$

$$\frac{1}{h_f'} = R_f + R_{do}$$

- Con  $h_f$  obtenga  $h_{fi}'$

- Con  $h_{fi}' = \frac{h_f' (A_{fi}' + A_o)}{A_i}$

- Obtener  $h_i$  para el fluido en el tubo de cualquier dato apropiado para el lado del tubo haciendo uso de  $\phi = (\mu/\mu_{fw})^{0.14}$  en lugar de  $(\mu/\mu_w)^{0.14}$ , y combine con el factor de obstrucción del lado del tubo,  $R_{di}$ ,  $R_i = 1/h_i$ , y si  $h'_i$  es el valor de  $h_i$  en la pared del tubo,

$$\frac{1}{h'_i} = R_i + R_{di}$$

- De  $h'_i$  y  $h'_{fi}$  obtener  $U_{Di}$ , el coeficiente total de diseño corregido basado en el diámetro interno del tubo

$$\frac{1}{U_{Di}} = \frac{1}{h'_{fi}} + \frac{1}{h'_i}$$

- Obtenga el flujo térmico para la superficie real.

$$\frac{Q}{A_i} = U_{Di} \Delta t$$

\* Para obtener el verdadero flujo de calor, la carga térmica debe ser dividida por la superficie real de transferencia de calor.

$$A_i = Q/U_{Di} \Delta t$$

- Comprobación de  $t_w$ .

$$\text{a) Película del ánulo: } \Delta t_f = \frac{Q/A_i}{h''_{fi}} \quad 5.24$$

b) Anulo obstruido, corregido al diámetro exterior:

$$\Delta t_{do} = \left( \frac{Q}{A_i} \right) R_{do} \frac{A_i}{A_f + A_o} \quad 5.25$$

c) Aleta y tubo metálica:

$$\Delta t_{\text{metal}} = \left( \frac{Q}{A_i} \right) R_{\text{metal}} \quad 5.26$$

d) Obstrucción del tubo:

$$\Delta t_{di} = \left( \frac{Q}{A_i} \right) R_{di} \quad 5.27$$

e) Película del tubo:

$$\Delta t_i = \frac{Q/A_i}{h_i} \quad 5.28$$

### Determinación de las caídas de presión.

Esto requiere el conocimiento de la longitud de la trayectoria total que satisface los requerimientos de transferencia de calor.

$$\Delta P = f_d \left( \frac{\rho v^2}{2g} \right) \left( \frac{L}{D} \right) \quad 5.29$$

- Factor de fricción.

$$f_d = \frac{64}{Re} \text{ para pasajes circulares a régimen laminar.}$$

- Región turbulenta por ecuación 4.6, 4.8 ó gráficas del apéndice.

$$f_d = 0.2 Re^{-0.2}$$



## NOMENCLATURA

- A Superficie total exterior de transferencia de calor, pies<sup>2</sup>.
- $A_f$  Superficie de aletas delgadas (ambos lados), pies<sup>2</sup>.
- $A_i, A_o$  Superficie interior de los tubos, y superficies de los tubos lisos en lado exterior de un tubo aleteado, pies<sup>2</sup>.
- $a_t$  Area de flujo/tubo, pulg<sup>2</sup>.
- $a_x$  Area de la sección transversal de una aleta a ángulos rectos al flujo de calor, pies<sup>2</sup>.
- b Longitud de la aleta desde la arista exterior hasta la base, pies.
- C Calor específico de los fluidos calientes en las derivaciones, BTU/lb °F.
- c Calor específico del fluido frío, BTU/lb °F.
- D Diámetro interior de tubos ó tuberías, pies.
- d Diámetro interior de tubos, pulg.
- $d_o$  OD del tubo, pulg.
- $d_i$  ID del tubo, pies.
- f Factor de fricción.
- $F_c$  Fracción de temperatura calórica.
- $F_G$  Factor geométrico.
- $F_\epsilon$  Factor de emisividad.
- h Coeficiente de transferencia de calor,  $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ .
- K Conductancia del lado del aire,  $W/m \text{ } ^\circ C$ , BTU/hr ft °F.
- $K_c$  Factor de temperatura calórica.

k	Conductancia térmica, $W/m^{\circ}C$ , BTU/hr ft $^{\circ}F$ .
$Q$	Longitud de tubos entre baffles, pies.
L	Longitud del mazo de tubos, pies.
n	Número total de tubo.
MLTD	Diferencia de temperatura media logarítmica.
P	Caída de presión, lb/pulg <sup>2</sup> .
Q	Carga de calor.
$R_{di}, R_{do}$	Factor de obstrucción fuera del lado del tubo y en la parte interior de él, ft <sup>2</sup> hr $^{\circ}F/BTU$ .
$S_l$	Espaciamiento de tubos en la dirección del flujo.
$S_t$	Espaciamiento de tubos normal al flujo.
s	Gravedad específica.
$T_c, t_c$	Temperatura calórica del fluido caliente y frío, $^{\circ}F$ .
$t_w, t'_{fw}$	Temperatura de la pared del tubo, temperatura de la pared en los tubos aleteados, $^{\circ}F$ .
$t_f$	Temperatura de la aleta limpia, $^{\circ}F$ .
U	Coefficiente de transferencia de calor total.

#### Simbolos griegos:

$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann, $5.669 \times 10^{-8} W/m^2 \text{ } ^{\circ}K^4$ .
$\eta$	Eficiencia de aleta.
$\pi$	Constante pi.
$\epsilon$	Emisividad.
$\rho$	Densidad.
$\mu$	Viscosidad.

#### Números adimensionales:

Nu      Número de Nusselt       $Nu = hD/k$

Pr	Número de Prandtl	$Pr = c \mu / k.$
Re	Número de Reynolds	$Re = DG / \mu, Du \rho / \mu.$
St	Número de Stanton	$St = h / cG.$
jH	Transferencia de calor	$Nu / Pr$ y $Nu / Pr^{1/3}$

TABLA 1.

Conductividad térmica de varios materiales a 0°C.

Material	Conductividad térmica	
	W/m °C	BTU/hr ft °F
Metales:		
Plata pura	410	237
Cobre puro	385	223
Aluminio puro	202	117
Niquel puro	93	54
Hierro puro	73	42
Acero al carbón	43	25
Plomo puro	35	20.3
Acero inoxidable	16.3	9.4
Sólidos No.metálicos:		
Guarzo	41.6	24
Magnesita	4.15	2.4
Mármol	2.08-2.94	1.2-1.7
Arsenita	1.83	1.06
Vidrio	0.78	0.45
Madera	0.17	0.096
Serrín	0.059	0.034
Tela de vidrio	0.038	0.022

TABLA 1. Continuación.

## Líquidos:

Mercurio	8.2	4.74
Agua	0.556	0.327
Amonia	0.540	0.312
Aceite lubricante	0.147	0.085
Freon 12	0.073	0.042

## Gases:

Hidrógeno	0.175	0.101
Helio	0.141	0.081
Aire	0.024	0.0139
Vapor de agua	0.0206	0.0119
Dióxido de carbono	0.0146	0.00844

TABLA 2

Emisividad normal total de varias superficies. A Metales.

Superficie	t, °F	Emisividad
Aluminio	73	0.040
Cobre	242	0.023
Cromo	100-1000	0.08-0.26
Estaño	76	0.043-0.064
Hierro	70	0.736
Acero	2910-3270	0.28
Latón	100-600	0.096
Mercurio	32-212	0.09-0.12
Molibdeno	1340-4700	0.096-0.292
Niquel	368-1844	0.096-0.186
Oro	440-1160	0.018-0.035
Plata	100-700	0.0221-0.0312
Platino	440-1160	0.054-0.104
Plomo	260-440	0.057-0.075
Zinc	440-620	0.045-0.053

B. Refractarios, materiales de construcción y varios.

Aceite	68	0.045
Agua	32-212	0.95-0.963
Asbesto	74	0.96
Carbón	260-1160	0.81-0.79
Cuarzo	70	0.932

TABLA 2. Continuación.

Superficie	t, °F	Emisividad
Esmalte	66	0.897
Estuco	50-190	0.91
Hule	74	0.945
Ladrillo	70	0.93
Mármol	72	0.931
Refractarios	1110-1830	0.65-0.90
Impermeabilizante	69	0.91
Pinturas	300-600	0.35
Porcelana	72	0.924
Roble	70	0.895
Vidrio	72	0.937
Yeso	70	0.903

TABLA 3.

Valores de  $F_G$  y  $F_E$

	$F_G$	$F_E$
(a) La superficie $A_1$ es pequeña comparada con la superficie envolvente $A_2$ .	1	$\epsilon_1$
(b) Superficies $A_1$ y $A_2$ de discos paralelos, cuadrados, rectangulares.	Fig. 1	$\epsilon_1 \epsilon_2''$
(c) Superficie $dA_1$ y superficie rectangular paralela a $A_2$ con una esquina del rectángulo sobre $dA_1$	Fig. 2	$\epsilon_1 \epsilon_2$
(d) Superficies $A_1$ ó $A_2$ rectángulos perpendiculares teniendo un lado común.	Fig. 3	$\epsilon_1 \epsilon_2$
(e) Superficies $A_1$ y $A_2$ de planos paralelos infinitos ó superficies $A_1$ de un cuerpo completamente encerrado que es pequeño comparado con $A_2$ .	1	$\frac{1}{\left(\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2}\right) - 1}$
(f) Esferas concéntricas con cilindros concéntricos infinitos con superficies $A_1$ y $A_2$ .	1	$\frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1\right)}$



Figura 1. Radiación entre planos paralelos.

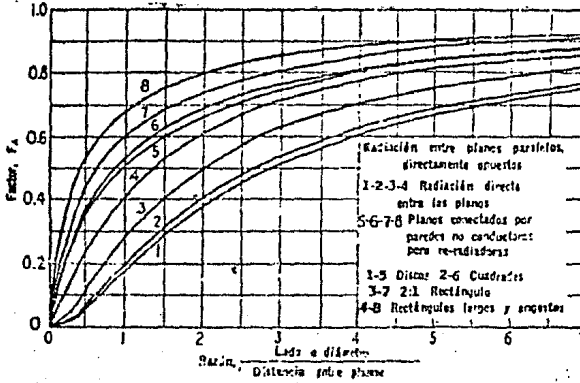


Figura 2. Radiación entre un elemento y un plano paralelo.

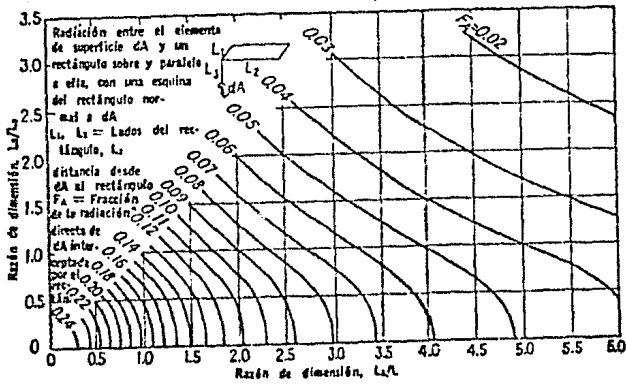


Figura 3. Radiación entre planos perpendiculares,

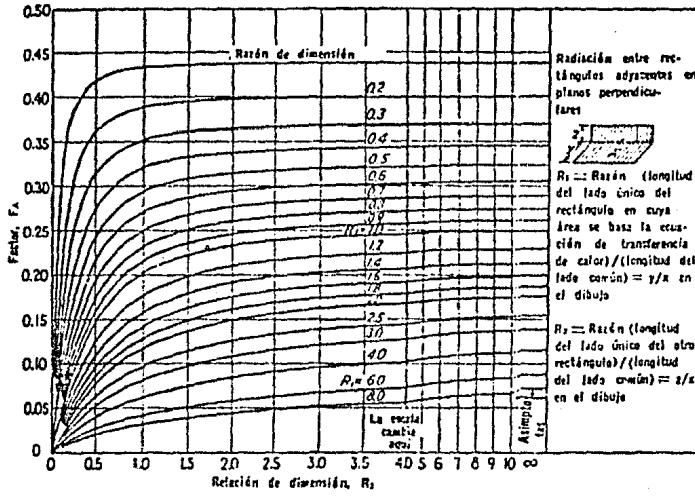




Figura 5. Curva de transferencia de calor del lado de los tubos.

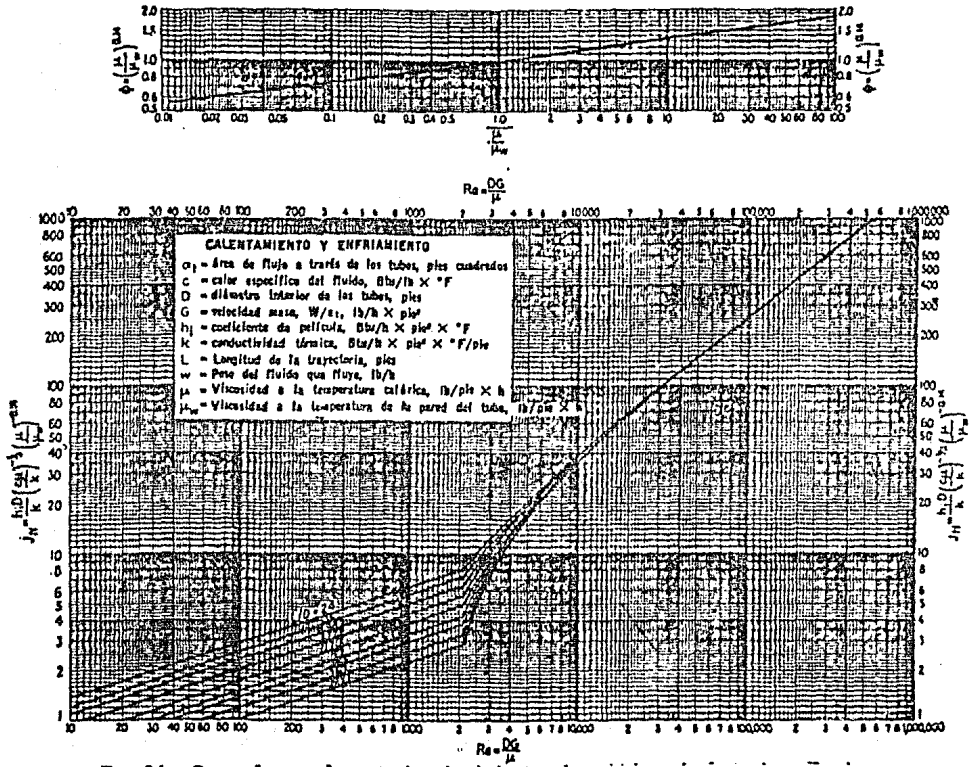


Figura 6. Curva de transferencia de calor de agua del lado de los tubos.

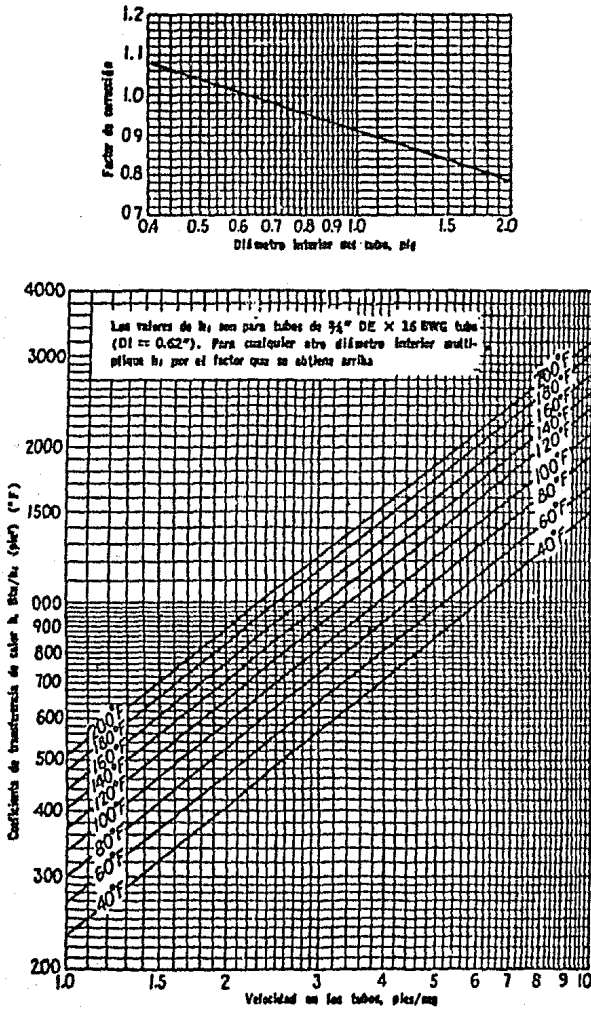


Figura 7. Curva de transferencia de calor del lado de la coraza.

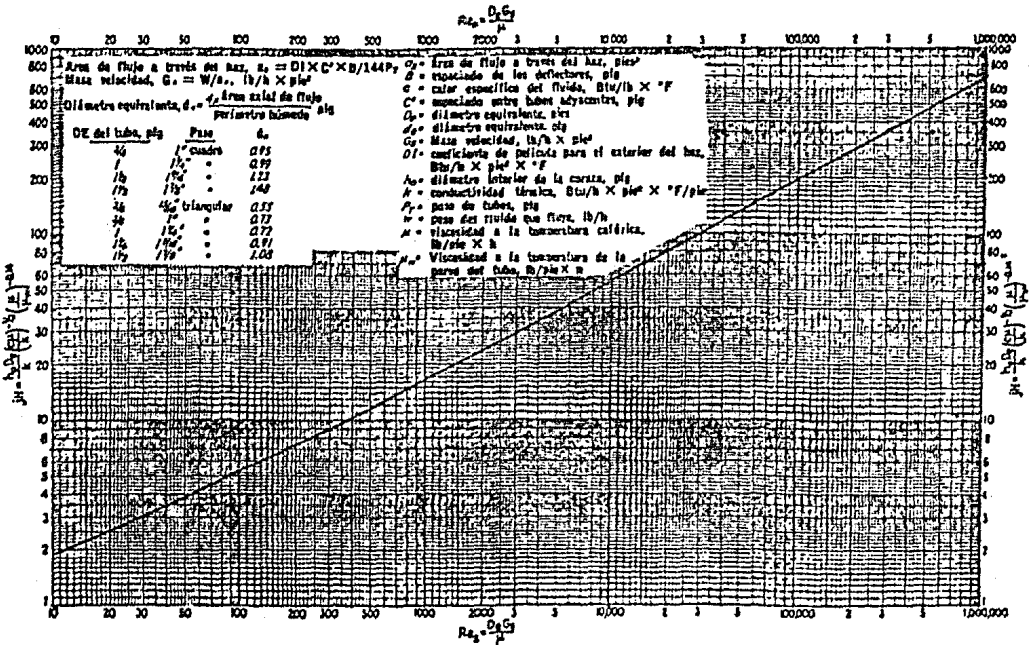


Figura 8. Factor de fricción del lado de la coraza.

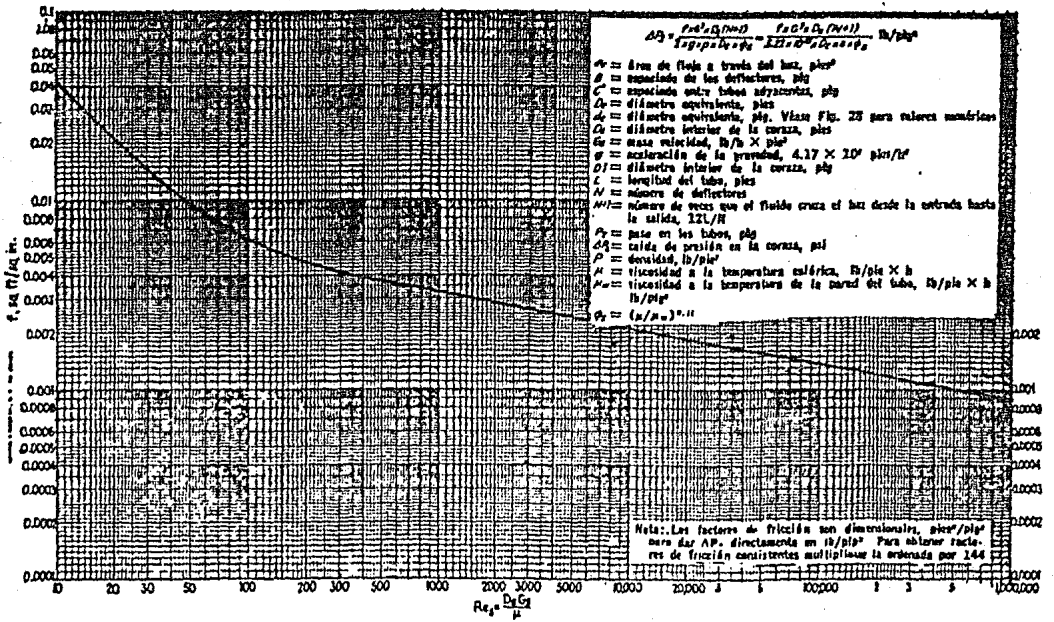






TABLA 4. Valores aproximados de los coeficientes totales para diseño. Los valores incluyen un factor de obstrucción total de 0.003 y caída de presión permisible de 5 a 10 lb/pulg<sup>2</sup> en la corriente que controle.

## Enfriadores

Fluido caliente	Fluido frío	$U_D$ total
Agua	Agua	250-500*
Metanol	Agua	250-500*
Amoniaco	Agua	250-500*
Soluciones acuosas	Agua	250-500*
Sustancias orgánicas ligeras <sup>1</sup>	Agua	75-150
Sustancias orgánicas medias <sup>2</sup>	Agua	50-125
Sustancias orgánicas pesadas <sup>3</sup>	Agua	5-75
Gases	Agua	2-50
Agua	Salmuera	100-200
Sustancias orgánicas ligeras	Salmuera	40-100

## Calentadores

Fluido caliente	Fluido frío	$U_D$ total
Vapor de agua	Agua	200-700*
Vapor de agua	Metanol	200-700*
Vapor de agua	Amoniaco	200-700*
Vapor de agua	Soluciones acuosas:	
Vapor de agua	menos de 2.0 cp	200-700
Vapor de agua	Más de 2.0 cp	100-500*
Vapor de agua	Sustancias orgánicas ligeras	50-100
Vapor de agua	Sustancias orgánicas medias	100-200
Vapor de agua	Sustancias orgánicas pesadas	6-60
Vapor de agua	Gases <sup>4</sup>	5-50*

## Intercambiadores

Fluido caliente	Fluido frío	$U_D$ total
Agua	Agua	250-500*
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	250-500*
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras	40-75
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas medias	20-60
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas	10-40
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas ligeras	30-60
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas pesadas	10-40

<sup>1</sup> Las sustancias orgánicas ligeras son fluidos con viscosidades menores de 0.5 centipoises e incluyen benceno, tolueno, acetona, etanol, metil-etil-cetona, gasolina, kerosén y nafta.

<sup>2</sup> Las sustancias orgánicas medias tienen viscosidades de 0.5 a 1.0 centipoises e incluyen kerosén, strawoil, gasoil caliente, aceite de absorbedor caliente y algunos crudos.

<sup>3</sup> Sustancias orgánicas pesadas tienen viscosidades mayores de 1.0 centipoises e incluyen gasoil frío, aceites lubricantes, petróleo combustible, petróleo crudo reducido, brea y asfaltos.

\* Factor de obstrucción 0.001.

\* Caída de presión de 20 a 30 lb/plg<sup>2</sup>.

\* Estas tasas están influenciadas grandemente por la presión de operación.

TABLA 5. Disposición de los espejos de tubos.

## Arreglo en cuadro.

Tubos de $\frac{3}{4}$ " DE, arreglo en cuadro de 1 plg						Tubos de 1" DE, arreglo en cuadro de $\frac{1}{4}$ plg					
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	32	26	20	20		8	21	16	14		
10	52	52	40	36		10	32	32	26	24	
12	81	76	68	68	60	12	48	45	40	38	36
13 $\frac{1}{4}$	97	90	82	76	70	13 $\frac{1}{4}$	61	56	52	48	44
15 $\frac{1}{4}$	137	124	116	108	108	15 $\frac{1}{4}$	81	76	68	68	64
17 $\frac{1}{4}$	177	166	158	150	142	17 $\frac{1}{4}$	112	112	96	90	82
19 $\frac{1}{4}$	224	220	204	192	188	19 $\frac{1}{4}$	138	132	128	122	116
21 $\frac{1}{4}$	277	270	246	240	234	21 $\frac{1}{4}$	177	166	158	152	148
23 $\frac{1}{4}$	341	324	308	302	292	23 $\frac{1}{4}$	213	208	192	184	184
25	413	394	370	356	340	25	260	252	238	226	222
27	481	460	432	420	408	27	300	288	278	268	260
29	553	526	480	468	456	29	341	326	300	294	286
31	657	640	600	580	560	31	406	398	380	368	358
33	749	718	688	676	648	33	465	460	432	420	414
35	845	824	780	786	748	35	522	518	488	484	472
37	934	914	886	896	838	37	596	574	562	544	532
39	1049	1024	982	998	948	39	665	644	624	612	600

Tubos de $\frac{1}{2}$ " DE, arreglo en cuadro de $\frac{1}{16}$ plg						Tubos de $\frac{1}{2}$ " DE, arreglo en cuadro de $\frac{1}{8}$ plg					
10	16	12	10			12	16	16	12	12	
12	30	24	22	18	16	12	22	22	16	16	
13 $\frac{1}{4}$	32	30	30	22	22	13 $\frac{1}{4}$	22	29	25	24	22
15 $\frac{1}{4}$	44	40	37	35	31	15 $\frac{1}{4}$	29	29	26	24	22
17 $\frac{1}{4}$	56	53	51	48	44	17 $\frac{1}{4}$	39	39	34	32	29
19 $\frac{1}{4}$	78	73	71	64	56	19 $\frac{1}{4}$	50	48	45	43	39
21 $\frac{1}{4}$	96	90	86	82	78	21 $\frac{1}{4}$	62	60	57	54	50
23 $\frac{1}{4}$	127	112	106	102	96	23 $\frac{1}{4}$	78	74	70	66	62
25	140	135	127	123	115	25	94	90	86	84	78
27	166	160	151	146	140	27	112	108	102	98	94
29	193	188	178	174	166	29	131	127	120	116	119
31	226	220	209	202	193	31	151	146	141	138	131
33	258	252	244	238	226	33	176	170	164	160	151
35	293	287	275	268	258	35	202	196	188	182	176
37	334	322	311	304	293	37	224	220	217	210	202
39	370	362	348	342	336	39	252	246	237	230	224

TABLA 5. Disposición de los espejos de tubos.  
Arreglo triangular.

Tubos de $\frac{3}{4}$ " DE, arreglo triangular de $\frac{15}{16}$ plg						Tubos de $\frac{3}{4}$ " DE, arreglo triangular de 1 plg					
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18	8	37	30	24	24	
10	62	56	47	42	30	10	61	52	40	36	
12	109	98	86	82	78	12	92	82	76	74	70
13 $\frac{1}{4}$	127	114	96	90	86	13 $\frac{1}{4}$	109	106	86	82	74
15 $\frac{1}{4}$	170	160	140	136	128	15 $\frac{1}{4}$	151	138	122	118	110
17 $\frac{1}{4}$	239	224	194	188	178	17 $\frac{1}{4}$	203	196	178	172	166
19 $\frac{1}{4}$	301	282	252	244	234	19 $\frac{1}{4}$	262	250	226	216	210
21 $\frac{1}{4}$	361	342	314	306	290	21 $\frac{1}{4}$	316	302	278	272	260
23 $\frac{1}{4}$	442	420	386	378	364	23 $\frac{1}{4}$	384	376	352	342	328
25	532	506	468	460	454	25	470	452	422	394	382
27	637	602	550	536	524	27	559	534	488	474	464
29	721	692	640	620	594	29	630	604	556	538	508
31	847	822	766	722	720	31	745	728	678	666	640
33	974	938	878	852	826	33	856	830	774	760	732
35	1102	1068	1004	988	958	35	970	938	882	864	848
37	1240	1200	1144	1104	1072	37	1074	1044	1012	986	870
39	1377	1330	1258	1248	1212	39	1206	1176	1128	1100	1078
Tubos de 1" DE, arreglo triangular de $\frac{1}{4}$ plg						Tubos de $\frac{1}{4}$ " DE, arreglo triangular de $\frac{19}{16}$ plg					
8	21	16	16	14		10	20	18	14		
10	32	32	26	24		12	32	30	26	22	20
12	55	52	48	46	44	13 $\frac{1}{4}$	38	36	32	28	26
13 $\frac{1}{4}$	68	66	58	54	50	15 $\frac{1}{4}$	54	51	45	42	38
15 $\frac{1}{4}$	91	86	80	74	72	17 $\frac{1}{4}$	69	66	62	58	54
17 $\frac{1}{4}$	131	118	108	104	94	19 $\frac{1}{4}$	95	91	86	78	69
19 $\frac{1}{4}$	163	152	140	136	128	21 $\frac{1}{4}$	117	112	105	101	95
21 $\frac{1}{4}$	199	188	170	164	160	23 $\frac{1}{4}$	140	136	130	123	117
23 $\frac{1}{4}$	241	232	212	212	202	25	170	164	155	150	140
25	294	282	256	252	242	27	202	196	185	179	170
27	349	334	302	296	288	29	235	228	217	212	202
29	397	376	338	334	316	31	275	270	255	245	235
31	472	454	430	424	400	33	315	305	297	288	275
33	538	522	488	470	454	35	357	348	335	327	315
35	608	592	562	546	532	37	407	390	380	374	357
37	674	664	632	614	598	39	449	436	425	419	407
39	766	736	700	688	672						
Tubos de $\frac{1}{2}$ " DE, arreglo triangular de $\frac{1}{8}$ plg											
12	18	14	14	12	12						
13 $\frac{1}{4}$	27	22	18	16	14						
15 $\frac{1}{4}$	36	34	32	30	27						
17 $\frac{1}{4}$	48	44	42	38	36						
19 $\frac{1}{4}$	61	58	55	51	48						
21 $\frac{1}{4}$	76	72	70	66	61						
23 $\frac{1}{4}$	95	91	88	80	76						
25	115	110	105	98	95						
27	136	131	125	118	115						
29	160	154	147	141	136						
31	184	177	172	165	160						
33	215	206	200	190	184						
35	246	238	230	220	215						
37	275	268	260	252	246						
39	307	299	290	284							

TABLA 6. Datos de tubos para condensadores e intercambiadores.  
de calor.

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg <sup>2</sup>	Superficie por pie lin. pies <sup>2</sup>		Peso por pie lineal, lb. de acero
					Exterior	Interior	
½	12	0.109	0.282	0.0025	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0870		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0909	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1003	0.1263	0.905
	11	0.126	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1910	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	0.540		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639
18	0.049	0.902	0.639	0.2361	0.545		
1¼	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.711		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.68
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
18	0.049	1.15	1.04	0.3015	0.688		
1½	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.87
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
18	0.049	1.40	1.54	0.3670	0.831		

TABLA 7. Dimensiones de tubería de acero (IPS).

Tamaño nominal del tubo, IPS plg	DE, plg	Cédula No.	DI, plg	Área de flujo por tubo, plg <sup>2</sup>	Superficie por pie lineal, pies <sup>2</sup> /pie		Peso por pie lineal, lb de acero
					Exterior	Interior	
¼	0.405	40*	0.269	0.058	0.106	0.070	0.26
		80†	0.215	0.036		0.058	0.32
½	0.540	40*	0.304	0.104	0.141	0.095	0.43
		80†	0.302	0.072		0.079	0.54
¾	0.675	40*	0.403	0.192	0.177	0.129	0.57
		80†	0.423	0.141		0.111	0.74
1	0.840	40*	0.622	0.304	0.220	0.163	0.85
		80†	0.540	0.235		0.143	1.00
1½	1.05	40*	0.824	0.534	0.275	0.216	1.13
		80†	0.742	0.432		0.194	1.44
2	1.32	40*	1.049	0.864	0.344	0.274	1.68
		80†	0.957	0.718		0.250	2.17
2½	1.60	40*	1.380	1.50	0.435	0.362	2.28
		80†	1.278	1.28		0.335	3.00
3	1.90	40*	1.610	2.04	0.498	0.422	2.72
		80†	1.500	1.76		0.393	3.64
4	2.38	40*	2.067	3.35	0.622	0.542	3.66
		80†	1.939	2.95		0.508	5.03
5	2.88	40*	2.460	4.70	0.753	0.647	5.80
		80†	2.323	4.23		0.609	7.67
6	3.50	40*	3.068	7.38	0.917	0.804	7.58
		80†	2.900	6.61		0.760	10.3
8	4.50	40*	4.026	12.7	1.178	1.055	10.8
		80†	3.826	11.5		1.002	15.0
10	6.625	40*	6.065	28.9	1.734	1.590	19.0
		80†	5.701	26.1		1.510	28.6
12	8.625	40*	7.981	50.0	2.288	2.000	28.6
		80†	7.625	45.7		2.000	43.4
14	10.75	40*	10.02	78.8	2.814	2.62	40.5
		60	9.75	74.6		2.55	54.8
12	12.75	30	12.09	115	3.338	3.17	43.8
14	14.0	30	13.25	138	3.685	3.47	54.6
16	16.0	30	15.25	183	4.189	4.00	62.6
18	18.0	20‡	17.25	234	4.712	4.52	72.7
20	20.0	20	19.25	291	5.236	5.05	78.6
22	22.0	20‡	21.25	355	5.747	5.58	84.0
24	24.0	20	23.25	425	6.283	6.09	94.7

\* Comúnmente conocido como estándar.

† Comúnmente conocido como extragrueso.

‡ Aproximadamente.

TABLA 8. Factores de obstrucción<sup>†</sup>

Temperatura del medio calefactor .....	Hasta 240°F		240-400°F †	
Temperatura del agua .....	125°F o menos		Más de 125°F	
Agua	Velocidad del agua, pps		Velocidad del agua, pps	
	3 pies o menos	Más de 3 pies	3 pies o menos	Más de 3 pies
Agua de mar .....	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Salmuera natural .....	0.002	0.001	0.003	0.002
Torre de enfriamiento y tanque con rocío artificial:				
Agua de compensación tratada .....	0.001	0.001	0.002	0.002
Sin tratar .....	0.003	0.003	0.005	0.004
Agua de la ciudad o de pozo (como Grandes Lagos) .....	0.001	0.001	0.002	0.002
Grandes Lagos .....	0.001	0.001	0.002	0.002
Agua de río:				
Mínimo .....	0.002	0.001	0.003	0.022
Mississippi .....	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schykill .....	0.003	0.002	0.004	0.003
East River y New York Bay .....	0.003	0.002	0.004	0.003
Canal sanitario de Chicago .....	0.008	0.006	0.010	0.008
Lodosa o turbia .....	0.003	0.002	0.004	0.003
Dura (más de 15 granos/gal) .....	0.003	0.003	0.005	0.005
Enfriamiento de máquinas .....	0.001	0.001	0.001	0.001
Destilada .....	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Alimentación tratada para calderas .....	0.001	0.0005	0.001	0.001
Purga de calderas .....	0.002	0.002	0.002	0.002

† Las cifras de las últimas dos columnas se basan en una temperatura del medio calefactor de 240 a 400°F. Si la temperatura de este medio es mayor de 400°F, y si se sabe que el medio enfriador forma depósitos, estas cifras deben modificarse convenientemente.

## FRACCIONES DE PETROLEO

<b>Acetes (industriales):</b>		<b>Líquidos (industriales):</b>	
Combustible .....	0.005	Orgánicos .....	0.001
Aceite de recirculación limpio .....	0.001	Líquidos refrigerantes, calefacción, enfriadores, o evaporantes .....	0.001
Acetes para maquinarias y transformadores .....	0.001	Salmueras (enfriamiento) ..	0.001
Aceite para quenching ...	0.004	Unidades de destilación atmosférica:	
Acetes vegetales .....	0.003	Fondos residuales, menos de 25°API .....	0.005
<b>Gases, vapores (industriales):</b>		Fondos residuales, de 25° API o más .....	0.002
Gas de hornos de coque, gas manufacturado ....	0.01		

Tabla 8. Factores de obstrucción. (Continúa).

Gases de escape de máquinas Diesel.....	0.01	Unidades de destilación atmosférica:	
Vapores orgánicos .....	0.0005	Vapores superiores sin tratar .....	0.0013
Vapor (sin aceite) .....	0.0	Vapores superiores tratados	0.003
Vapores de alcohol .....	0.0	Cortes intermedios .....	0.0013
Vapor, de escape (con aceite) .....	0.001	Unidades de destilación al vacío:	
Vapores refrigerantes (condensando de compresores recíprocos) ....	0.002	Vapores superiores a aceite:	
Aire .....	0.002	De la torre de burbujeo (condensador parcial) ..	0.001
Vapores superiores en condensadores enfriados por agua:		Del tanque flash (sin reflujo apreciable) ..	0.003
De la torre de burbujeo (condensador final) ...	0.001	Acetate delgado .....	0.002
Del tanque flash .....	0.04	Vapores superiores ....	0.001
Cortes intermedios:		Gasolina .....	0.0005
Acetate .....	0.001	Debutanizador, Depropanizador, Depentanizador y unidades de Alkilación:	
Para agua .....	0.002	Alimento .....	0.001
Fondos residuales, menos de 20° API .....	0.005	Vapores superiores .....	0.001
Fondos residuales, más de 20° API .....	0.002	Enfriadores de producto ..	0.001
Estabilizador de gasolina natural:		Calderetas de producto ..	0.002
Alimento .....	0.0005	Alimento del reactor ...	0.002
Vapores superiores .....	0.0005	Unidades de tratamiento de lubricantes:	
Enfriadores de producto e intercambiadores .....	0.0005	Alimento de acetate solvente ..	0.002
Calderetas de producto ..	0.001	Vapores superiores .....	0.001
Unidades de eliminación de HS <sub>2</sub> :		Acetate refinado .....	0.001
Para vapores superiores ..	0.001	Intercambiadores calentadores de acetate refinado enfriados por agua ...	0.003
Intercambiadores enfriadores de solución .....	0.0016	Gomas y breas:	
Caldereta .....	0.0016	Generadores de vapor enfriados por acetate .....	0.005
Unidades de Cracking:		Enfriados por agua .....	0.003
Alimento gas-oil:		Solvente .....	0.001
Menos de 500°F .....	0.002	Unidades desasfaltadoras:	
500°F y más .....	0.003	Acetate de alimento .....	0.002
Alimento de nafta:		Solvente .....	0.001
Menos de 500°F .....	0.002	Asfalto y resina:	
Más de 500°F .....	0.004	Generadores de vapor enfriados por acetate. ....	0.005
Separador de vapores vapores del separador, tanque flash, y vaporizador) ..	0.006	Enfriados por agua... ..	0.003
		Vapores de solvente .....	0.001

TABLA 8. Factores de obstrucción (Continúa).

Aceite refinado .....	0.001	Unidades para eliminar ceras:	
Aceite refinado enfriado		Aceite lubricante .....	0.001
por agua .....	0.003	Solvente .....	0.001
Vapores de la torre de bur-		Calentamiento de mezcla	
bujeo .....	0.002	aceite-cera .....	0.001
Residuo .....	0.010	Enfriamiento de mezcla	
Unidades de absorción: ....		aceite-cera † .....	0.003
Gas .....	0.002		
Aceite graso .....	0.002		

CORRIENTES DE ACEITE CRUDO

	0-199°F			200-299°F			300-499°F			500 y más		
	Velocidad, pps											
	Menos de 2 pies	2-4 pies	4 pies o más	Menos de 2 pies	2-4 pies	4 pies o más	Menos de 2 pies	2-4 pies	4 pies o más	Menos de 2 pies	2-4 pies	4 pies o más
Seco	0.003	0.002	0.002	0.003	0.002	0.002	0.004	0.003	0.002	0.005	0.004	0.003
Sal ‡	0.003	0.002	0.002	0.005	0.004	0.004	0.006	0.005	0.004	0.007	0.006	0.005

\* Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York, 1949.  
 † Deben tomarse precauciones contra la deposición de cera.  
 ‡ Se refiere a un crudo húmedo—cualquier crudo que no ha sido deshidratado.



## BIBLIOGRAFIA

- 1.-Holman, J. P.  
Heat Transfer.  
McGraw Hill, 1981, pag. 1-14, 437-441.
- 2.-Hanley, H. J.  
Transport Phenomena in Fluids.  
McGraw Hill, 1977, pag. 1-13.
- 3.-Ozisik, N. M., y Fraas, P. A.  
Heat Exchanger Design.  
J. Wiley, 1965, pag. 1-30, 135-173.
- 4.-Welty.  
Engineering Heat Transfer.  
J. Wiley, 1974, pag. 254-275.
- 5.-Q. Kern, D.  
Procesos de Transferencia de Calor.  
CECSA, 1984, pag. 19-107, 589-643, 932-952.
- 6.-Rubin, F. L.  
Practical Heat Exchanger Design.  
Chem. Eng. Prog., Vol. 64, No. 12, 1968, pag. 44-48.
- 7.-Hills, D. G.  
Graphite Heat Exchangers.  
Chem. Eng., Vol. 81, No. 27, 1974, pag. 80, 82, 84.
- 8.-Fax, D. H., y Mills, R. R.  
General Optimal Heat Exchanger Design.  
Trans. ASME, Vol. 79, 1975, pag. 653.
- 9.-Correa, N.A., Acosta, G.R., Rosales, M.M., y Garcés, C.P.  
Intercambiadores de Calor de N Pasos.  
Aiche J., Vol. 4, No. 4, 1972, pag. 42.

- 10.-Marner, W. J., Bergles, A. E., y Chenoweth, J. M.  
On the presentation of performance data for enhanced tubes used in shell-and-tube heat exchangers.  
Trans. ASME, Vol. 105, 1983, pag. 358-365.
- 11.-Katz, D. L., Beatty, K. O., y Foust, A. S.  
Heat Transfer Through Tubes With Integral Spiral Fins.  
Trans. ASME, Vol. 68, 1945, pag. 665-674.
- 12.-Armstrong, R. M.  
Heat Transfer and Pressure Losses in Small Commercial Shell and Finned Tube Heat Exchangers.  
Trans. ASME, Vol. 67, 1945, pag. 675-681.
- 13.-Scaccia, G., y Theoclitus, G.  
Heat Exchanger. Types, Performance and Applications.  
Chem. Eng., Vol. 6, 1980, pag. 121-132.
- 14.-Webb, R. L.  
Air-Side Heat Transfer in Finned Tube Heat Exchangers.  
Heat Transfer Eng., Vol. 1, No. 3, 1980, pag. 33-47.
- 15.-Gebhart, B.  
Flow and Heat Transfer Characteristics of Finned Tube Exchangers.  
ASHRAE Trans., Vol. 67, 1961, pag. 133-153.
- 16.-Tarassoff, P., Watkinson, A. P., y Milette, D. L.  
Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in Internally Finned Tube.  
Heat Transfer, Vol. 69, No. 131, 1972, pag. 94-102.
- 17.-Nieto, E. M.  
Diseño, Selección y Aplicaciones de Intercambiadores de Calor con Tubos Aleteados.  
Sup. Exp. de Int. de Calor, 1966, pag. 1-11.

18.-Kohn, M. P.

New Heat Exchangers Units Rely on Enhanced Transfer.  
Chem. Eng., Vol. 25, 1980, pag. 45-48.

19.-Lubny-Gerts, Konoplev, E. I., y Bychkovskii, A. L.

Calculation of Stresses in a Hot Tube With Transverse  
Fins.

Therm. Eng., Vol. 20, No. 1, 1973, pag. 23-25.

20.-Mondt, J. R., y Siegl, D. C.

Performance of Perforated Heat Exchanger Surfaces.

Eng. Power Trans. ASME, Vol. 96, No. 2, 1974, pag. 81-86.