



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

INNOVACIONES EN EL DISEÑO TERMOHIDRAULICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.

288934

TESIS MANCOMUNADA PARA OBTENER EL TITULO DE: INGENIERO QUIMICO PRESENTAN: MARQUEZ LUCERO IRENE MARQUEZ LUCERO MAURICIO



MEXICO, D.F.

2001



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**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.

# Agradecimientos.

*“Como los trenes, las buenas ideas llegan con retraso.”*

*Giovanni Guareschi*

*(1908-1968)*

*DIOS LE AGRADECEMOS POR EL DON DE LA VIDA..*

*MÉXICO POR SER NUESTRA CASA.*

*NUESTROS PADRES POR SER COMO SOMOS.*

*LA UNIVERSIDAD POR SER LO QUE SOMOS.*

*NUESTROS MAESTROS POR SU ENSEÑANZA Y AMISTAD.*

*NUESTROS ESPOSOS E HIJOS, POR SU CARIÑO Y COMPRENSIÓN.*

*NUESTROS FAMILIARES, POR SU APOYO.*

*A NUESTROS AMIGOS Y COMPAÑEROS, POR SIEMPRE ESTAR CON NOSOTROS.*

*Finalmente al sistema de transporte colectivo metro que en mayor o menor medida contribuyeron a la realización de ésta meta, además de los amigos que por lo menos no entorpecieron la misma.*



## JURADO ASIGNADO:

---

Presidente:	<i>Alejandro Anaya Durand</i>
Vocal:	<i>Lucila Cecilia Méndez Chávez</i>
Secretario:	<i>Yolanda Lozada Gómez</i>
1 <sup>er</sup> Suplente:	<i>Alejandro Rubio Martínez</i>
2 <sup>o</sup> Suplente:	<i>Mariano Pérez Camacho</i>

---

### Tesis Desarrollada en :

*Facultad de Química, Universidad Nacional Autónoma de México, Cd.  
Universitaria, D.F.*

### Asesor del tema:

*M. I. Alejandro Anaya Durand.*

### Sustentantes:

*Irene Márquez Lucero*

*Mauricio Márquez Lucero*

ÍNDICE DE CAPÍTULOS

CAPITULO	PAGINA
I.- <u>INTRODUCCIÓN.</u>	6
II.- <u>ASPECTOS GENERALES.</u>	8
II.I.- DEFINICIÓN DE CALOR.	8
II.II.- MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.	9
II.III.- INTERCAMBIADORES DE CALOR.	10
II.IV.- INTERCAMBIADOR DE CALOR DE DOBLE TUBO.	11
II.V.- INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA.	12
II.VI.- CAMBIO DE FASE.	16
II.VII.- REHERVIDORES TIPO KETTLE	19
II.VIII.- TERMOSIFONES	20
II.IX.- UNIDADES Y SÍMBOLOS	23
III.- <u>CRITERIOS DE DISEÑO.</u>	24
III.I.- CRITERIOS DE DISEÑO DE CAMBIADORES DE CALOR.	24
III.II.- VELOCIDADES RECOMENDADAS.	26
III.III.- CRITERIOS DE DISEÑO PARA REHERVIDORES.	27
III.IV.- DISEÑO ESTANDARIZADO.	27
III.V.- COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.	28
III.VI.- FACTORES DE INCRUSTACIÓN PARA FRACCIONES DE PETRÓLEO.	29
III.VII.- UNIDADES Y SÍMBOLOS	30

---

<b>IV.- <u>GENERACIÓN DE NUEVOS CRITERIOS DE DISEÑO PARA EQUIPOS SIN CAMBIO DE FASE.</u></b>	<b>31</b>
IV.I.- SELECCIÓN DEL TIPO DE INTERCAMBIADOR A UTILIZAR.	32
IV.II.- CÁLCULO PRACTICO DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.	36
IV.II.I.- RÉGIMEN LAMINAR.	36
IV.II.II.- RÉGIMEN TURBULENTO.	39
IV.III.- SELECCIÓN DEL ARREGLO DE LOS FLUIDO (EN PARALELO O EN CONTRACORRIENTE)	45
IV.III.I.- EN RÉGIMEN LAMINAR.	45
IV.III.II.- EN RÉGIMEN TURBULENTO.	50
IV.IV.- METODOLOGÍA GRÁFICAS DE PREDISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.	57
IV.IV.I.- DESARROLLO DEL MÉTODO.	58
IV.IV.II.- PROCEDIMIENTO DE DISEÑO PARA EQUIPOS DE DOBLE TUBO.	71
IV.V.- UNIDADES Y SÍMBOLOS	78
<b>V.- <u>GENERACIÓN DE NUEVOS CRITERIOS DE DISEÑO PARA EQUIPOS CON CAMBIO DE FASE.</u></b>	<b>80</b>
V.I.- TERMOSIFONES VERTICALES.	80
V.II.- KETTLES.	90
V.III.- UNIDADES Y SÍMBOLOS.	95
<b>VI.- <u>CRITERIOS DE DISEÑO EN EQUIPOS ESPECIALES.</u></b>	<b>96</b>
VI.I.- MEJORAS A LOS DISEÑOS CONVENCIONALES.	97
VI.I.I.- INTERCAMBIADORES DE TUBO CORRUGADO.	97

---

---

VI.I.II.-	INTERCAMBIADORES DE TUBOS TRENZADOS.	101
VI.II.-	UNIDADES Y SÍMBOLOS.	109
VII.-	<u>NUEVOS TIPOS DE CONSTRUCCIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.</u>	110
VII.I.-	INTERCAMBIADORES DE CALOR ESPIRALES.	111
VII.II.-	METODOLOGÍA DE DISEÑO PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR ESPIRALES.	135
VII.III.-	UNIDADES Y SÍMBOLOS.	166
VIII.	<u>ESTRATEGIA GENERAL DE DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.</u>	168
IX.-	<u>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.</u>	170
X.-	<u>BIBLIOGRAFÍA.</u>	171
XI.-	<u>ANEXOS.</u>	175
	ANEXO A.- DEDUCCION DE ECUACIONES.	175
	ANEXO B.- GRÁFICAS.	176
	ANEXO C.- PROPIEDADES FÍSICAS.	177
	ANEXO D.1.- PROPIEDADES FÍSICAS DE LÍQUIDOS.	177
	ANEXO D.2.- PROPIEDADES FÍSICAS DE GASES.	179

## INTRODUCCIÓN.

En la industria química es fundamental el calentamiento o enfriamiento de corrientes de proceso, y el equipo encargado de ello es el intercambiador de calor, por lo cual es uno de los equipos más usados.

Su función básicamente consiste en transferir una cantidad de calor de una corriente caliente a una fría, las cuales se encuentran separadas por una pared de metal, esta pared es seleccionada para las características de operación del equipo y de la naturaleza de los fluidos que se manejan.

Se considera que un intercambiador de calor cumple adecuadamente su función cuando satisface las siguientes características mínimas en su diseño y operación:

- ◆ *Realizar el cambio térmico de las corrientes de proceso al más bajo costo.*
- ◆ *Proporcionar el área superficial mínima requerida para dicha transferencia.*
- ◆ *Respetar los valores máximos de las caídas de presión permisibles.*
- ◆ *Respetar los valores máximos de la longitud máxima del equipo.*
- ◆ *Respetar los valores máximos de los diámetros de los tubos del equipo.*

Para lograr lo anterior, es indispensable obtener los mayores coeficientes globales de transferencia de calor y, con ello, equipos de menor tamaño y menor costo.

Para llegar a este objetivo, es preciso tener en cuenta los valores de diseño típicos para estos equipos, los cuales son llamados "criterios heurísticos de diseño", tales como la caída de presión, entre otros importantes parámetros.

Desafortunadamente, los métodos de diseño convencionales (Kern, 1950; Bell, 1983; Saunders, 1988) consideran que algunas variables del diseño son restricciones en vez de ser objetivos de diseño, por lo que se requiere de otra mentalidad en la forma de diseñar estos equipos.

Ante éste enfoque, es necesario generar nuevos criterios de diseño, que en la medida de lo posible, nos permitan obtener de una manera más fácil los diseños de los equipos que transfieren calor.

Otro aspecto importante del presente trabajo es el desarrollo de criterios de selección y metodologías de diseño de los nuevos tipos de intercambiadores de calor, los cuales presentan geometrias totalmente diferentes a los convencionales de tubos y coraza y los cuales no es fácil encontrar información.

Los siguientes tipos de intercambiadores de calor son los que se estudiaran en este trabajo:

**Intercambiadores de calor convencionales:**

1. *Intercambiadores de calor de doble tubo.*
2. *Intercambiadores de calor de tubos y coraza.*

**Mejoras a los diseños convencionales:**

3. *Intercambiadores de calor de tubos y coraza, con los tubos internos corrugados.*
4. *Intercambiadores de calor de tubos y coraza, con los tubos internos trenzados.*

**Nuevos tipos de construcción de intercambiadores de calor**

5. *Intercambiadores de calor de placas.*
6. *Intercambiadores de calor espirales.*

En resumen, el objetivo de éste trabajo es presentar nuevos algoritmos y criterios de diseño y optimización de intercambiadores de calor, considerando las nuevas técnicas y tipos de construcción ya sea con cambio o sin cambio de fase.

## II.-ASPECTOS GENERALES.

*A continuación se tratan los conceptos básicos de la transferencia de calor, los cuales serán necesarios como base de lo que se expone en capítulos posteriores. Además se mencionan las características básicas de los intercambiadores de calor convencionales como son los de doble tubo y los tubos y coraza.*

### *II.1.- Definición de Calor.*

Por experiencia, se sabe que un objeto caliente, es aquél que al entrar en contacto con un objeto frío, este último se calienta. Por lo cual se adopta el concepto de que **algo se ha transferido** del objeto caliente al frío, y ese algo transferido, se nombra calor ( $Q$ ).

El calor siempre fluye de una temperatura superior a otra inferior. Esto origina el concepto de que la temperatura es una fuerza impulsora para la transferencia de energía en forma de calor. Dicho en forma más precisa, la velocidad de transferencia de calor de un cuerpo a otro es proporcional a la diferencia de temperatura entre ambos cuerpos.

$$Q \propto \Delta T \quad (1)$$

Agregando las constantes de proporcionalidad se obtuvo la siguiente ecuación.

$$Q = W C_p (T_2 - T_1) \quad (1.1)$$

Es importante observar que en el sentido termodinámico, el calor nunca se considera como algo almacenado dentro de un cuerpo. Al igual que el trabajo, existe sólo como energía transitoria que va de un cuerpo a otro o entre un sistema y su medio. Cuando a un cuerpo se le aplica energía en forma de calor, ésta se almacena no como calor, sino como energía cinética y potencial de los átomos y las moléculas que constituyen dicho cuerpo.

A pesar de la naturaleza transitoria del calor, con frecuencia se le considera en relación con sus efectos sobre el cuerpo al que se transfiere o del que emana. De hecho, hasta aproximadamente 1930, las definiciones de las unidades cuantitativas del calor se basaban en las variaciones de temperatura de una unidad de masa de agua. Por tanto, la *caloría* se definió durante mucho tiempo como la cantidad de calor que debe transferirse a un gramo de agua para elevar su temperatura 1 °C.

Del mismo modo, la unidad térmica británica, o Btu, se definió como la cantidad de calor que debe transferirse a una libra - masa de agua para elevar su temperatura un grado Fahrenheit. Estas definiciones dan cierta "idea" respecto a la magnitud de las unidades de calor y son satisfactorias para muchos cálculos de ingeniería.

La unidad de energía primaria es el joule, cuyo símbolo es J, y se trata de la unidad del Sistema Internacional, que es la única que ha recibido el conocimiento internacional de la *General Conference on Weights and Measures* (Conferencia General sobre Pesos y Medidas). El joule se define como 1 N • m; por tanto, es igual al trabajo mecánico realizado cuando la fuerza de un newton actúa a lo largo de una distancia equivalente a un metro. Todas las demás unidades de energía se definen como múltiplos del joule (J); por ejemplo, el un pie - libra-fuerza (1 ft lb<sub>f</sub>) equivale a 1.3558179 J.

La relación entre la unidad térmica británica y el Joule se define, de la misma manera, como sigue:

$$1(\text{Btu}) = 1055.04(\text{J})$$

Para la mayoría de trabajos de ingeniería, son correctos los siguientes factores aproximados de conversión:

$$1(\text{Btu}) = 1055(\text{J}) = 252(\text{cal}) = 778(\text{pie} - \text{lb}_f)$$

## ***II.II.- Mecanismos de Transferencia de Calor.***

Se define a la ***transferencia de calor*** como el estudio de las velocidades a las cuales el calor se intercambia entre las fuentes y sus receptores, tratados usualmente de manera independiente.

Hay tres tipos de mecanismos fundamentales de transferencia de calor: *conducción*, *convección* y *radiación*. Los tres tipos de transferencia de calor se pueden producir al mismo tiempo y es aconsejable tomarlos en consideración en cada caso en particular.

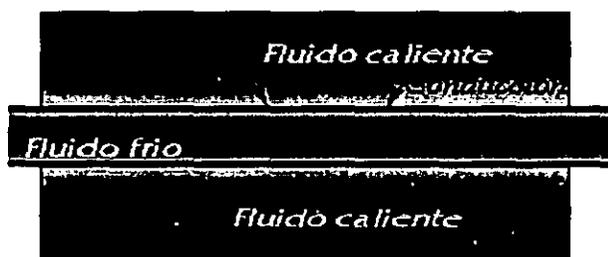
**Conducción** : Es la transferencia de calor de una parte de un cuerpo a otra del mismo, o bien, de un cuerpo a otro que esté en contacto físico con él, sin desplazamiento apreciable de las partículas del cuerpo.

**Convección** : Es la transferencia de calor de un punto a otro, dentro de un fluido, un gas o un líquido, mediante la mezcla de una porción del fluido con otra. En la convección natural, el movimiento del fluido se debe totalmente a diferencias de densidad como resultado de diferencias de temperatura, en la convección forzada, el movimiento se produce por medios mecánicos. Cuando la velocidad forzada es relativamente baja, se debe entender que los factores de "convección libre", tales como diferencias de temperatura y densidad, pueden tener una influencia importante.

**Radiación** : Es la transferencia de calor de un cuerpo a otro que no se encuentra en contacto con él, por medio del movimiento ondulatorio a través del espacio.

### ***II.III.- Intercambiadores de calor.***

Un equipo de transferencia de calor se define por las funciones que desempeña en un proceso. Los intercambiadores recuperan calor entre dos corrientes en un proceso, una fría y una caliente, las cuales se encuentran separadas por una pared, la cual generalmente es la de una tubería, esto se puede apreciar en la figura 1.



***Figura 1: Corte esquemático de un intercambiador de calor básico.***

Los mecanismos que intervienen en la transferencia de calor en estos equipos, son de conducción y de convección y radiación entre ambos fluidos, es muy importante conocer el régimen en el cual se encuentren los mismos, ya sea laminar o turbulento.

La forma de conocer en que tipo de régimen se encuentra un fluido que circula en una tubería, es por medio del valor del número de Reynolds, el cual se define como:

$$Re = \frac{v \rho d}{\mu} = \frac{Gd}{\mu} \quad (2)$$

Donde dependiendo de su valor podemos conocer el tipo de flujo:

**Re  $\geq$  10,000:** Se considera que el fluido se encuentra en régimen turbulento.

**Re  $<$  2100:** Se considera que el fluido se encuentra en régimen laminar.

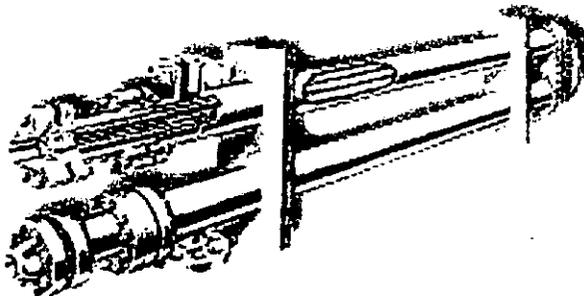
**2100  $<$  Re  $<$  10,000:** El fluido se encuentra en la zona de transición.

Existen varios tipos de intercambiadores de calor en la industria, que son escogidos dependiendo de las condiciones del proceso a las cuales se requieren que estos trabajen, presentándose a continuación los dos principales tipos de intercambiadores de calor y sus características.

- Intercambiadores de doble tubo.
- Intercambiadores de tubos y coraza.

#### **II.IV.- Intercambiador de calor de doble tubo**

La imagen típica de un intercambiador de doble tubo, es el que se muestra en la figura 2. Las partes principales son dos juegos de tubos concéntricos, dos “tes” conectoras, un cabezal de retorno y un codo en “U”.



**Figura 2: Corte de un intercambiador de calor de doble tubo**

La tubería interior se soporta en la exterior mediante estoperos y el fluido entra al tubo interior a través de una conexión roscada localizada en la parte externa del intercambiador. Las tes tienen boquillas o conexiones roscadas que permiten la entrada y salida del fluido del anulo que cruza de una sección a otra a través del cabezal de retorno. La tubería interior se conecta mediante una conexión en U que está generalmente expuesta y que no proporciona superficie de transferencia de calor. Cuando se arregla en dos pasos, la unidad se llama *horquilla*.

Los intercambiadores de doble tubo generalmente se ensamblan en longitudes que pueden ir de 12, 15 o 20 pies, la longitud efectiva es la longitud real del equipo sobre la que ocurre transferencia de calor y excluye la prolongación del tubo interior después de la sección de intercambio. Cuando las horquillas ocupan longitudes mayores de 20 pies lineales efectivos, el tubo interior se vence tocando al tubo exterior, por lo que hay una mala distribución del fluido en el anulo. La principal desventaja en el uso de los intercambiadores de doble tubo es la pequeña superficie de transferencia de calor contenida en una simple horquilla. Cuando se usa con equipo de destilación en un proceso industrial, se requiere gran número de ellos. Esto requiere considerable espacio, y cada intercambiador de doble tubo introduce no menos de 14 puntos en donde pueden ocurrir fugas. El tiempo y gastos requeridos para desmantelarlos y hacerles limpieza periódica son prohibitivos comparados con otros tipos de equipo. Sin embargo, los intercambiadores de doble tubo encuentran su mayor uso en donde la superficie total de transferencia requerida es pequeña, generalmente de 100 a 200 pies<sup>2</sup> o menos.

Para satisfacer muchas demandas industriales se requiere del uso de un gran número de horquillas de doble tubo, estas consumen considerable área superficial así como presentan un número considerable de puntos en los cuales puede haber fugas.

### ***II.V.- Intercambiador de calor de tubos y coraza.***

Cuando se requieren superficies grandes de transferencia de calor, pueden lograrse por medio de equipos de tubos y coraza. El cual consiste en el conjunto de tubos, los cuales se insertan en un cabezal o espejo; para ello, se perforan una serie de orificios en el espejo, cuyo diámetro es apenas mayor que el diámetro exterior de los tubos, se coloca el tubo dentro del orificio, y se inserta un rolator en el final en este ultimo. El arreglo en el equipo origina la formación de un sello que no produce fugas bajo las condiciones normales de operación.

El rolator es un mandril rotatorio que tiene una pequeña conicidad, es capaz de exceder el límite elástico del metal del tubo y transformarlo a una condición semiplástica, de manera que este escurra hasta las hendiduras y forme así un sello perfecto. El rolado de los tubos es un arte, ya que el tubo puede dañarse si se rola hasta adelgazarlo demasiado, de manera que el sello tiene poca resistencia estructural.

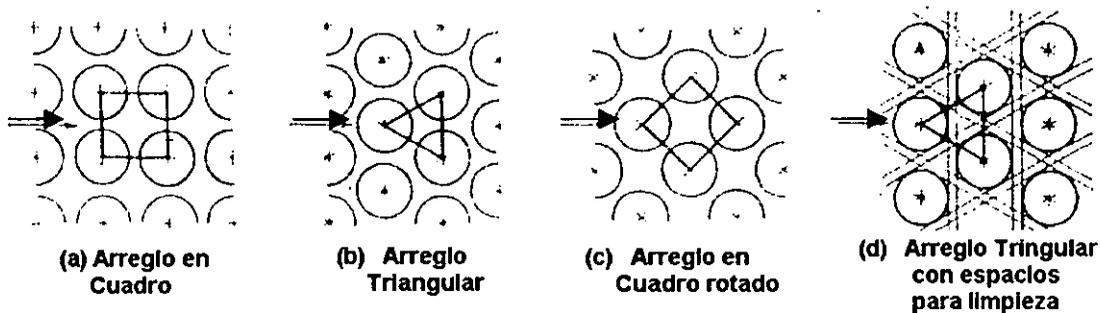
En algunos usos industriales es deseable instalar tubos en el espejo, de manera que puedan ser fácilmente removidos. En la práctica, los tubos se empaquetan en el espejo mediante casquillos y usando anillos de metal suave como empaques.

**Tubos para intercambiadores de calor.**

Los tubos para intercambiadores de calor también se conocen como tubos para condensadores y no deberán usarse tubos de acero u otro tipo de tubería obtenida por extrusión. Estos tubos para intercambiador se encuentran disponibles en varios metales, los que incluyen acero, cobre, admiralty, metal Muntz, latón, 70-30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aluminio y aceros inoxidable. Se pueden fabricar en diferentes groesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre que en la práctica se refiere como el *calibrador* BWG del tubo.

**Espaciado de los tubos.**

Los orificios de los tubos no pueden taladrarse muy cerca entre si, ya que una franja demasiado estrecha de metal entre los tubos adyacentes, debilita estructuralmente el cabezal de tubos o espejo. La distancia más corta entre dos orificios adyacentes es llamado Claro o *Ligadura*, dicha distancia es estándar. Los tubos se colocan en diferentes arreglos, como se muestra en la Fig. 3.



*Figura 3: Arreglo de los tubos*

La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada por la flecha en la Fig. 3. El *espaciado de los tubos* "Pt" es la distancia menor de centro a centro en tubos adyacentes. Esta distancia, para arreglos cuadrados es de 3/4 plg DE en un espaciado cuadrado y de 1 plg de DE en un espaciado cuadrado de 1 1/4 plg.

Para arreglos triangulares éstos son, de 3/4 plg DE en espaciado triangular de 15/16, plg, 3/4 plg DE en un arreglo triangular de 1 plg Y 1 plg DE en un arreglo triangular 1 1/4 plg.

### Corazas.

Las corazas hasta de 12 plg de diámetro IPS se fabrican de tubo de acero, desde 12 hasta 32 plg el diámetro exterior real y el diámetro nominal del tubo son los mismos. El grueso estándar para corazas con diámetros interiores de 12 a 24 plg, es de 3/8 plg, lo que es satisfactorio para presiones de operación por el lado de la coraza de hasta 300 lb/plg<sup>2</sup>. Se pueden obtener mayores espesores para presiones superiores. Las corazas mayores de 24 plg de diámetro se fabrican rolando placas de acero.

### Intercambiadores de coraza y tubos con cabezal de tubos estacionario.

El tipo más simple de intercambiador es el tipo *fijo* o *Intercambiador con cabezal de tubo estacionario*, como el mostrado en la Fig. 4. Las partes esenciales son la coraza (1), equipada con dos entradas y que tiene dos cabezales de tubos o espejos (2) a ambos lados, que también sirven como bridas para fijar los dos carretes (3) y sus respectivas tapas (4). Los tubos se expanden en ambos espejos y están equipados con deflectores transversales (5) en el lado de la coraza. El cálculo de la superficie efectiva frecuentemente se basa en la distancia entre las caras interiores de los espejos en lugar de la longitud total de los tubos.

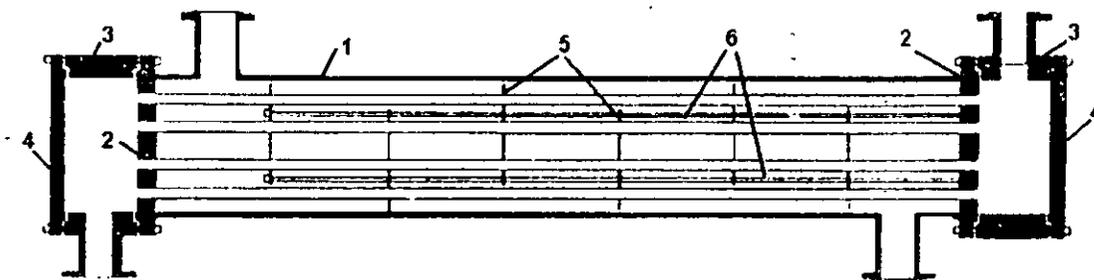


Figura 4: Esquema básico de un intercambiador de calor de tubos y coraza

### Deflectores.

Es claro que se logran coeficientes de transferencia de calor más altos cuando el líquido se mantiene en estado de turbulencia. Para inducir dicha turbulencia fuera de los tubos, se emplean deflectores que hacen que el líquido fluya a través de la coraza en ángulos rectos con el eje de los tubos.

Esto causa considerable turbulencia aun cuando por la coraza fluya una cantidad pequeña de líquido. La distancia centro a centro entre los deflectores se llama *espaciado de deflectores*. La masa velocidad no depende enteramente del diámetro de la coraza, usualmente el espaciado de los deflectores no es mayor que una distancia igual al diámetro interior de la coraza, o menor que una distancia igual a un quinto del diámetro interior de la misma. Los deflectores se mantienen firmemente mediante espaciadores (Fig 4, referencia No 6), que consisten de un pasador atornillado en el cabezal de tubos o espejo y un cierto número de trozos de tubo que forman hombreras entre deflectores adyacentes.

Hay varios tipos de deflectores que se emplean en los intercambiadores de calor, pero los más comunes son los deflectores segmentados, que se muestran en la Fig. 5. Estos deflectores segmentados son hojas de metal perforadas cuyas alturas son generalmente un 75% del diámetro interior de la coraza, los cuales se conocen como *deflectores con 25% de corte*. Además se ocupan deflectores con otros cortes en la industria.



**Figura 5: Esquema de un deflector**

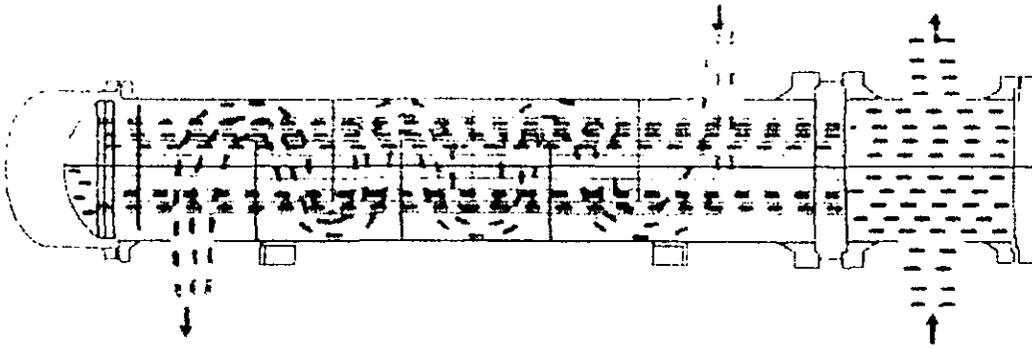
Los deflectores pueden ser arreglados, como se muestra en la fig 5.. para flujo "arriba y abajo" o pueden ser rotados 90° para un flujo "lado con lado" este último es deseable cuando a través de la coraza fluye una mezcla de líquido y gas. El espacio entre los deflectores es el que determina la velocidad efectiva del fluido en la coraza, y no el corte de los mismos.

Otros tipos de deflectores más usados, son el de *disco y corona* y el deflector de *orificio*. Aún cuando algunas veces se emplean otros tipos, no son de importancia general.

### **Intercambiador 1-2 con cabezal de tubos fijo.**

Los intercambiadores del tipo 1-2 pueden considerarse como equipos que operan en contracorriente, no obstante, el hecho de que el fluido en la coraza fluye por el lado externo de los tubos. Desde un punto de vista práctico, es muy difícil obtener altas velocidades cuando uno de los fluidos fluye a través de todos los tubos en un solo paso.

Sin embargo, esto puede evitarse, modificando el diseño de manera que el fluido pase a través de los tubos en fracciones consecutivas, en el cual todo el fluido fluye a través de las dos mitades de los tubos sucesivamente.



*Figura 6: Esquema de un intercambiador 1-2.*

El intercambiador en el cual un fluido circula por la coraza en un paso y el otro fluido por los tubos en dos o más pasos, se dice que es el *intercambiador 1-2*. En el cual se emplea un cabezal con una *división* para permitir la entrada y salida del fluido de los tubos por el mismo carrete. En el extremo opuesto del intercambiador está colocado un bonete para lograr que el fluido de los tubos pase del primero al segundo paso. Como con todos los intercambiadores de cabezales fijos, la parte externa de los tubos es inaccesible para la inspección o limpieza mecánica.

El interior de los tubos puede ser limpiado removiendo únicamente la tapa del carrete y usando un limpiador rotatorio o un cepillo de alambre. Los problemas de expansión son extremadamente críticos en los intercambiadores 1-2 de cabezal fijo, puesto que ambos pasos, así como la coraza, tienden a dilatarse de diferente manera y originan esfuerzos indeseables en los espejos estacionarios, lo cual se evita utilizando juntas de expansión.

### ***II.VI.- Operación con cambio de fase.***

En cualquier operación, en la que un material sufre un cambio de fase, se deben de tomar medidas para la adición o el retiro de calor sensible y latente, para considerar el calor latente del cambio de fase mas cualquier otro calentamiento o enfriamiento sensible que tenga lugar en el proceso. El proceso que incluye cambio de fase implica que hay transferencia simultanea de masas y además transferencia de calor

## Condensación

### Mecanismos de condensación

La condensación se produce cuando un vapor saturado entra en contacto con una superficie cuya temperatura esta por debajo de la de saturación. Normalmente, se forma una película de condensado sobre la superficie y el espesor de ella por unidad de anchura, aumenta al incrementarse la extensión de la superficie. Esto se conoce como condensación de tipo de película. La condensación de tipo de película es más común y más segura. Normalmente, la condensación en gotitas se debe fomentar mediante la introducción de alguna impureza en la corriente de vapor.

Otro tipo de condensación, denominado por goteo, tiene lugar cuando la pared no esta humedecida uniformemente por el condensado. Como resultado aparecen muchas gotitas pequeñas en diversos puntos de la superficie. Hay un crecimiento individual de las gotitas, las adyacentes se reúnen y, finalmente, se forma un escurrimiento. Si a la fuerza de adhesión la vence la fuerza de la gravedad entonces el fluido escurre hasta el fondo de la superficie, capturando y absorbiendo todas las gotitas que se encuentran en su trayectoria, y dejando una superficie seca tras ella. En la condensación del vapor en gotitas se obtienen coeficientes substancialmente mas altos ( de 6 a 18 veces); pero no se dispone de métodos de diseño. Por consiguiente, el desarrollo de ecuaciones para condensación sólo será para el tipo de película.

Las propiedades físicas del líquido, se usan para determinar el coeficiente de película para la condensación.

### Vaporización de líquidos.

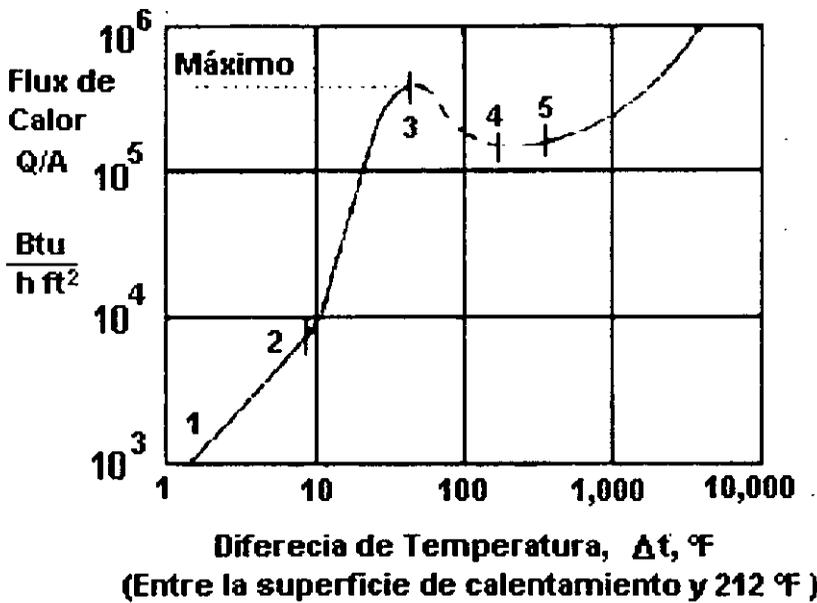
**Mecanismos de ebullición.** La vaporización de líquidos se puede deber a diversos mecanismos de transferencia de calor en forma individual o por combinación. Por ejemplo; la vaporización puede tener lugar debido al calor absorbido, en la superficie de un estanque de liquido, o bien, como resultado del calor absorbido por convección natural a partir de una pared caliente bajo la superficie de separación, en cuyo caso, la vaporización tiene lugar cuando el liquido sobrecalentado alcanza la superficie del estanque. También se produce vaporización a partir de películas en caída ( la inversa de la condensación) o mediante la descomposición completa y violenta de líquidos sobrecalentados por convección forzada a presión.

La ebullición de deposito se refiere al tipo de ebullición que se experimenta cuando la superficie de calentamiento esta rodeada por un cuerpo de fluido estático apreciable y esta agitado solamente por el movimiento de las burbujas y las corrientes de convección natural. Hay dos tipos de ebullición de depósito: la ebullición de depósito subenfriado, en donde el fluido masivo tiene una temperatura que se encuentra por debajo de la saturación, lo que da como resultado la rotura de las burbujas antes de que lleguen a la superficie y la ebullición saturada de depósito, con una temperatura global igual a la de saturación, lo que da como resultado la generación neta de vapor.

La relación entre el coeficiente de transferencia de calor y  $Q/A$  a  $\Delta t_b$  y la fuerza impulsora de temperatura (diferencia entre la temperatura de la pared y la temperatura del fluido masivo) es una de las pocas relaciones paramétricas que se entienden en forma razonablemente adecuada. La gráfica 1, muestra la curva de **ebullición**, mostrada originalmente, en forma experimental por Nukiyama. Esta curva señala uno de los grandes dilemas para los diseñadores de equipos de ebullición. Se enfrentan, por lo menos a seis regímenes de transferencia de calor en la ebullición de depósito; convección natural (+), ebullición nucleada incipiente (+), ebullición nucleada (+): transición a la ebullición de película (-), ebullición de película estable (+), ebullición de

película con radiación creciente (+). Los signos indican el signo de la derivada  $\frac{d(q/A)}{d(\Delta t_b)}$ .

En la transición a la ebullición de película, la rapidez de transferencia de calor disminuye con la fuerza impulsora. Los regímenes de mayor interés comercial son el de ebullición nucleada y el de ebullición de película estable.



Grafica 1: Grafica de ebullición.

Áreas del diagrama:

- 1) Transferencia de calor a convección natural.
- 2) Transferencia de calor por nucleación.
- 3) Flux máximo de calor.
- 4) Flux Mínimo de calor.
- 5) Vaporización por película.

La transferencia de calor por **ebullición nucleada** es un mecanismo importante en la vaporización de líquidos, se presenta en rehervidores de circulación natural y del tipo de caldera, que se usa habitualmente en las industrias de proceso. Se logra un gran flujo de calor, debido a la formación de burbujas en la interfase de líquido y sólido.

La curva de ebullición, sobre todo en la región de ebullición nucleada, se ve afectada de manera considerable por: La fuerza impulsora de temperatura, la presión total del sistema, por la naturaleza de la superficie de ebullición, por la geometría del sistema y las propiedades del material en ebullición. En el régimen de ebullición nucleada; el flujo de calor es aproximadamente proporcional al cubo de la fuerza impulsora de la temperatura o  $\Delta t_b$ .

Para el diseño es importante conocer el valor mínimo del  $\Delta t$  (el punto en el que comienza la ebullición nucleada) el valor crítico de  $\Delta t$  ( $\Delta t$  por encima del que se inicia la ebullición de transición) y el flujo mínimo de calor es el flujo de calor que corresponde al valor crítico de  $\Delta t$ .

## II.VII- Rehervidores tipo Kettle

Estos rehervidores funcionan con recirculación forzada, su forma física es una de sus características más importantes, ver fig. No 7, esta singular forma se debe a que estos equipos presentan la vaporización en la coraza y no en los tubos.

Estos equipos tienen adicionado un vertedero para asegurar que el nivel del líquido en el kettle se mantenga constante y no se exponga la superficie de los tubos. Ya que únicamente cerca del 80% de los líquidos de fondo que entran son vaporizados, deben tomarse medidas para la eliminación de los productos de fondo que se localizan en el lado de la descarga del vertedero.

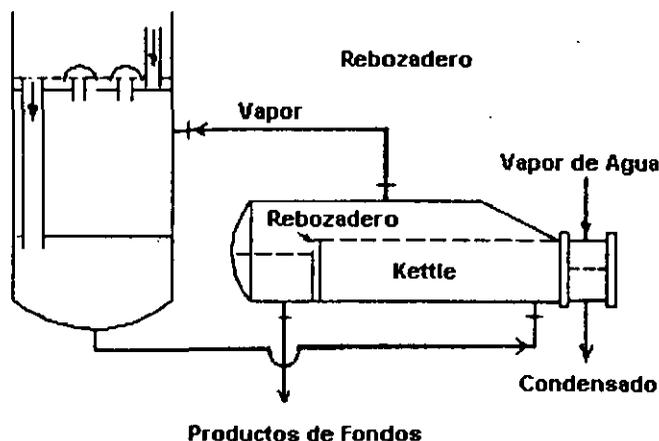


Figura No 7- Diagrama de un Kettle.

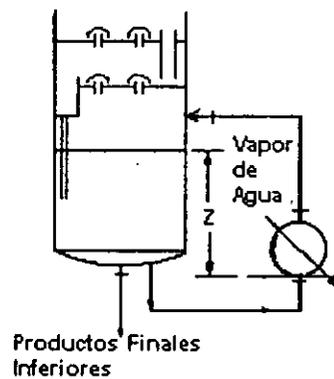
Hay cierto número de reglas arbitrarias respecto al volumen requerido sobre el nivel del líquido para lograr la separación entre vapor y el líquido arrastrado, así como el máximo número de gasto masico que deberán vaporizarse por unidad de superficie. Si la hilera superior de tubos no está a más de 60% de altura respecto al diámetro de la coraza, se contará con espacio disponible para la separación del líquido y vapor cuando aquel cubra la hilera superior de tubos de acuerdo con el vertedero.

## II.VIII- Termosifones

### Definición:

El termosifón es un evaporador que se conecta a la parte inferior de la columna, cuyos fondos circulan libremente a un flujo tal que la caída de presión por fricción en el equipo y otros conductos del circuito balanceen la diferencia de la carga hidrostática entre el líquido y los niveles de la mezcla líquido-vapor. La magnitud de alimentación de los termosifones es la cantidad de fondos por unidad de tiempo.

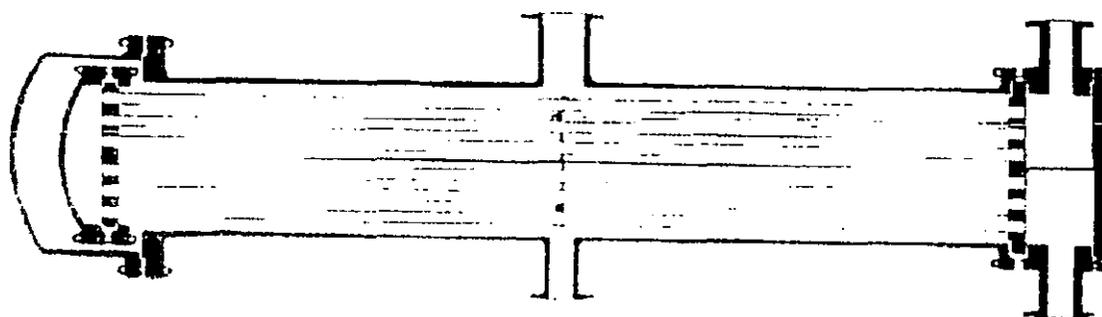
Sin embargo, la carga hidrostática disponible en este último arreglo, es menor que en la disposición para un solo paso aún cuando para la recirculación se requiere mayor flujo. Este se provee subiendo el nivel del líquido de fondos en la columna o elevando en sí la columna.



*Fig. 8a.- Esquema de un termosifón*

### Termosifones Horizontales.

Posiblemente este tipo es el más común. Consta de boquillas de entrada y salida localizadas en el centro, una placa vertical circular como soporte localizada entre las boquillas, y un deflector longitudinal horizontal.



*Figura No 8b.- Termosifón horizontal.*

Los termosifones horizontales operan según el principio de flujo dividido, en los que la mitad del fluido que entra, se divide a cada lado del deflector longitudinal y vuelve a juntarse encima de él. La liberación de vapor y líquido tiene lugar en la columna, como ya se dijo, todo el líquido del plato inferior se conduce directamente a la caldereta.

La cantidad alimentada al termosifón es la cantidad de fondos por unidad de tiempo, los que pasan por el termosifón sólo una vez, se conecta a la parte inferior de la columna, cuyos fondos circulan libremente a un flujo tal que la caída de presión por fricción en la caldereta y otros conductos del circuito balanceen la diferencia de la carga hidrostática entre el líquido y los niveles líquido-vapor. Sin embargo, la carga hidrostática disponible en este último arreglo, es menor que en la disposición para un solo paso aun cuando para la recirculación se requiere mayor carga. La carga se provee subiendo el nivel de líquido de fondos en la columna o elevando la columna en sí. Ocasionalmente la caldereta puede localizarse en una zanja, pero esta práctica no es favorecida en las nuevas plantas industriales.

### Termosifones Verticales.

Los miembros de esta clase de intercambiadores de calor son unidades que operan con cargas hidrostáticas relativamente grandes y con bajas caídas de presión. Por esta razón, la vaporización ocurre en los tubos de intercambiadores de un paso que permiten una mayor recirculación de la forma más común a las unidades horizontales con vaporización en la coraza.

La tasa de recirculación se logra cuando la suma de las resistencias en el circuito de evaporación es igual a la fuerza motora hidrostática en el líquido vaporizante.

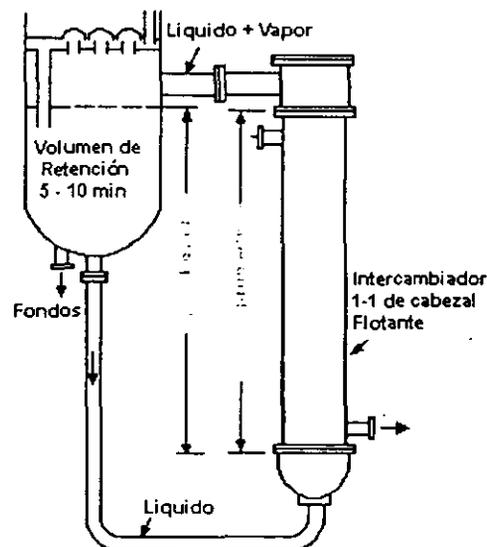
Refiriéndonos al termosifón vertical, hay cinco resistencias principales.

- Caída de presión por fricción a través de la tubería de entrada.
- Caída de presión por fricción en la caldereta.
- Pérdidas por expansión o aceleración debida a la vaporización en la caldereta.
- Presión estática de una columna de líquido y vapor mezclados en la caldereta.
- Caída de presión por fricción en la tubería de salida.

El termosifón vertical es usualmente un intercambiador 1-1 convencional. El espejo superior de tubos se coloca próximo al nivel del líquido de los fondos en una columna de destilación. Puesto que la caldereta se debe colocar cerca de la columna, las pérdidas por fricción en la tubería de entrada y salida generalmente son despreciables.

La tasa de recirculación se determina de la diferencia entre la cara hidrostática en la columna de destilación correspondiente a la longitud del tubo de la caldereta y la altura de la mezcla líquido - vapor.

Generalmente se emplean tasas de recirculación que exceden a 4:1



*Figura No 9.- Diagrama de un termosifón vertical.*

**II.IX.- UNIDADES Y SÍMBOLOS DEL CAPITULO.**

<b>A</b>	: Área de la tubería ( $\text{ft}^2$ ).
<b>C<sub>p</sub></b>	: Calor específico (BTU/lb $^{\circ}$ F).
<b>d</b>	: diámetro de la tubería ( $\text{ft}^2$ ).
<b>G</b>	: Masa velocidad; (lb/h $\text{ft}^2$ )
<b>Q</b>	: Calor intercambiado (BTU/h).
<b>Re</b>	: Numero de Reynolds (Adimensional).
<b>T<sub>1</sub></b>	: Temperatura de fluido en la tubería a la entrada del intercambiador ( $^{\circ}$ F).
<b>T<sub>2</sub></b>	: Temperatura de fluido en la tubería a la salida del intercambiador ( $^{\circ}$ F).
<b>V</b>	: Velocidad (ft/s)
<b>W</b>	: Gasto masico; lb/h

**• SÍMBOLOS.**

$\Delta t$	: Gradiente de temperatura ( $^{\circ}$ F).
$\rho$	:Densidad (lb/ft $^3$ ).
$\mu$	: Viscosidad lb/ft h

### III.-CRITERIOS DE DISEÑO.

*En este capítulo se exponen los criterios prácticos para el diseño de intercambiadores, rehervidores, condensadores y enfriadores, se mencionan algunas reglas heurísticas, velocidades recomendadas así como criterios de diseño estandarizados.*

Los criterios de diseño están basados generalmente en la experiencia previa de los diseñadores. Analizando la palabra heurística, ésta proviene del griego  $\xi\upsilon\rho\iota\tau\iota\omega$  (*euristos*), que es el arte de inventar. Con el fin de prediseñar equipos, con un estimado de inversión, se usan dichas reglas heurísticas y también los criterios de diseño, las llamadas "reglas de dedo". Estas dos técnicas de diseño y síntesis de proceso son de gran importancia en las primeras etapas de diseño.

La heurística es el resultado de la experiencia y criterio de los ingenieros de proceso y de la operación a lo largo del ejercicio de su profesión

A continuación se exponen algunos criterios de diseño generalmente usados para intercambiadores de calor.

#### ***III.I.- Criterios de diseño de cambiadores de calor.***

- 1) El área máxima en equipos de tubos y coraza para un diseño preliminar debe ser de  $5000 \text{ ft}^2$ , se usa un tren de intercambiadores de calor si se sobrepasa de dicho valor.
- 2) El área máxima en equipos de doble tubo para un diseño preliminar debe ser de  $100$  a  $200 \text{ ft}^2$ , Se usan intercambiadores de calor de tubos y coraza si se sobrepasa de dicho valor.

- 3) Para prediseño, se usan coeficientes globales de transferencia de calor recomendados como típicos.
- 4) En cálculos aproximados se puede involucrar un factor de prediseño del 25%.
- 5) No se usan menos de 15 °F de acercamiento, porque repercute en el diseño de equipos muy grandes.
- 6) Se debe tomar el flujo a contracorriente real en un equipo de tubos y coraza como base de comparación.
- 7) El lado de los tubos es para el fluido más corrosivo, con mas alta presión, sucio, incrustante o caliente.
- 8) Se prefiere el lado de la coraza para fluidos más viscosos o para condensados.
- 9) Los tubos más comunes en el diseño son los de  $\frac{3}{4}$  in de diámetro externo, el arreglo más usado es el triangular de 1 in y la longitud más común es de 16 ft.
- 10) Se debe suponer que el agua de enfriamiento esta disponible a 90 °F en un día caluroso y que regresa a la torre a 115 °F como máximo.
- 11) El mínimo acercamiento de temperaturas es de 20°F, para enfriamientos normales y es de 10 °F o menor con refrigerantes o materiales muy limpios.
- 12) Para enfriadores con aire se debe usar un acercamiento de 40 °F, basado en la entrada de temperatura alta del fluido a enfriar.
- 13) Debe asumirse que el aire esta a 100 °F en días calurosos para asegurar que el área calculada sea la adecuada.
- 14) Se consideran 20 HP de potencia por cada 1000 ft<sup>2</sup> de área para el desplazamiento del aire. Y además una  $U=70$  BTU / hr °F para cálculos aproximados.
- 15) Para condensadores en torres de destilación, de ser posible la condensación, debe de ser total.
- 16) Para el diseño de condensador de mezclas, se debe considerar los puntos de burbuja y rocío de la mezcla para estimar la diferencia a temperatura adecuada.
- 17) Para condensadores parciales, debe asegurarse que la cantidad de reflujo en la torre sea la adecuada.

## 18) Para Condensadores – Enfriadores:

- a) Utilizar los mismos acercamientos que para enfriadores con agua.
- b) Si el calor latente es pequeño comparado con el sensible, calcular la media logarítmica de temperatura en las entradas y salidas. Si es el caso contrario considerar la media logarítmica de temperatura en los puntos burbuja y rocío.

19) La masa velocidad de líquidos dentro de los tubos es de 500,000 a 900,000 lb/hr ft<sup>2</sup>. Por lado de la envolvente son 40% a 60% menores.

20) Cuando los flujos son a contracorriente se debe tomar un acercamiento de 30 °F que va de la entrada de la corriente caliente y salida de la fría, si el cambiador es de multipasos el valor óptimo de acercamiento depende de las capacidades térmicas de las corrientes y del número de pasos del equipo. El valor mínimo típico es de 10°F.

21) Si el factor de corrección de la LMTD es menor que 0.8, entonces rediseñar el equipo para obtener un factor mayor.

22) Para un buen diseño se debe recuperar arriba del 75% del calor disponible en un cambiador de calor “ líquido – líquido ” y arriba del 50% para una “ gas - gas” o “ gas - líquido ”.

Hacer una optimización del uso de energía mediante técnicas de ahorro de la misma, lo cual es mucho mejor que aplicar el criterio anterior.

### III.II.- Velocidades recomendadas.

La velocidad recomendada del fluido es uno de los más importantes criterios de diseño en cualquier equipo de la industria química. A continuación se presentan las velocidades recomendadas para los intercambiadores de calor.

Líquido  
subenfriado.

a) Lado de los tubos.  $V = 5 - 10 \text{ ft/seg}$

b) Lado de la envolvente.  $V = (4000 / \rho)^{1/2} \text{ ft/seg}$

Líquido saturado.

a) Lado de los tubos.

$$V = 1 - 4 \text{ ft/seg}$$

b) Lado de la envolvente.

$$V_{\max} = (1000 / \rho)^{1/2} \text{ ft/seg}$$

### ***III.III.- Criterios de diseño para rehervidores.***

- 1) Para un diseño preliminar, se recomienda usar un  $\text{flux} = 12,000 \text{ BTU/hr ft}^2$  para fluidos orgánicos y de  $30,000 \text{ BTU/hr ft}^2$  para soluciones acuosas.
- 2) Para prevenir que una película disminuya la eficiencia del equipo, el gradiente de temperatura debe de ser de  $45^\circ\text{F}$  y el coeficiente de transferencia de calor global de  $250 \text{ BTU/hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$ .

### ***III.IV.- Diseño Estandarizado.***

- 1) Para fluidos limpios se deben usar tubos de 0.75 in de diámetro externo, para fluidos en general tubos de 1 in de diámetro externo y para fluidos muy sucios 1.5 in de diámetro externo.
- 2) La longitud mínima de los tubos es de 8 ft. Las longitudes típicas varían entre 16 y 20 ft.
- 3) Es más fácil de limpiar el arreglo cuadrado para los tubos
- 4) Para una área requerida, el arreglo triangular de los tubos requiere de diámetros de coraza más pequeños
- 5) Para una primera estimación, se debe asumir una caída de presión de 5 psi por el lado de los tubos y coraza.

**III.V.- Coeficientes Globales de Transferencia de Calor.**

U DE DISEÑO PARA ENFRIADORES		
Fluido caliente	Fluido frío	U <sub>d</sub> Total
Agua	Agua	250 a 500
Metanol	Agua	250 a 500
Amoniaco	Agua	250 a 500
Soluciones acuosas.	Agua	250 a 500
Sustancias orgánicas ligeras	Agua	75 a 150
Sustancias orgánicas medias	Agua	50 a 125
Sustancias orgánicas pesadas	Agua	50 a 75
Gases	Agua	2 a 50
Agua	Salmuera	100 a 200
Sustancias orgánicas ligeras	Salmuera	40 a 100

Tabla No 1

U DE DISEÑO PARA CALENTADORES.		
Fluido caliente	Fluido frío	U <sub>d</sub> Total
Vapor de agua	Agua	200 a 700
Vapor de agua	Metanol	200 a 700
Vapor de agua	Amoniaco	200 a 700
Vapor de agua	Soluciones acuosas:	
Vapor de agua	Menos de 2 cp.	200 a 700
Vapor de agua	Mas de 2 cp.	100 a 500
Vapor de agua	Sustancias orgánicas ligeras	50 a 100
Vapor de agua	Sustancias orgánicas medias	100 a 200
Vapor de agua	Sustancias orgánicas pesadas	6 a 60
Vapor de agua	Gases	5 a 50

Tabla No 2

U DE DISEÑO PARA INTERCAMBIADORES		
Fluido caliente	Fluido frío	U <sub>a</sub> total
Agua	Agua	250 a 500
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	250 a 500
Soluciones orgánicas ligeras	Soluciones orgánicas ligeras	40 a 75
Soluciones orgánicas medias	Soluciones orgánicas medias	20 a 60
Soluciones orgánicas pesadas	Soluciones orgánicas pesadas	10 a 40
Soluciones orgánicas pesadas	Soluciones orgánicas ligeras	30 a 60
Soluciones orgánicas ligeras	Soluciones orgánicas pesadas	10 a 40

Tabla No 3

**III.VI.- Factores de incrustación para fracciones de Petróleo.**

	FLUIDO.	ΣRD
Aceites (industriales):		
	Combustoleo	0.005
	Aceite de recirculación limpio	0.001
	Aceites para maquinarias y transformadores	0.001
	Aceite para quenching	0.004
	Aceites vegetales	0,003
Gases, vapores (industriales):		
	Gas de hornos de coque, gas manufacturado	0.01
Líquidos (industriales):		
	Orgánicos	0,001
	Líquidos refrigerantes, calefacción, enfriadores, o evaporantes.	0.001
	Salmueras (enfriamiento).	0,001
Unidades de destilación atmosférica:		
	Fondos residuales, menos de 25"API	0.005
	Fondos residuales, de 25 API o más	0.002

Tabla No 4

### III.VII.- UNIDADES Y SÍMBOLOS DEL CAPITULO.

- Lmtd : Diferencia logarítmica de temperaturas; °F  
Q/A : Flux de calor; Btu / h ft<sup>2</sup>  
T : Temperatura de fluido en la tubería (°F).  
Ud : Coeficiente global de transferencia de calor sucio (BTU / h ft<sup>2</sup> °F).  
V : Velocidad del fluido en la tubería (ft /s).

- **SÍMBOLOS.**

- $\rho$  :Densidad (lb/ft<sup>3</sup>).

## IV.-GENERACIÓN DE NUEVOS CRITERIOS DE DISEÑO PARA EQUIPOS SIN CAMBIO DE FASE

*En este capítulo, se exponen nuevos criterios, metodologías y procedimientos de diseño que han sido creados con el propósito de poder diseñar en forma más eficiente y rápida los intercambiadores de calor de doble tubo y de tubos y coraza.*

*En la primera parte el capítulo se presentan nuevos nomogramas para seleccionar el tipo de intercambiador más adecuado (doble tubo o tubos y coraza) para un servicio dado, además del área aproximada del equipo. Se presentan metodologías gráficas para el cálculo rápido de coeficientes de transferencia de calor y al combinar estos con un tercer nomograma se puede seleccionar el arreglo de los fluidos, ya sea en contracorriente o en corriente paralela, en régimen turbulento o laminar.*

*La segunda parte trata de las metodologías gráficas para el prediseño de intercambiadores de calor, las cuales pretenden ser la forma más rápida y segura de diseño de intercambiadores de calor de doble tubo, ya que la presente metodología requiere de pocos minutos para el prediseño completo y así conocer el valor de los principales parámetros del equipo.*

Los conocimientos de transferencia de calor usados apropiadamente en el diseño práctico de equipos es un arte. El diseñador debe considerar tanto las necesidades del proceso, así como los valores óptimos de operación del equipo, además las diferencias entre las condiciones idealizadas y aquellas que se obtienen en campo. Por lo anterior, es importante siempre estar en la búsqueda de nuevos criterios de diseño, los cuales puedan facilitar el arte del mismo y/o la selección de un equipo de transferencia de calor.

### ***IV.1.- Metodología para la selección del tipo de intercambiador a utilizar; tubos y coraza o doble tubo.***

Para la selección del tipo de intercambiador más óptimo para un servicio dado y considerando las condiciones del fluido para el cual se va a diseñar, se desarrolló un procedimiento de acuerdo a lo siguiente:

La ecuación general que describe la transferencia de calor es:

$$Q = U A LMTD \quad (3)$$

Esta misma ecuación puede ser escrita de la siguiente forma:

$$A = \left( \frac{1}{U} \right) \left( \frac{Q}{LmtD} \right) \quad (4)$$

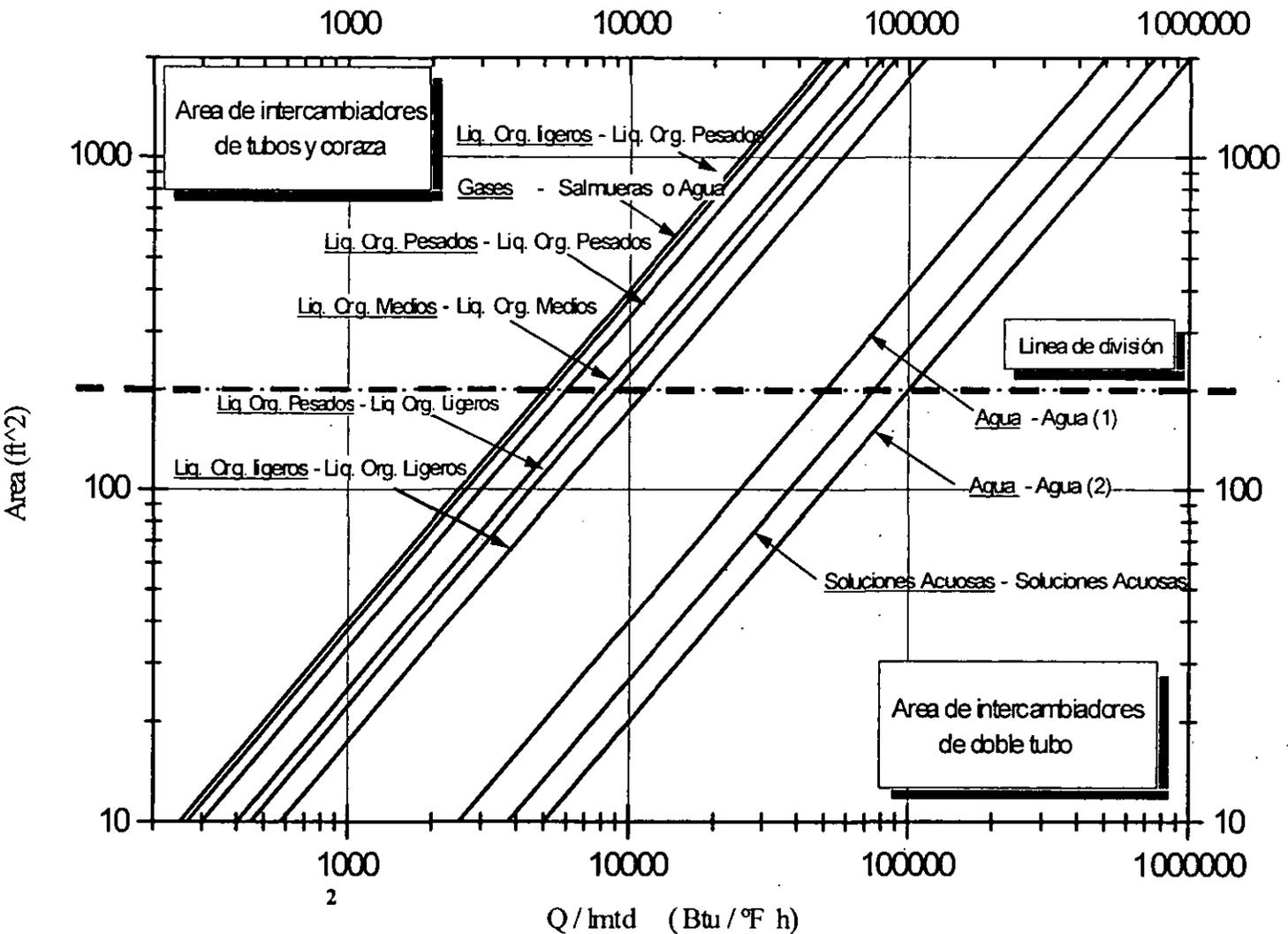
Los valores típicos del coeficiente global de transferencia de calor "U", se encuentran en las tablas 1,2,3 del capítulo III, con estos valores se desarrolló la gráfica No.-2.

Para servicios que requieran intercambiadores de calor de doble tubo, se aconseja diseñarlos con áreas máximas de 100 a 200 ft<sup>2</sup>, con este criterio, se puede dividir en dos zonas la gráfica No. 2, una para intercambiadores de calor de doble tubo en la parte inferior y otra para equipos de tubos y coraza en la parte superior.

Esta gráfica presenta como eje de las ordenadas el área aproximada del intercambiador de calor y el eje de las abscisas tiene como unidades el valor de ( Q / LMTD ).

Conociendo el valor del parámetro ( Q / LMTD ) y seleccionando la línea correspondiente a la naturaleza de los fluidos que maneja el equipo, es posible conocer dos cosas, la primera es el área aproximada del equipo, y la segunda es conocer el tipo de intercambiador recomendado.

Determinación del tipo de intercambiador recomendado  
 ( doble tubo o tubos y coraza )  
 ( Fluido Caliente - Fluido Frio )



Gráfica No. 7.- Selección del tipo de intercambiador para su diseño posterior  
 ( Tubos y coraza -- Doble tubo ).

Autores: Irene Márquez, Mauricio Márquez

**Substancias Orgánicas Ligeras:** Son fluidos con viscosidades de 0.5 a 1.0 Cp e incluyen benceno, tolueno, acetona, etanol, metil-etil-cetona, gasolina, keroseno y nafta.

**Substancias Orgánicas Medias:** Tienen viscosidades de 0.5 a 1.0 Cp e incluyen keroseno, gasoil caliente, y algunos crudos.

**Substancias Orgánicas Pesadas:** Tienen viscosidades mayores a 1 Cp e incluyen gasoil frio, aceites lubricantes, petróleo combustible, petróleo crudo reducido, breas y asfaltos.

***IV.I.I- Procedimiento para la selección del tipo de intercambiador a utilizar; doble tubo o tubos y coraza, y para el cálculo rápido y aproximado del área del equipo.***

**PASO 1:** Cálculo del calor Q:

$$Q = mC_p(T_2 - T_1)$$

**PASO 2:** Cálculo de la diferencia de temperaturas.

Considerando flujo a contracorriente obtenemos las diferencias de temperatura de los fluidos:

$$\Delta T_2 = T_1 - t_2$$

$$\Delta T_1 = T_2 - t_1$$

**PASO 3:** Estimar la LMTD.

Utilizando el método abreviado para cálculo de LMTD utilizamos la gráfica IX.I. del anexo C.

Se busca en el eje de las abscisas la diferencia de temperaturas mayor y en el eje de las ordenadas la diferencia de temperatura menor, en la intersección se busca la curva más cercana, la cual nos dará la LMTD requerida.

**PASO 4:** Cálculo del cociente Q/LMTD.

Se obtiene el cociente.

**PASO 5:** Utilizando la gráfica No.2, se busca en el eje de las abscisas el cociente Q/LMTD obtenido y se proyecta una línea de intersección hasta encontrar la curva que las sustancias del proceso, se obtiene entonces el área aproximada en el eje de las ordenadas.

**Ejemplo.**

7,000 lb/h de anilina deben calentarse de 100°F a 150°F mediante enfriamiento de 10,000 lb/h de tolueno que entra con una temperatura de 185°F y se enfría hasta 152.23°F. ¿Qué tipo de intercambiador conviene (doble tubo o tubos y coraza)?, ¿y cuál sería su área aproximada?

**DATOS:**

$$M = 7,000 \text{ lb/h}$$

$$C_{p\text{anilina}} = 0.44 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$$

$$T_1 = 185^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 152^\circ\text{F}$$

$$t_1 = 100^\circ\text{F}$$

$$t_2 = 150^\circ\text{F}$$

**PASO 1:** Cálculo del calor Q.

$$Q = mC_p(T_2 - T_1)$$

$$Q = 7,000(0.44)(150 - 100)$$

$$Q = 154,000 \text{ BTU/h}$$

**PASO 2:** Estimar la diferencia de temperaturas.

$$\Delta T_2 = T_1 - t_2 = 185 - 150 = 35$$

$$\Delta T_1 = T_2 - t_1 = 152 - 100 = 52$$

**PASO 3:** Estimar la LMTD.

Con el método abreviado para cálculo de LMTD se utiliza la gráfica IX.I. del anexo C.

Se obtiene una LMTD de 43°F.

**PASO 4:** Cálculo del coeficiente Q/LMTD.

$$Q/LMTD = 154,000/43 = 3,581 \text{ BTU/h }^\circ\text{F}$$

**PASO 5:** Utilizando la gráfica No. 2, se localiza la línea que describe las sustancias que estamos utilizando, en este caso se utilizara la línea "Líquidos Orgánicos Ligeros - líquidos orgánicos pesados", utilizando el cociente Q/LMTD en el lado de las abscisas y trazando una línea vertical hasta cruzar con la línea de "líquidos orgánicos ligeros - líquidos orgánicos pesados", encontramos que el intercambiador recomendado es el doble tubo y con un área estimada de 140 ft<sup>2</sup>.

Nombrando:

$$Gz = \left( \frac{W C_p}{k L} \right) \quad (28)$$

$$\varphi = \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (29)$$

Se puede escribir la expresión (27) de la siguiente manera:

$$h_{io} \frac{d}{k} = 2 (Gz)^{0.33} \left( \frac{d_i}{d_o} \right) \varphi^{0.14} \quad (30)$$

Para determinar la temperatura de la pared "tw", se puede obtener por medio de la siguiente ecuación:

$$t_w = T - \left[ \frac{\left( \frac{1}{h_{io}} \right)}{\left( \frac{1}{h_{io}} \right) + \left( \frac{1}{h_o} \right)} \right] (T - t) \quad (31)$$

Donde "T" es la temperatura del fluido viscoso y "t" es la del otro fluido, "h<sub>io</sub>" es el coeficiente individual de transferencia de calor para el fluido viscoso, y "h<sub>o</sub>" es el coeficiente del otro fluido.

Si el fluido enfriador es, como en muchos casos, agua o algún líquido ligero similar, la resistencia controlante es (1/h<sub>io</sub>), la del fluido viscoso, por lo tanto, la temperatura de la pared, "t<sub>w</sub>", se acerca a la temperatura del fluido frío "t".

El efecto de la situación del uso de un fluido viscoso y su cercanía de la temperatura de la pared a la temperatura del fluido frío genera que el factor de corrección por viscosidades "φ<sub>i</sub>" sea inferior en el arreglo a contracorriente que en el arreglo en paralelo. Esto se contrarresta con el efecto del valor de LMTD en paralelo que en contracorriente, siendo siempre mayor este último, dependiendo de la naturaleza del fluido como de la temperatura del mismo si el efecto de la corrección de viscosidad supera al de la LMTD o viceversa.

En ciertas condiciones el efecto del arreglo en contra corriente puede ser más importante que en el arreglo en paralelo.

Por lo tanto, a fin de determinar la conveniencia del arreglo en contra corriente como en corriente paralela, será necesario averiguar el impacto de ambos arreglos sobre el factor de corrección de viscosidad " $\phi$ ", donde su valor puede ser particularmente menor para el arreglo en contra corriente y el que se puede obtenerse con el arreglo en corriente paralela, para fluidos viscosos.

Si se define el coeficiente de transferencia de calor en la siguiente ecuación, se tiene:

$$U = \frac{h_{io} h_o}{(h_{io} + h_o)} \quad (32)$$

La ecuación (32) puede ser escrita de la siguiente forma:

$$U h_o + U h_{io} = h_{io} h_o \quad (33)$$

Al arreglar la ecuación anterior se obtiene:

$$U h_o - h_{io} h_o = - U h_{io} \quad (34)$$

Si se resuelve esta ecuación para " $h_o$ ":

$$h_o = \frac{U h_{io}}{(h_{io} - U)} \quad (35)$$

Se combinan las ecuaciones (35) y (31), para obtener lo siguiente:

$$t_w = T - \left( \frac{U}{h_{io}} \right) (T - t) \quad (36)$$

El coeficiente de transferencia de calor " $U$ ", puede ser definido de diferentes formas, una de ellas es la siguiente, la cual es la expresión general de transferencia de calor:

$$Q = U A LMTD \quad (3)$$

Y para calcular el calor sensible de la corriente fría o de la corriente caliente:

$$Q = W_{io} C_{pio} (T_2 - T_1) \quad (37)$$

Si se combinan las ecuaciones (3) y (1), y resolviendo para " $U$ ", se obtiene la siguiente ecuación:

$$U = \frac{W_{io} C_{pio} (T_2 - T_1)}{LMTD A} \quad (38)$$

Se sustituyen las ecuaciones (36) y (37) en la ecuación de Graetz (27), y eliminando términos, se obtiene lo siguiente:

$$T_w = T - \left( \frac{W_{io}^{0.66} C_{pio}^{0.66} \Delta T L^{0.33} d_o \mu_w^{0.14} d_i}{2 LMTD \Lambda \mu^{0.14} k^{0.66} d_i} \right) (T - t) \quad (38)$$

Al separar variables:

$$\left( \frac{A}{L^{0.33} d_o} \right) = \left( \frac{W_{io}^{0.66} C_{pio}^{0.66} \Delta T (T - t) \mu_w^{0.14}}{LMTD 2 k^{0.66} \mu^{0.14} (T - T_w)} \right) \quad (39)$$

Se define " $\Psi$ " como la variable que contiene todos los parámetros geométricos del intercambiador de calor.

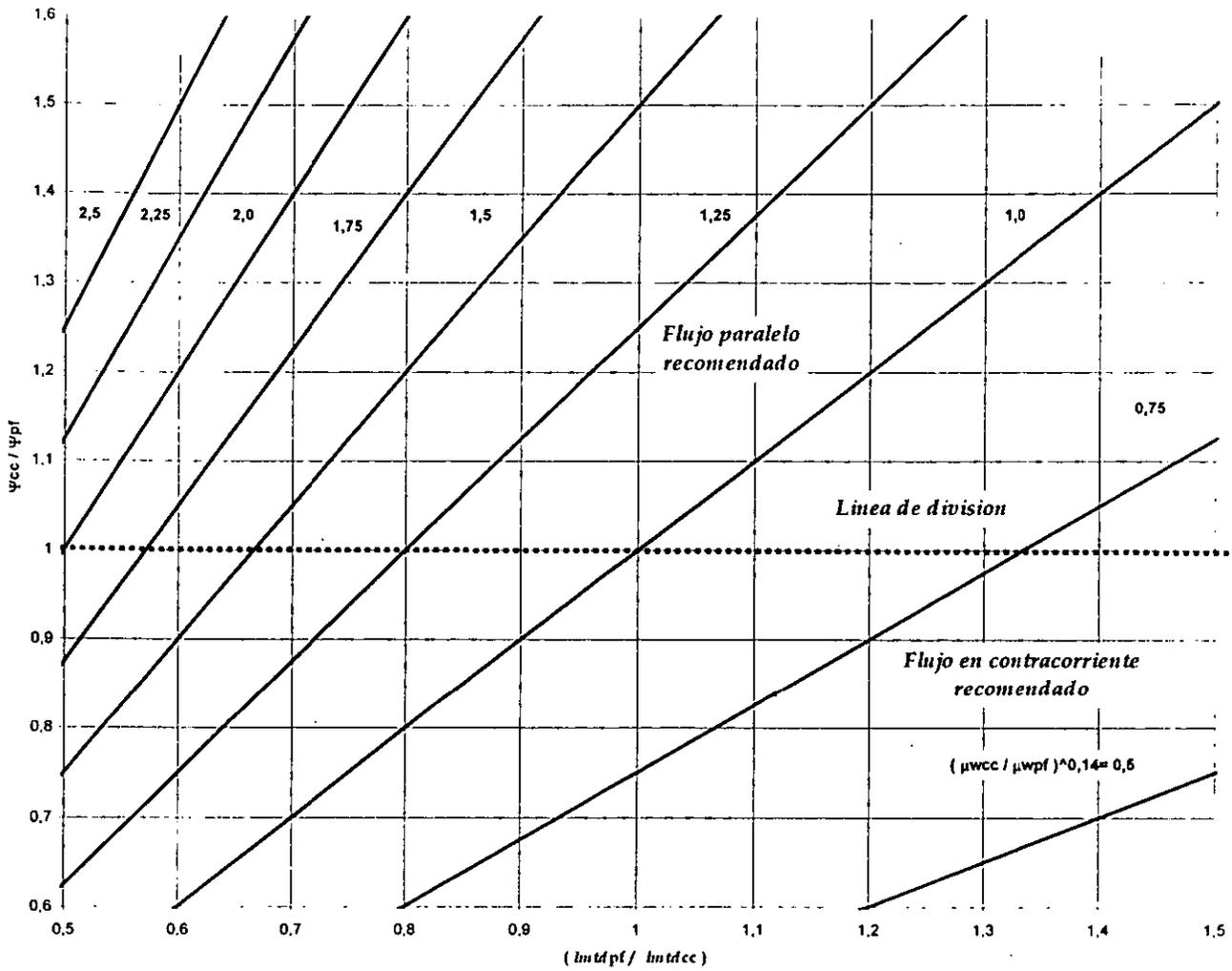
$$\Psi = \left( \frac{A}{L^{0.33} d_o} \right) \quad (40)$$

Al dividir la ecuación para el caso en que los fluidos se encuentran en contracorriente y la ecuación para el flujo paralelo, y eliminando términos comunes, se obtiene:

$$\left( \frac{\Psi_{cc}}{\Psi_{pf}} \right) = \left( \frac{LMTD_{pf}}{LMTD_{cc}} \right) \left( \frac{\mu_w^{0.14}}{\mu_w^{0.14}} \right) \quad (41)$$

Para determinar cual es el mejor arreglo, se desarrolló la gráfica 5, basada en la ecuación (41).

En esta gráfica, se puede ver una línea que la divide en dos zonas, en la zona inferior de la figura, se encuentra favorecido el arreglo en contra corriente y en la zona superior es favorecido el arreglo en paralelo.



**Gráfica 5: gráfica para la selección del tipo de arreglo de intercambiador en régimen laminar.**

Autores: Irene Márquez, Mauricio Márquez

**IV.III.II. En régimen turbulento.**

Usando el mismo criterio que para el caso del flujo laminar, pero ahora usando la ecuación de Sieder y Tate:

$$h = 0.027 \frac{k}{d} \left( \frac{dG}{\mu} \right)^{0.8} \left( \frac{Cp\mu}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (42)$$

Donde “  $\mu$  ” es la viscosidad del fluido y “  $\mu_w$  ” es el valor de la viscosidad, pero evaluada a la temperatura de la pared.

Al reescribir la ecuación anterior tenemos la ecuación anterior se tiene:

$$h = \left( \frac{0.027 k^{2/3} G^{0.8} Cp^{1/3}}{d^{0.2} \mu^{0.326} \mu_w^{0.14}} \right) \quad (43)$$

Al combinar las ecuaciones (37) y (36), del inciso anterior con la ecuación (15) y al eliminar términos, se puede obtener lo siguiente:

$$T_w = T - \left( \frac{Wio Cp_{io} (T_2 - T_1) d^{0.2} \mu_w^{0.14} \mu^{0.326}}{0.027 LMTD A k^{0.66} G^{0.8} Cp^{0.333}} \right) (T - t) \quad (44)$$

Al separar variables:

$$\left( \frac{A}{d^{0.2}} \right) = \left( \frac{Wio Cp_{io} (T_2 - T_1) \mu_w^{0.14} \mu^{0.326}}{0.027 LMTD k^{0.66} G^{0.8} Cp^{0.333} (T - T_w)} \right) (T - t) \quad (45)$$

Si ahora se define “  $\Psi_1$  ” como la variable que contiene todos los parámetros geométricos del intercambiador de calor, da como resultado:

$$\Psi = \left( \frac{A}{d^{0.2}} \right) \quad (46)$$

Si se divide la ecuación para el caso en que los fluidos se encuentran en contracorriente y flujo paralelo, y al eliminar términos comunes, se obtiene la siguiente ecuación:

$$\left( \frac{\Psi_{tcc}}{\Psi_{1pf}} \right) = \left( \frac{LMTD_{pf}}{LMTD_{cc}} \right) \left( \frac{\mu_w^{0.14}}{\mu_w^{0.14}} \right) \quad (47)$$

## IV.II.- Cálculo práctico de coeficientes de transferencia de calor.

Un aspecto importante en el diseño de intercambiadores de calor, es el tedioso cálculo de los coeficientes de transferencia de calor, pero su importancia radica en que, con ellos, es posible determinar los más importantes parámetros, un equipo; el área de transferencia, los coeficientes y el calor, en esta sección se obtendrán procedimientos rápidos para facilitar su obtención.

### IV.II.I.- Régimen Laminar.

#### Desarrollo de la ecuación de Graetz rearrreglada.

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor de un fluido en condiciones laminares, la ecuación de Graetz (7) se usa de la siguiente manera:

$$h_{io} \frac{d}{k} = 2 \left( \frac{W C_p}{k L} \right)^{0.33} \left( \frac{d_i}{d_o} \right) \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (7)$$

Al despejar  $h_{io}$ :

$$h_{io} = 2 \frac{k}{d} \left( \frac{W C_p}{k L} \right)^{0.33} \left( \frac{d_i}{d_o} \right) \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (8)$$

Y al arreglar términos, la ecuación (8) puede ser escrita de la forma :

$$h_{io} = \left( 2 C_p^{0.33} k^{0.66} \right) \left( \frac{W^{0.33}}{L^{0.33} d_o} \right) \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (9)$$

El factor "f", el cual contiene las principales propiedades físicas del fluido viscoso, se define como:

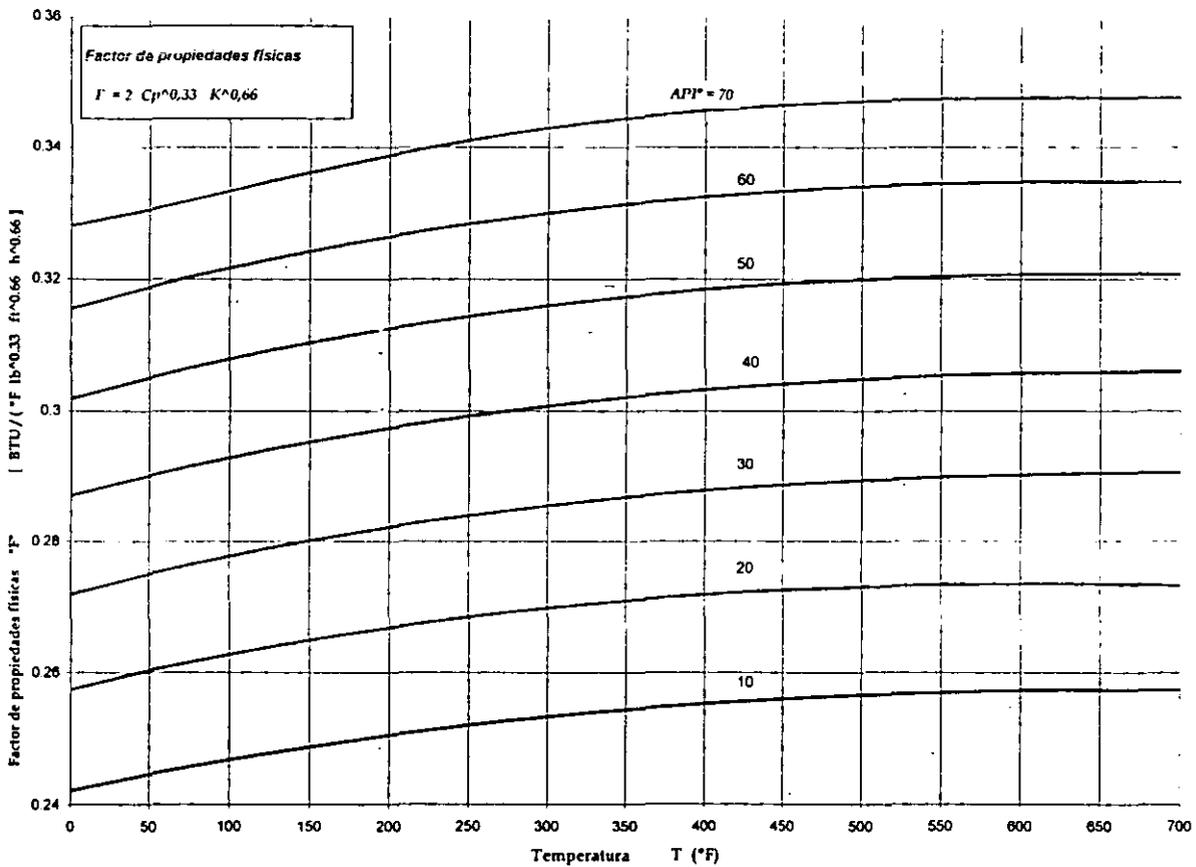
$$f = 2 C_p^{0.33} k^{0.66} \quad (10)$$

Con las ecuaciones (9) y (10), el coeficiente de transferencia de calor puede ser estimado como:

$$h_{io} = \left( \frac{W^{0.33} f}{L^{0.33} d_o} \right) \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (11)$$

Con la ecuación (11), y con los valores de las propiedades físicas para hidrocarburos en grados API, obtenidos de la literatura se desarrolló la gráfica No. 3, en la cual se graficó los valores del parámetro “f” para hidrocarburos en función de su temperatura.

$$^{\circ}API = \frac{141.5}{Sg} - 131.5 \quad (12)$$



Gráfica No. 3: gráfica para la obtención del valor del parámetro f.

Autores: Irene Márquez, Mauricio Márquez

***Procedimiento para la obtención del coeficiente de transferencia de calor hio a régimen laminar.***

**PASO 1:** Se calcula la temperatura media en grados Fahrenheit.

$$T_m = \frac{(T_1 + T_2)}{2} \quad (13)$$

**PASO 2:** En la gráfica No.3 se busca la temperatura media en el eje de las abscisas y se intersecta con la curva que corresponde a los grados API que corresponden, en ese punto se busca en el eje de las ordenadas el parámetro f

**PASO 3:** Se calcula el coeficiente hio

$$\text{hio} = \left( \frac{W^{0.33} f'}{L^{0.33} d_o} \right) \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (11)$$

***Ejemplo.***

Un calentador de aceite crudo opera en flujo laminar, la tubería conduce 16000 lb/h de aceite crudo a 34°API. Entra a los tubos a 95°F y se calienta hasta 145°F, el intercambiador de coraza y tubos consta de 86 tubos de 1 plg DE, 16 BWG y de 12 pies de largo, calcular su coeficiente hio.

**DATOS:**

W = 16 000 lb/h  
 L = 12 ft  
 Do = 0.083ft  
 μ = 3.4cp (a la temperatura media)  
 μw = 0.6  
 temperatura media = 120°F

**PASO 1 :** Se calcula la temperatura media.

$$T_m = \frac{145 + 95}{2} = 120 \text{ } ^\circ\text{F}$$

**PASO 2:** Se obtiene de la gráfica que:

$$f = 0.28 \quad \text{a } (34 \text{ } ^\circ\text{API y } 120 \text{ } ^\circ\text{F})$$

**PASO 3:** Cálculo de hio.

$$h_{io} = \left( \frac{W^{0.33} f}{L^{0.33} d_o} \right) \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$h_{io} = \left( \frac{16000^{0.33} 0.28}{12^{0.33} 0.083} \right) \left( \frac{3.4}{0.6} \right)^{0.14}$$

$$h_{io} = 46.2 \frac{Btu}{hft^2 \circ F}$$

#### IV.II.II Régimen Turbulento.

*Ecuación para la obtención de ho para agua en enfriadores que utilicen exclusivamente agua como medio de enfriamiento.*

La siguiente ecuación, permite calcular coeficientes de transferencia de calor en corriente turbulenta, se usa exclusivamente para el agua. a temperaturas moderadas (40 °F - 220 F)

$$h_o = 150 (1 + 0.01 T) \frac{V^{0.8}}{D^{0.2}} \quad (14)$$

*Robert H. Perry, Manual del ingeniero químico pag. 10-16 5ª Ed. Mac graw Hill.*

**Procedimiento para la obtención del coeficiente de transferencia de calor hio.**

**PASO 1:** Se calcula la temperatura media.

$$T_m = \frac{(T_1 + T_2)}{2} \quad (13)$$

**PASO 2:** Se obtiene el valor del diámetro y de la velocidad.

**PASO 3:** Se calcula el coeficiente hio.

$$h_o = 150 (1 + 0.01 T) \frac{V^{0.8}}{D^{0.2}} \quad (14)$$

**Ejemplo.**

Se enfría agua de 200 °F a 100 °F, en un intercambiador de doble tubo, el agua fluye por el tubo interno con diámetro de 1 in a una velocidad de 7 ft/seg, determinar el valor del coeficiente de transferencia de calor.

**PASO 1:** Se calcula la temperatura media.

$$T_m = \frac{(200 + 100)}{2} = 150 \text{ °F}$$

**PASO 2:** Se obtiene el valor del diámetro y de la velocidad.

$$D = 1 \text{ in} \quad V = 7 \text{ ft/seg}$$

**PASO 3:** Se calcula el coeficiente hio.

$$h_o = 150 (1 + 0.01 (150 \text{ °F})) \frac{(7 \text{ ft/seg})^{0.8}}{(1 \text{ in})^{0.2}} = 1,800 \frac{\text{Btu}}{\text{hft}^2 \text{ °F}}$$

**Metodología para la obtención del coeficiente de transferencia de calor en condiciones turbulentas utilizando la ecuación de Sieder y Tate rearrreglada.**

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor de un fluido en condiciones turbulentas, se usan las siguientes ecuaciones:

Para el coeficiente de transferencia de calor de los tubos internos se utiliza:

$$h_i \frac{d}{k} = 0.027 \left( \frac{dG}{\mu} \right)^{0.8} \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \left( \frac{d_i}{d_o} \right) \quad (15)$$

Para el coeficiente de transferencia de calor de la coraza se tiene:

$$h_o \frac{d}{k} = 0.36 \left( \frac{dG}{\mu} \right)^{0.55} \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (16)$$

Despejando en ambas ecuaciones h:

$$h_i = 0.027 \left( \frac{k}{d} \right) \left( \frac{dG}{\mu} \right)^{0.8} \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \left( \frac{d_i}{d_o} \right) \quad (17)$$

$$h_o = 0.36 \left( \frac{k}{d} \right) \left( \frac{dG}{\mu} \right)^{0.55} \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (18)$$

Las ecuaciones (17) y (18) puede ser escritas de la forma :

$$h_{io} = \left( \frac{0.0027 C_p^{0.33} k^{0.66}}{\mu^{0.46}} \right) \left( \frac{G^{0.8}}{d_o^{0.8}} \right) \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (19)$$

$$h_o = \left( \frac{0.36 C_p^{0.33} k^{0.66}}{\mu^{0.21666}} \right) \left( \frac{G^{0.55}}{De^{0.45}} \right) \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (20)$$

Se definen los factores “ $f_{io}$ ” y “ $f_o$ ”, los cuales contienen todas las propiedades físicas del fluido, tanto para el caso en el que circula por el tubo interno y para el caso en que circula por el lado de la coraza.

$$f_{io} = \left( \frac{0.0027 C_p^{0.33} k^{0.66}}{\mu^{0.46}} \right) \quad (21)$$

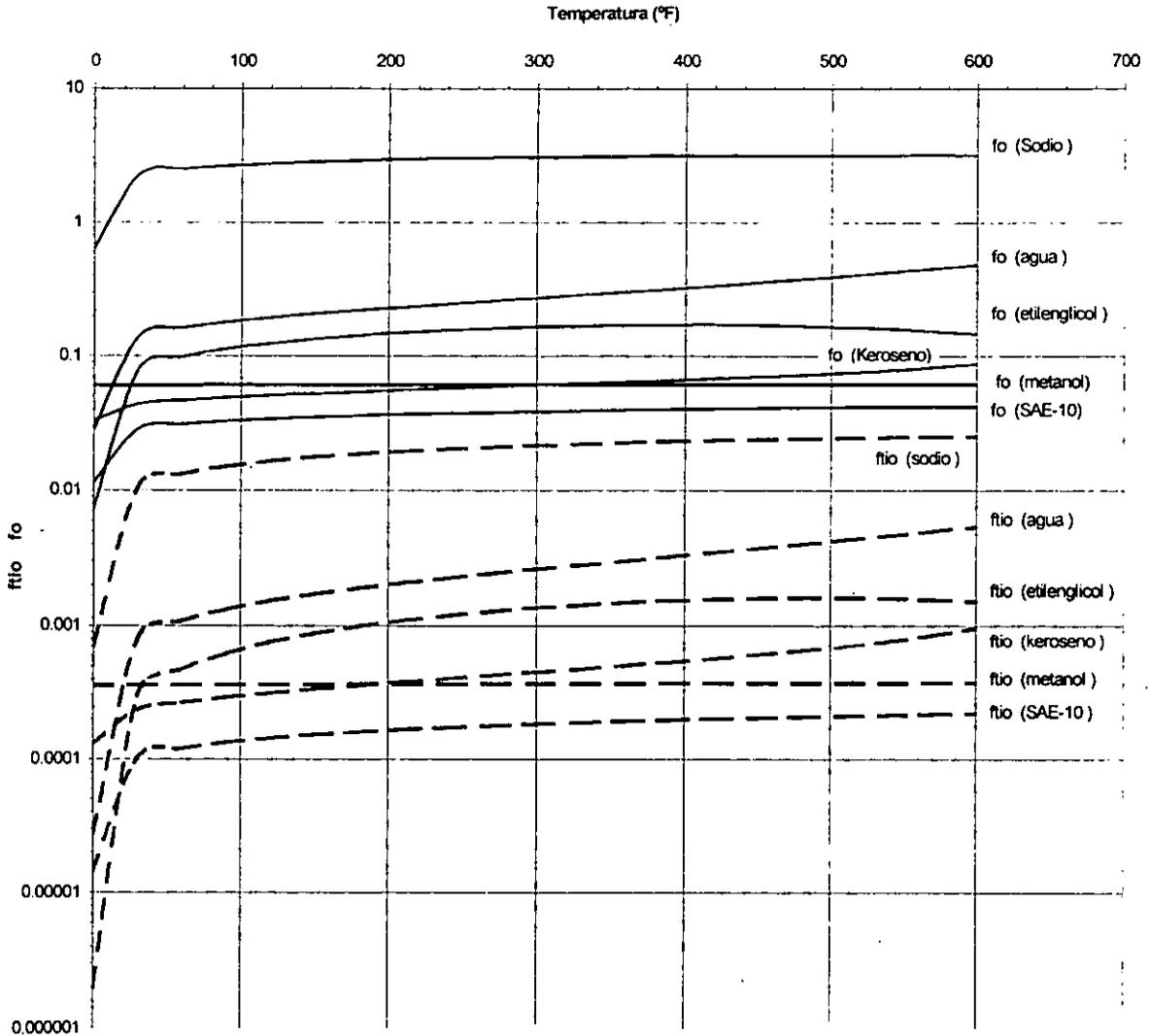
$$f_o = \left( \frac{0.36 C_p^{0.33} k^{0.66}}{\mu^{0.21666}} \right) \quad (22)$$

Se sustituye (19) y (20) en (21) y (22), entonces el coeficiente de transferencia de calor puede ser estimado como:

$$h_{io} = \left( \frac{G^{0.8} f_{io}}{d_o^{0.8}} \right) \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (23)$$

$$h_o = \left( \frac{G^{0.55} f_o}{De^{0.45}} \right) \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (24)$$

Basados en las ecuaciones (23) y (24), y al obtener valores de propiedades físicas para diferentes fluidos del anexo D, se desarrolló la gráfica 4, en la cual se graficaron valores para los parámetros " $f_{iio}$ " y " $f_o$ ", en función de la temperatura.



**Figura 4: gráfica para la obtención del valor del parámetro  $f_{iio}$  y  $f_o$ .**

Autores: Irene Márquez, Mauricio Márquez

***Procedimiento para la obtención del coeficiente de transferencia de calor h.***

**PASO 1:** Se obtienen los valores de la masa velocidad “G” y del diámetro ( Si es el caso, el valor del diámetro equivalente).

**PASO 2:** Se calcula la temperatura media del fluido.

$$T_m = \frac{(T_1 + T_2)}{2} \quad (13)$$

**PASO 3:** Utilizando la gráfica No 4, conociendo el fluido, su temperatura media y seleccionando si el fluido circula por el tubo externo o por los tubos internos y se obtiene el valor del siguiente factor, dependiendo:

$f_{i_o}$  : Para cuando el fluido circula por los tubos internos.

$f_o$  : Para cuando el fluido circula por los tubos externos.

**PASO 3:** Se evalúan el valor de los coeficientes de transferencia de calor sin corregir por el factor de viscosidades.

$$\frac{h_{i_o}}{\varphi} = \left( \frac{G^{0.8} f_{i_o}}{d_o^{0.8}} \right) \quad (23)$$

$$\frac{h_o}{\varphi} = \left( \frac{G^{0.55} f_o}{De^{0.45}} \right) \quad (24)$$

**Ejemplo.**

Se enfría Keroseno de 400 °F a 350 °F, este pasa por la coraza la cual tiene un diámetro equivalente de 5 in y masa velocidad de 750,000 lb/h ft<sup>2</sup>. Calcular el valor del coeficiente de transferencia de calor.

**PASO 1:** Se obtienen los valores de la masa velocidad "G" y del diámetro ( Si es el caso, el valor del diámetro equivalente).

$$G = 750,000 \text{ lb/h ft}^2$$

$$D = 5 \text{ in}$$

**PASO 2:** Se calcula la temperatura media del fluido.

$$T_m = \frac{(400 + 350)}{2} = 375 \text{ °F}$$

**PASO 3:** Utilizando la gráfica No 4, conociendo el fluido, su temperatura media y seleccionando si el fluido circula por el tubo externo o por los tubos internos y se obtiene el valor del siguiente factor, dependiendo:

$$f_o = 0.08$$

**PASO 3:** Se evalúan el valor de los coeficientes de transferencia de calor sin corregir por el factor de viscosidades.

$$\frac{h_o}{\phi} = \left( \frac{(750,000)^{0.55} (0.08)}{(5/12)^{0.45}} \right) = 202 \frac{\text{Btu}}{\text{hft}^2 \text{°F}}$$

### ***IV.III.- Selección del arreglo de los fluidos; en paralelo o en contracorriente.***

Aunque se sabe que es más eficiente el arreglo a contracorriente en casi todos los casos es mejor verificar la conveniencia de este arreglo para cada caso en particular.

#### ***IV.III.I.- En régimen laminar.***

El enfriamiento de fluidos viscosos en una corriente con flujo laminar, puede lograrse de dos formas, por una corriente fría en un arreglo paralelo o en contracorriente.

Los gradientes de temperatura son evaluados por medio de la diferencia media logarítmica de temperaturas o (*LMTD*), debido a que la variación de temperatura a lo largo del intercambiador de calor no es lineal, lo más correcto es el uso de la diferencia logarítmica. Para el caso en contracorriente tenemos:

$$LMTD_{cc} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad (25)$$

Para corriente paralela:

$$LMTD_{cp} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad (26)$$

Donde  $\Delta t_2$  y  $\Delta t_1$  son las diferencias de temperatura, para el arreglo de flujos en contra corriente y en corriente paralela.

A las mismas temperaturas de proceso, el valor de la "*LMTD*" es más grande para el arreglo en contra corriente que sobre el arreglo en paralela.

El arreglo en contra corriente es más eficiente, por lo que normalmente se recomienda. Sin embargo, para enfriar fluidos viscosos es conveniente verificar el efecto del arreglo sobre el valor del coeficiente de transferencia de calor "*h*".

Para fluidos viscosos en flujo laminar, la expresión que calcula el coeficiente de transferencia de calor es la ecuación de Graetz.(27).

$$hio \frac{d}{k} = 2 \left( \frac{W Cp}{k L} \right)^{0.33} \left( \frac{di}{do} \right) \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (27)$$

Donde " $\mu$ " es la viscosidad del fluido y " $\mu_w$ " es el valor de la viscosidad del fluido evaluada a la temperatura de la pared.

Nombrando:

$$Gz = \left( \frac{W C_p}{k L} \right) \quad (28)$$

$$\phi = \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (29)$$

Se puede escribir la expresión (27) de la siguiente manera:

$$h_{io} \frac{d}{k} = 2 (Gz)^{0.33} \left( \frac{d_i}{d_o} \right) \phi^{0.14} \quad (30)$$

Para determinar la temperatura de la pared "tw", se puede obtener por medio de la siguiente ecuación:

$$t_w = T - \left[ \frac{\left( \frac{1}{h_{io}} \right)}{\left( \frac{1}{h_{io}} \right) + \left( \frac{1}{h_o} \right)} \right] (T - t) \quad (31)$$

Donde "T" es la temperatura del fluido viscoso y "t" es la del otro fluido, "h<sub>io</sub>" es el coeficiente individual de transferencia de calor para el fluido viscoso, y "h<sub>o</sub>" es el coeficiente del otro fluido.

Si el fluido enfriador es, como en muchos casos, agua o algún líquido ligero similar, la resistencia controlante es (1/h<sub>io</sub>), la del fluido viscoso, por lo tanto, la temperatura de la pared, "t<sub>w</sub>", se acerca a la temperatura del fluido frío "t".

El efecto de la situación del uso de un fluido viscoso y su cercanía de la temperatura de la pared a la temperatura del fluido frío genera que el factor de corrección por viscosidades "φ<sub>i</sub>" sea inferior en el arreglo a contracorriente que en el arreglo en paralelo. Esto se contrarresta con el efecto del valor de LMTD en paralelo que en contracorriente, siendo siempre mayor este último, dependiendo de la naturaleza del fluido como de la temperatura del mismo si el efecto de la corrección de viscosidad supera al de la LMTD o viceversa.

En ciertas condiciones el efecto del arreglo en contra corriente puede ser más importante que en el arreglo en paralelo.

Por lo tanto, a fin de determinar la conveniencia del arreglo en contra corriente como en corriente paralela, será necesario averiguar el impacto de ambos arreglo sobre el factor de corrección de viscosidad "  $\phi$  ", donde su valor puede ser particularmente menor para el arreglo en contra corriente y el que se puede obtenerse con el arreglo en corriente paralela, para fluidos viscosos.

Si se define el coeficiente de transferencia de calor en la siguiente ecuación, se tiene:

$$U = \frac{h_{io} h_o}{(h_{io} + h_o)} \quad (32)$$

La ecuación (32) puede ser escrita de la siguiente forma:

$$U h_o + U h_{io} = h_{io} h_o \quad (33)$$

Al arreglar la ecuación anterior se obtiene:

$$U h_o - h_{io} h_o = - U h_{io} \quad (34)$$

Si se resuelve esta ecuación para "h<sub>o</sub>":

$$h_o = \frac{U h_{io}}{(h_{io} - U)} \quad (35)$$

Se combinan las ecuaciones. (35) y. (31), para obtener lo siguiente:

$$t_w = T - \left( \frac{U}{h_{io}} \right) (T - t) \quad (36)$$

El coeficiente de transferencia de calor "U", puede ser definido de diferentes formas, una de ellas es la siguiente, la cual es la expresión general de transferencia de calor:

$$Q = U A LMTD \quad (3)$$

Y para calcular el calor sensible de la corriente fría o de la corriente caliente:

$$Q = W_{io} C_{pio} (T_2 - T_1) \quad (37)$$

Si se combinan las ecuaciones (3) y (1), y resolviendo para "U", se obtiene la siguiente ecuación:

$$U = \frac{W_{io} C_{pio} (T_2 - T_1)}{LMTD A} \quad (38)$$

Se sustituyen las ecuaciones (36) y (37) en la ecuación de Graetz (27), y eliminando términos, se obtiene lo siguiente:

$$T_w = T - \left( \frac{W_{io}^{0.66} C_{pio}^{0.66} \Delta T L^{0.33} d_o \mu_w^{0.14} di}{2 LMTD A \mu^{0.14} k^{0.66} di} \right) (T - t) \quad (38)$$

Al separar variables:

$$\left( \frac{A}{L^{0.33} d_o} \right) = \left( \frac{W_{io}^{0.66} C_{pio}^{0.66} \Delta T (T - t) \mu_w^{0.14}}{LMTD 2 k^{0.66} \mu^{0.14} (T - T_w)} \right) \quad (39)$$

Se define " $\Psi$ " como la variable que contiene todos los parámetros geométricos del intercambiador de calor.

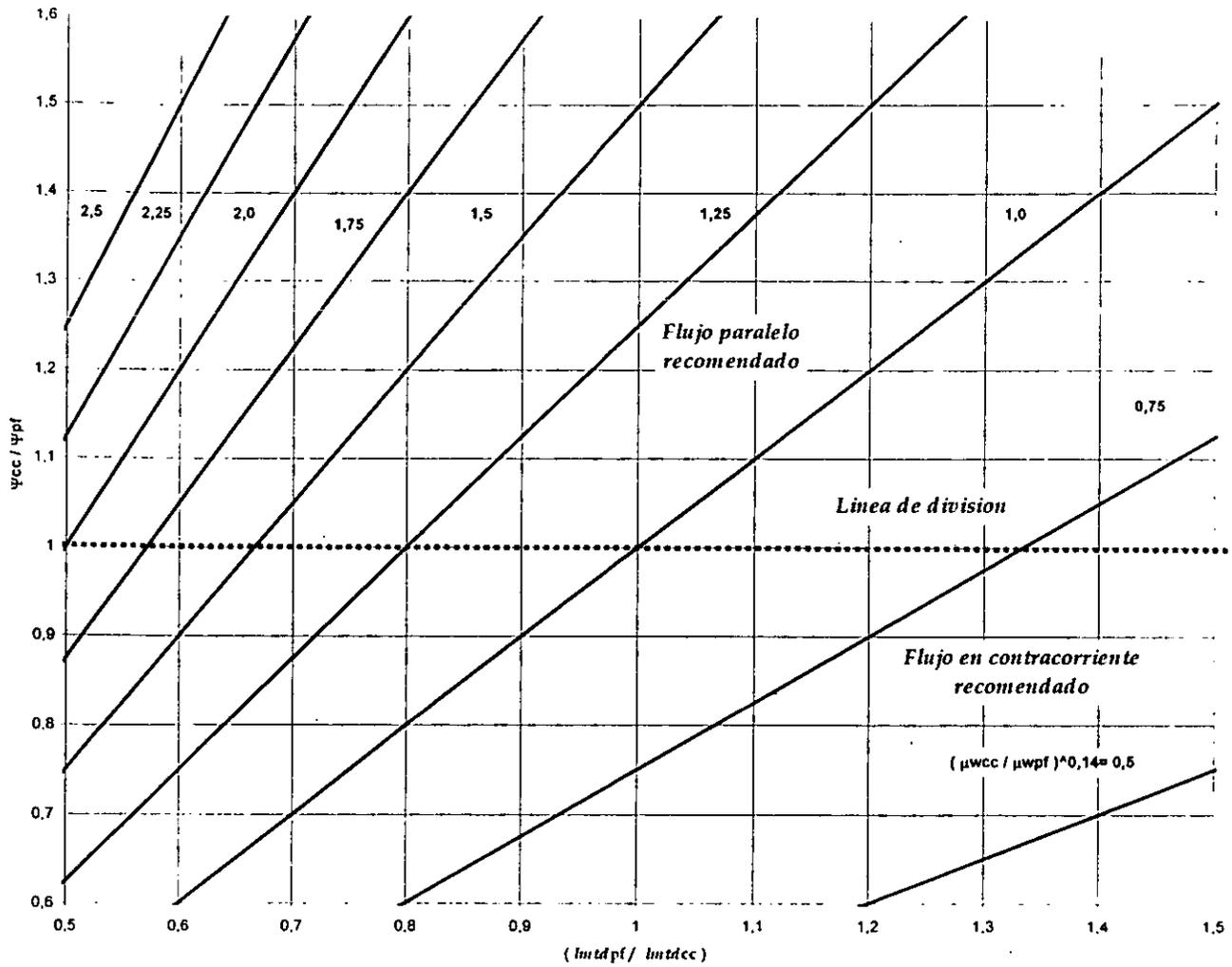
$$\Psi = \left( \frac{A}{L^{0.33} d_o} \right) \quad (40)$$

Al dividir la ecuación para el caso en que los fluidos se encuentran en contracorriente y la ecuación para el flujo paralelo, y eliminando términos comunes, se obtiene:

$$\left( \frac{\Psi_{cc}}{\Psi_{pf}} \right) = \left( \frac{LMTD_{pf}}{LMTD_{cc}} \right) \left( \frac{\mu_w^{0.14}}{\mu_w^{0.14}} \right) \quad (41)$$

Para determinar cual es el mejor arreglo, se desarrolló la gráfica 5, basada en la ecuación (41).

En esta gráfica, se puede ver una línea que la divide en dos zonas, en la zona inferior de la figura, se encuentra favorecido el arreglo en contra corriente y en la zona superior es favorecido el arreglo en paralelo.



**Gráfica 5: gráfica para la selección del tipo de arreglo de intercambiador en régimen laminar.**

Autores: Irene Márquez, Mauricio Márquez

### IV.III.II. En régimen turbulento.

Usando el mismo criterio que para el caso del flujo laminar, pero ahora usando la ecuación de Sieder y Tate:

$$h = 0.027 \frac{k}{d} \left( \frac{dG}{\mu} \right)^{0.8} \left( \frac{Cp\mu}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (42)$$

Donde “ $\mu$ ” es la viscosidad del fluido y “ $\mu_w$ ” es el valor de la viscosidad, pero evaluada a la temperatura de la pared.

Al reescribir la ecuación anterior tenemos la ecuación anterior se tiene:

$$h = \left( \frac{0.027 k^{2/3} G^{0.8} Cp^{1/3}}{d^{0.2} \mu^{0.326} \mu_w^{0.14}} \right) \quad (43)$$

Al combinar las ecuaciones (37) y (36), del inciso anterior con la ecuación (15) y al eliminar términos, se puede obtener lo siguiente:

$$T_w = T \cdot \left( \frac{Wio Cpio (T_2 - T_1) d^{0.2} \mu_w^{0.14} \mu^{0.326}}{0.027 LMTD A k^{0.66} G^{0.8} Cp^{0.333}} \right) (T - t) \quad (44)$$

Al separar variables:

$$\left( \frac{A}{d^{0.2}} \right) = \left( \frac{Wio Cpio (T_2 - T_1) \mu_w^{0.14} \mu^{0.326}}{0.027 LMTD k^{0.66} G^{0.8} Cp^{0.333} (T - T_w)} \right) (T - t) \quad (45)$$

Si ahora se define “ $\Psi_1$ ” como la variable que contiene todos los parámetros geométricos del intercambiador de calor, da como resultado:

$$\Psi = \left( \frac{A}{d^{0.2}} \right) \quad (46)$$

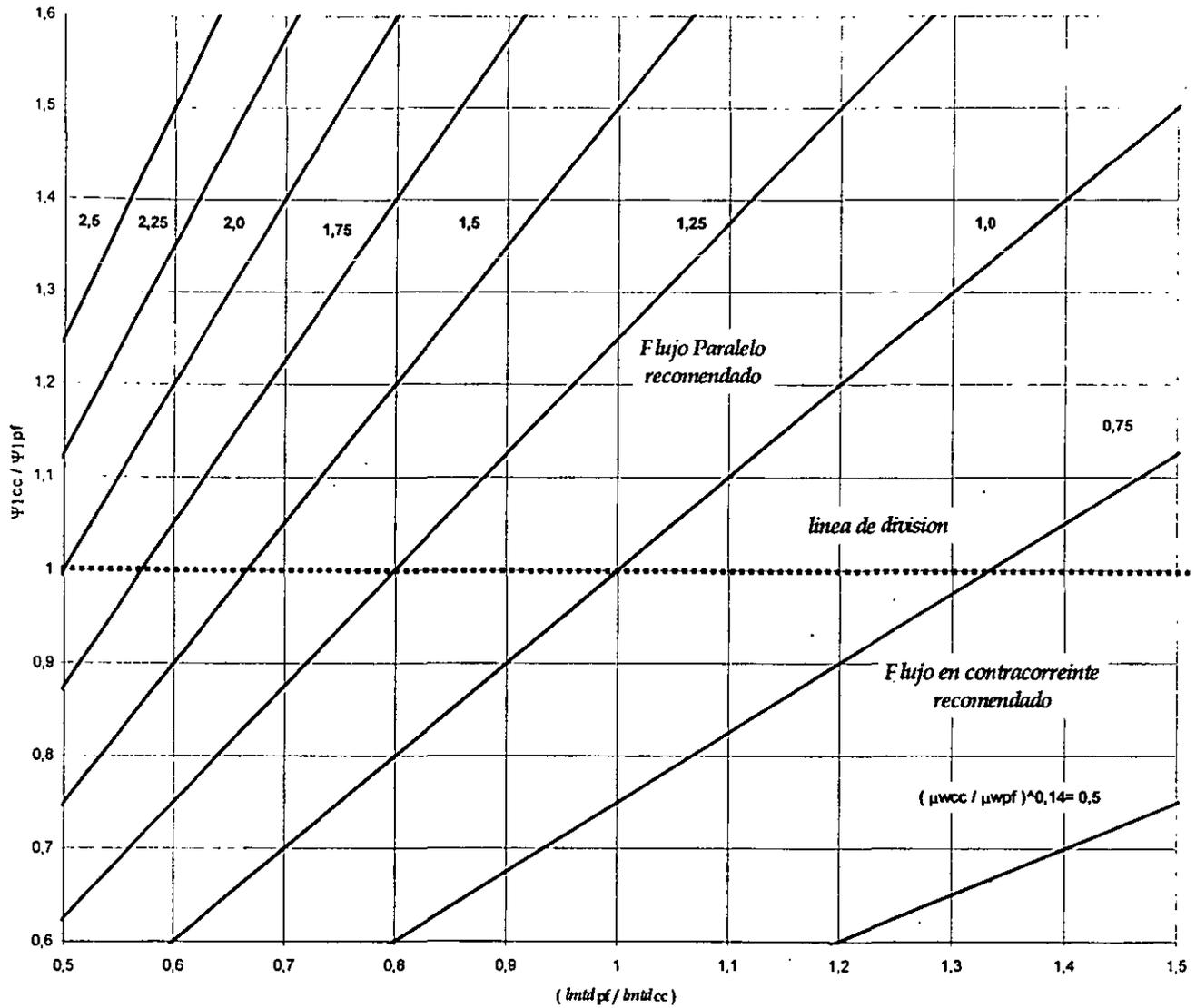
Si se divide la ecuación para el caso en que los fluidos se encuentran en contracorriente y flujo paralelo, y al eliminar términos comunes, se obtiene la siguiente ecuación:

$$\left( \frac{\Psi_{1cc}}{\Psi_{1pf}} \right) = \left( \frac{LMTD_{pf}}{LMTD_{cc}} \right) \left( \frac{\mu_w^{0.14}}{\mu_w^{0.14}} \right) \quad (47).$$

Para determinar cuál es el mejor arreglo para intercambiadores de calor se desarrolló la gráfica No. 6.

En esta gráfica se puede apreciar una línea que divide la gráfica en dos zonas, en la zona inferior de la figura es favorecido el arreglo en contra corriente, y en la zona superior el arreglo en paralelo.

Se puede observar que la ecuación (47), para flujo turbulento y la ecuación (41), son prácticamente de la misma forma, por lo que las gráficas (5) y (6) son similares.



Gráfica 6 : Selección del tipo de arreglo de los fluidos en régimen turbulento.

Autores: Irene Márquez, Mauricio Márquez

**Procedimiento para la selección del arreglo de los fluidos:  
paralelo o en contracorriente.**

La ventaja de este procedimiento, es lo rápido y sencillo de su ejecución; además de la inexistencia de procedimientos para la selección.

**PASO 1:** obtención de los siguientes datos para ambos fluidos:

Fluido Frio	Fluido Caliente
$t_1 =$	$T_1 =$
$t_2 =$	$T_2 =$
$D_1 =$	$D_2 =$

**PASO 2:** Evaluación de la diferencia logarítmica de temperaturas *LMTD*, con los valores de entrada y salida en ambos casos ( arreglo en contracorriente  $LMTD_{cc}$  y en paralelo  $LMTD_{pf}$  ).

$$LMTD_{cc} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad (25)$$

Para corriente paralela:

$$LMTD_{pf} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad (26)$$

**PASO 3:** Evaluar el coeficiente de transferencia de calor para el fluido que circula por los tubos.

$$h_{io} / \varphi$$

**PASO 4:** Evaluación del coeficiente de transferencia de calor para el fluido que circula por el tubo externo o coraza.

$$h_o / \varphi$$

**PASO 5:** Cálculo de la temperatura de la pared " $T_w$ ", en ambos casos.

Cuando el fluido caliente circula por la coraza

$$\text{Arreglo en contracorriente} \quad tw_{cc} = t_1 + \left[ \frac{ho}{ho + hio} \right] (T_2 - t_1) \quad (48)$$

$$\text{Arreglo en paralelo} \quad tw_{pf} = t_2 + \left[ \frac{ho}{ho + hio} \right] (T_2 - t_2) \quad (49)$$

Cuando el fluido caliente circula por los tubos.

$$\text{Arreglo en contracorriente} \quad tw_{cc} = t_1 + \left[ \frac{hio}{hio + ho} \right] (T_2 - t_1) \quad (50)$$

$$\text{Arreglo en paralelo} \quad tw_{pf} = t_2 + \left[ \frac{hio}{hio + ho} \right] (T_2 - t_2) \quad (51)$$

**PASO 6:** Obtención de los valores de viscosidad sacados de la literatura en las dos temperaturas a la pared. ( $\mu_{cc}$ ,  $\mu_{pf}$ )

$$\mu_{cc}, \mu_{pf}$$

**PASO 7:** Evaluación de los parámetros ( $LMTD_{pf} / LMTD_{cc}$ ) y ( $\mu_{wcc} / \mu_{w pf}$ )<sup>0.14</sup>.

**PASO 8:** Al utilizar la gráfica No. 6, se obtiene el valor del cociente  $\psi_{cc} / \psi_{pf}$ , el cual determina el mejor arreglo. Si el valor da menor de uno, el equipo se encuentra en la región dominante del arreglo en contra corriente, si en cambio su valor es más de uno, el equipo se encuentra en la zona donde es preferible tener un equipo con arreglo en paralelo.

**Ejemplo.**

Una corriente de keroseno fluye en un intercambiador de doble tubo Keroseno-Agua, y debe ser enfriado desde 250 °F a 105 °F, usando agua de enfriamiento, la cual es calentada de 77 °F a 90 °F. La longitud de la tubería es de 70 ft, con el diámetro del tubo externo de 3 in y 2 in, cédula 40 ( doble tubo ).

¿Cuál es el mejor arreglo para el equipo?.

Keroseno 42° API ) : 652 lb/h  
 Agua : 3580 lb/h

**PASO 1:** Se obtienen los siguientes datos para ambos fluidos:

Fluido Frió	Fluido Caliente
$t_1 = 77 \text{ °F}$	$T_1 = 250 \text{ °F}$
$t_2 = 90 \text{ °F}$	$T_2 = 105 \text{ °F}$
$D_1 = 2$	$D_2 = 3$

**PASO 2:** Evaluación del *LMTD*, con las temperaturas de entrada y salida en ambos casos ( arreglo en contracorriente *LMTD<sub>cc</sub>* y en paralelo *LMTD<sub>pf</sub>* ).

$$LMTD_{cc} = ((250 - 90) - (105 - 77)) / \ln(250 - 90) / (105 - 77) = 75.73 \text{ °F}$$

$$LMTD_{pf} = ((250 - 77) - (105 - 90)) / \ln(250 - 77) / (260 - 90) = 64.62 \text{ °F}$$

**PASO 3:** Se evalúa el coeficiente de transferencia de calor para el fluido que circula por los tubos.

Por ser un fluido viscoso y derivado del petróleo y se usa la ec. (11), de Graetz rearrreglada para poder evaluar rápidamente las propiedades físicas.

Se utiliza la figura No.4 para poder evaluar el parámetro "f", el cual contiene las propiedades físicas, esta evaluado esto a la temperatura de salida del fluido caliente, por ser las condiciones más drásticas (  $T_2=105 \text{ °F}$  ).

$$f = 0.296$$

$$hio = (652^{0.33} * 0.296 / 70^{0.33} * 0.172)$$

$$hio / \phi = 3.59 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ °F}$$

**PASO 4:** Evaluación del coeficiente de transferencia de calor para el fluido que circula por el tubo externo o coraza.

Por ser agua y encontrarse en el rango de validez, utilizamos la ecuación 14.

Evaluación del diámetro equivalente:

$$De = (do^2 - di^2) / di = ( (3.068 \text{ in})^2 - (2.375 \text{ in})^2 ) / (2.375 \text{ in}) = 0.132 \text{ ft}$$

Evaluación de la velocidad del agua:

$$V = 4 W / \rho \pi (do - di) = ( 4 * (3580.7 \text{ Lb/h}) ) / ( 3.141516 * (61.2 \text{ Lb/ft}^3) * (0.057 \text{ ft})^2 ) \\ = 22929.1 \text{ ft/h} = 6.3 \text{ ft/s}$$

$$ho = 150 ( 1 + 0.01 ( 83.5 ) ) ( 6.3^{0.8} / ( 0.132 * 12 )^{0.2} ) = 1106.5 \text{ BTU/hft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

**PASO 5:** Cálculo de la temperatura de la pared “ $T_w$ ”, en ambos casos:

$$T_{wcc} = 77 \text{ } ^\circ\text{F} + [ 3.59 / ( 3.59 + 1106.5 ) ] ( 105 \text{ } ^\circ\text{F} - 77 \text{ } ^\circ\text{F} ) = 77.09 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{wpf} = 90 \text{ } ^\circ\text{F} + [ 3.59 / ( 3.59 + 1106.5 ) ] ( 105 \text{ } ^\circ\text{F} - 90 \text{ } ^\circ\text{F} ) = 90.04 \text{ } ^\circ\text{F}$$

**PASO 6:** Obtención de los valores de viscosidad sacados de la literatura en las dos temperaturas a la pared. (  $t_{wcc}$  ,  $t_{wpf}$  ):

$$\mu_{cc} = 1.77 \text{ Cp}$$

$$\mu_{pf} = 1.58 \text{ Cp}$$

**PASO 7:** Evaluación de los parámetros (  $LMTD_{pf} / LMTD_{cc}$  ) y (  $\mu_{wcc} / \mu_{wpf}$  )<sup>0.14</sup>,

$$( LMTD_{pf} / LMTD_{cc} ) = ( 64.62 \text{ } ^\circ\text{F} / 75.73 \text{ } ^\circ\text{F} ) = 0.853$$

$$( \mu_{wcc} / \mu_{wpf} )^{0.14} = ( 1.77 \text{ cp} / 1.58 \text{ cp} )^{0.14} = 1.01$$

**PASO 8:** Al ser utilizada la gráfica No. 6 se obtiene:

$$\psi_{cc} / \psi_{pf} = 0.86$$

Como “ $\psi_{cc} / \psi_{pf}$ ” es más bajo de uno, se recomienda el arreglo en contracorriente. Es recomendado.

#### ***IV.IV.- Metodología gráficas de prediseño de intercambiadores de calor.***

La siguiente metodología gráfica, pretende ser la forma mas rápida de diseño de intercambiadores de calor de doble tubo; consiste en la creación de un nomograma. La filosofía de este método de diseño consiste en emular los diagramas termodinámicos llamados "Moliere" de entalpía contra presión, donde al conocer el valor de dos propiedades del sistema, es posible determinar gráficamente el valor de todas las demás propiedades asociadas.

Con la anterior filosofía es posible la creación de un nomograma, el cual, conociendo dos propiedades de diseño del equipo, nos permite de la misma manera al caso anterior, obtener los parámetros de diseño de un modo rápido y práctico.

De la misma manera que en el caso del diagrama de entalpía contra presión, donde existe uno específico para cada substancia, este método requiere un diagrama específico para cada fluido. Algunos diagramas para las substancias más típicas se incluyen en los anexos de este trabajo.

Las propiedades que se pueden obtener de estos diagramas son:

- ***Coefficientes individuales de transferencia de calor.***
- ***Los diámetros recomendados.***
- ***Las masa velocidad.***
- ***El calor intercambiado.***

Estos diagramas se utilizan conociendo los gastos máscicos y las temperaturas medias de los fluidos.

Conociendo los parámetros anteriormente mencionados para cada substancia, se procede a utilizar una tercera gráfica, la cual, conociendo el valor de los coeficientes de transferencia de calor, nos permite evaluar los siguientes parámetros:

- ***Coefficiente global de transferencia de calor.***
- ***Temperatura de la pared.***

Finalmente, conociendo dichos parámetros, nos es posible determinar la longitud del equipo.

Contando con las gráficas apropiadas, se estima que en la ejecución de la presente metodología se requiere de pocos minutos para generar el diseño completo de un equipo de intercambio de calor, ya que no se requieren iteraciones.

#### ***IV.IV.I.- Desarrollo del método.***

En la siguiente parte del capítulo se han desarrollado las principales ecuaciones de la metodología gráfica de diseño. Es importante indicar que las ecuaciones utilizadas, están en su forma más simple.

El desarrollo de las ecuaciones del método están orientadas a buscar un par de ejes en los cuales la mayoría de las ecuaciones del diseño del intercambiador de calor se encuentren relacionadas, de lo cual se obtuvo: la temperatura y el gasto másico. Conociendo lo anterior, se arreglaron algebraicamente las expresiones de la forma:  $f(t)$ , donde "t" es la temperatura media entre la entrada y la salida del equipo.

Se desarrollaron las siguientes ecuaciones:

1. Masa velocidad constante.
2. Diámetro constante.
3. Coeficiente de transferencia de calor constante.
4. Caída de presión constante.
5. Calor constante.
6. Ecuación de división, separación entre el área con flujo turbulento y flujo laminar.
7. Ecuación de la longitud del equipo.

#### **◆ Desarrollo de la ecuación a " masa velocidad constante ".**

El primer punto a tratar radica en los criterios de diseño que se requieren para poder diseñar un equipo de esta naturaleza. Generalmente los parámetros que se escogen por dichos criterios es la masa velocidad "G", tanto para el fluido frío, como para el fluido caliente.

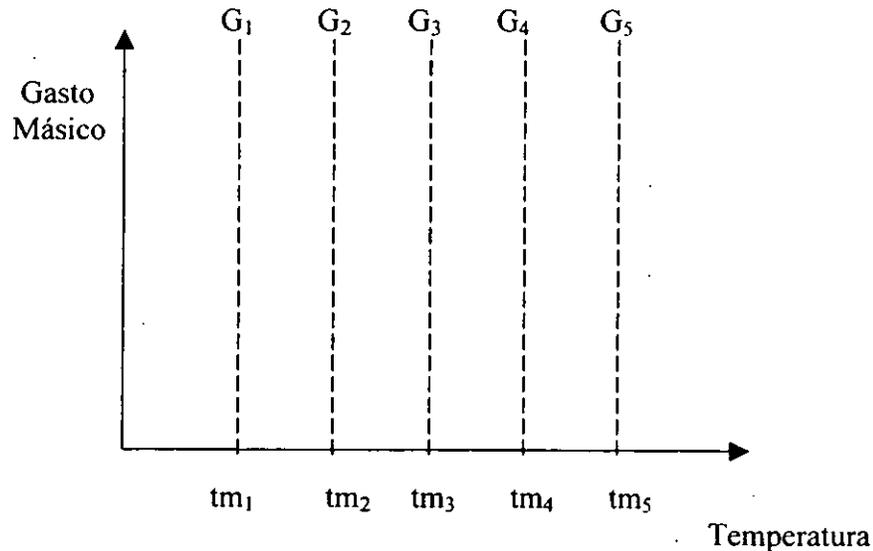
Otro criterio utilizado son las velocidades recomendadas, pero esto es poco usado. Un punto interesante consiste en la ecuación que define a la masa velocidad ec. (52) donde "G" la masa velocidad, es definida por "v" que es la velocidad del fluido y "ρ" es la densidad del mismo, por tanto las masas velocidades recomendadas de un fluido en un intercambiador de calor a diferentes temperaturas son distintas.

$$G = v \rho \quad (52)$$

Es importante mencionar que las velocidades recomendadas, expuestas en el capítulo 3, y aplicadas a intercambiadores de calor, están referidas a un valor numérico multiplicado por la densidad, lo cual permite que las velocidades recomendadas varíen de un fluido a otro y de una temperatura media de trabajo a otra.

Por lo anteriormente expuesto, el primer punto en la creación de las gráficas avanzadas de diseño, es la selección de la velocidad a la cual está corriendo el fluido, conociendo este valor, el cual será predeterminado se podrá poner a la masa velocidad en función de la temperatura media de trabajo.

Graficando esto en un plano donde el eje de las abscisas es la temperatura media y el eje de las ordenadas es el gasto másico, se obtienen líneas a valores constantes de masas velocidades. (figura 10).



**Figura 10: Curvas a masa velocidad constantes.**

Autores: Irene Márquez, Mauricio Márquez

Por lo tanto conociendo el gasto másico del fluido y la temperatura media del mismo, se puede obtener la masa velocidad recomendable.

♦ **Desarrollo de la ecuación a " diámetro constante ".**

Otra vía para poder definir la masa velocidad del fluido es por medio de la siguiente expresión:

$$G = W / A \quad (53)$$

Donde "W" es el gasto másico y "A", es el área de flujo del fluido.

El área se obtiene por medio de la siguiente expresión: donde el diámetro "d" puede ser el diámetro real de la tubería en el caso en que el fluido transite por el tubo, o del diámetro equivalente cuando el fluido circula por la coraza o por el tubo externo.

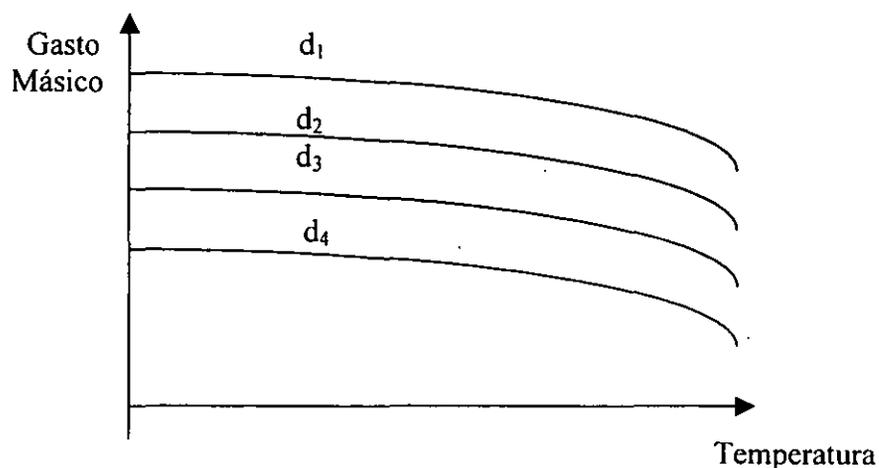
$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (54)$$

Como resultado de la combinación de las ecuaciones (53), (54) y (55) podemos obtener la siguiente expresión:

$$W = \frac{V\rho\pi d^2}{4} \quad (55)$$

Dando valores constantes al diámetro y considerando que el valor de la velocidad fue definido desde pasos anteriores, esta ecuación presenta los valores del gasto másico en función de la temperatura.

Graficando esto en el diagrama ( t , W ), se obtiene lo siguiente:



**Figura 11: Curvas a diámetro constantes.**

Autores: Irene Márquez, Mauricio Márquez

♦ **Desarrollo de la ecuación a " Coeficiente de transferencia de calor constante ".**

El siguiente paso consiste en desarrollar una ecuación de la cual se pueda obtener curvas con valores constantes de los coeficientes de transferencia de calor.

La ecuación de Sieder y Tate estima el coeficiente de transferencia de calor para un fluido que circula a régimen turbulento ( $Re > 10,000$ ):

$$\frac{h_i d}{k} = 0.027 \left( \frac{dG}{\mu} \right)^{0.8} \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (15)$$

Generalmente se define al parámetro " $\phi$ " de la siguiente manera:

$$\phi = \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (56)$$

Se arregla la ecuación para que aparezca el cociente ( $h / \phi$ ):

$$\frac{h_o}{\phi} = 0.027 \frac{k}{d} \left( \frac{dG}{\mu} \right)^{0.8} \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \quad (57)$$

Juntando términos y combinando esta ecuación con la (52) se obtiene:

$$\left( \frac{h_i}{\phi} \right) = \left( \frac{0.0027 k^{2/3} V^{0.8} \rho^{0.8} C_p^{1/3}}{d^{0.2} \mu^{0.4666}} \right) \quad (58)$$

Despejando el diámetro de la ecuación (55), podemos obtener :

$$d = \left( \frac{4W}{V \rho \pi} \right)^{0.5} \quad (59)$$

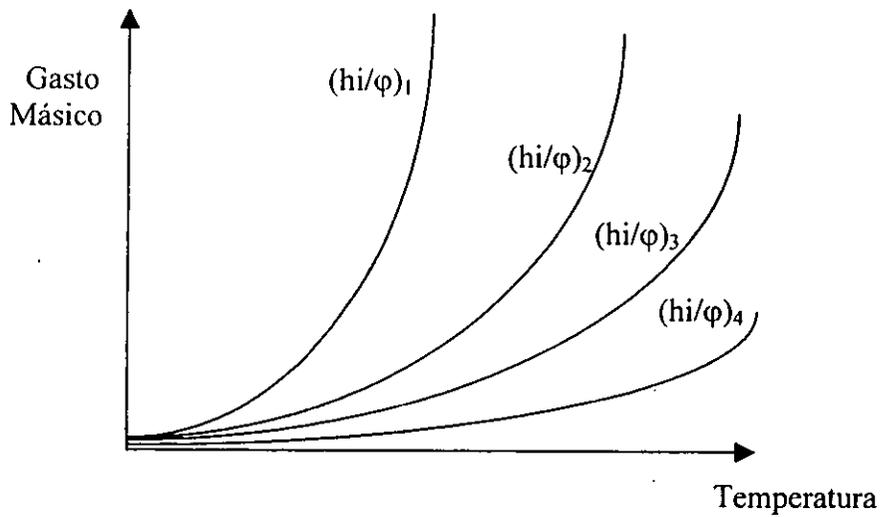
Substituyendo la ecuación (58) en la (59), eliminando el diámetro y términos comunes:

$$\left( \frac{h_i}{\phi} \right) = \left( \frac{2.635 E - 2 k^{2/3} V^{0.9} \rho^{0.9} C_p^{1/3}}{W^{0.1} \mu^{0.4666}} \right) \quad (60)$$

Finalmente la ecuación anterior se puede expresar de la forma ya conocida para ser graficada en el plano ( t , W ).

$$W = \left( \frac{2.635E - 2k^{2/3}V^{0.9} \rho^{0.9} Cp^{1/3}}{\left(\frac{hi}{\phi}\right) \mu^{0.4666}} \right)^{10} \quad (61)$$

Graficando se obtiene:



**Figura 12: Curvas a coeficientes de transferencia de calor constantes.**  
 Autores: Irene Márquez, Mauricio Márquez

♦ **Desarrollo de la ecuación a " caída de presión constante ".**

Uno de los parámetros más importantes en el diseño de los intercambiadores de calor es conocer la caída de presión del equipo, por lo que es una gran ventaja conocer este parámetro de forma rápida.

Como en este punto se desconoce la longitud total del equipo, se evalúa la caída de presión unitaria o dicho de otra manera, la caída de presión del equipo por cada metro de longitud.

La ecuación más simple para poder evaluar la caída de presión de un fluido circulando por un intercambiador de calor es la siguiente:

$$\Delta P = \frac{f'V^2 L \rho}{2gcdi} \quad (62)$$

La forma de obtener el valor de la caída de presión unitaria, es dividiendo la caída de presión entre la longitud total del equipo, como se muestra a continuación.

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right) = \frac{f'V^2 \rho}{2gcdi} \quad (63)$$

En esta ecuación “f’”, es el factor de fricción, el cual se puede evaluar como:

$$f' = 0.0035 + \left( \frac{0.264}{\left(\frac{dG}{\mu}\right)^{0.42}} \right) \quad (64)$$

Se sustituye el factor de fricción de la ecuación (63), por medio de la ecuación (64), y se obtiene:

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right) = \frac{0.0035V^2 \rho d^{0.42} G^{0.42} + 0.264V^2 \rho \mu^{0.42}}{2gc.d^{0.42}} \quad (65)$$

Se combina la ecuación (65) con la (52), y se sustituye la masa velocidad de la ecuación que describe la caída de presión:

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right) = \frac{0.00175V^2 \rho d^{0.42} + 0.132V^{1.58} \rho^{0.58} \mu^{0.42}}{gc.d^{0.42}} \quad (66)$$

El siguiente paso fue sustituir el diámetro, al utilizar la ecuación (54).

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right) = \frac{0.00234V^2 \rho W^{0.21} + 0.1678V^{1.81} \rho^{0.81} \mu^{0.42}}{4^{0.21} gc.W^{0.21}} \quad (67)$$

Al ser reacomodada la ecuación finalmente queda:

$$W = \left[ \frac{0.1678V^{1.81} \rho^{0.81} \mu^{0.42}}{1.337gc \left(\frac{\Delta P}{L}\right) - 0.00234V^2 \rho} \right]^{4.761} \quad (68)$$

La familia de curvas que describen la ecuación anterior, con distintos valores de caída de presión, son las que se muestran a continuación.

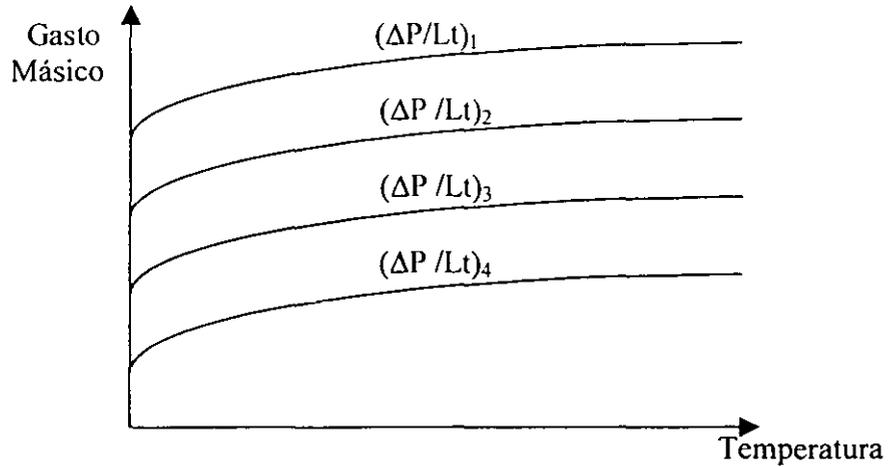


Figura 13: Curvas a caída de presión unitaria constantes.  
 Autores: Irene Márquez, Mauricio Márquez

♦ Desarrollo de la ecuación a " calor constante ".

Uno de los puntos, más útiles en un diseño de este tipo, es conocer la cantidad de calor que se está transfiriendo de un fluido a otro. El desarrollo de este parámetro es muy simple, empezando por definir el calor sensible de un fluido.

$$Q = W C_p \Delta T \quad (1)$$

Esta ecuación es posible graficarla en el plano ( t,W)

$$W = \left( \frac{Q}{\Delta T} \right) \left( \frac{1}{C_p} \right) \quad (69)$$

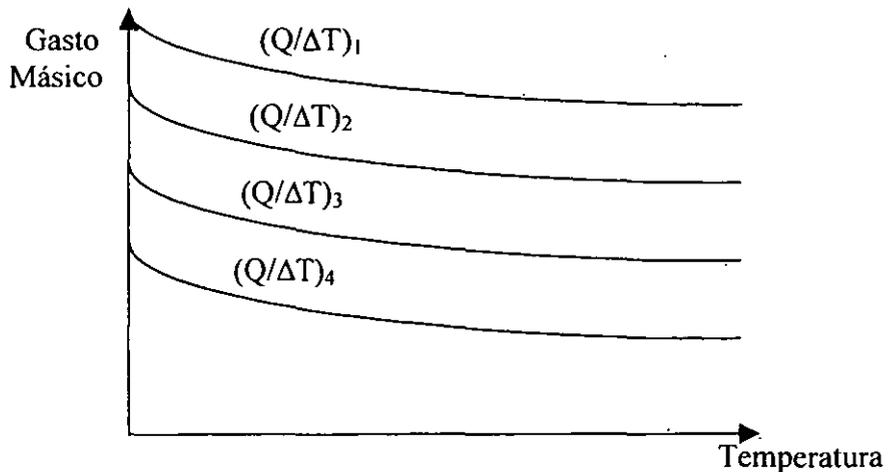


Figura 14: Curvas a caída de presión unitaria constantes.  
 Autores: Irene Márquez, Mauricio Márquez

♦ **Desarrollo de la ecuación que divide el área con flujo turbulento y con flujo laminar.**

La última curva que se añade a este método delimita dos áreas, una es aquella en donde el flujo es turbulento, o dicho de otra manera el número de Reynolds es mayor al valor de 10,000. En esta zona las ecuaciones empleadas en el método aplican, en la otra zona, en donde el flujo es laminar, las ecuaciones de este método no aplican.

El número de Reynolds se define por la siguiente relación adimensional.

$$Re = \left( \frac{V\rho.d}{\mu} \right) \quad (2)$$

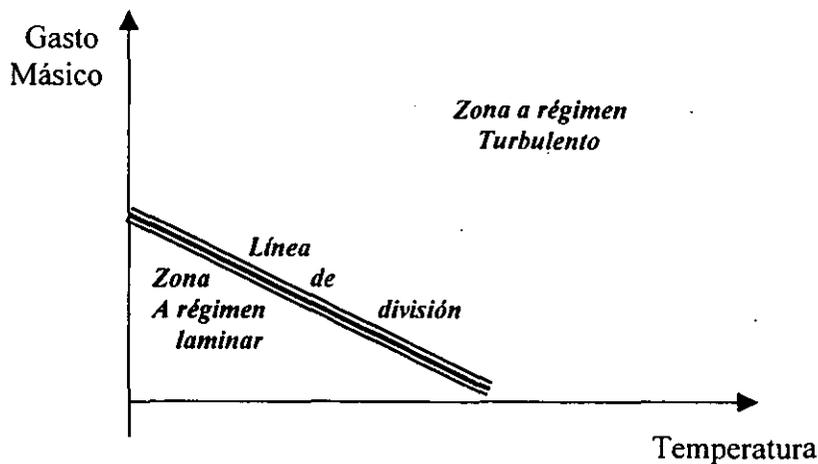
Se sustituye el diámetro en la ecuación (2), con la ecuación (55), y se coloca el valor mínimo del número de Reynolds (10,000), es posible obtener:

$$10,000 = \left( \frac{V^{0.5} \rho^{0.5} 4^{0.5} W^{0.5}}{\pi^{0.5} \mu} \right) \quad (70)$$

Al reacomodar esta última expresión queda:

$$W = \left( \frac{10,000^2 \pi \cdot \mu^2}{4\rho V} \right) \quad (71)$$

Finalmente, al graficar se obtiene:



**Figura 15: Línea de división.**  
 Autores: Irene Márquez, Mauricio Márquez

♦ **Desarrollo de la ecuación para el cálculo de la longitud del equipo.**

La siguiente familia de curvas esta diseñada para poder evaluar la longitud del equipo, una de las ecuaciones más usadas en todos los procesos de transferencia de calor, es la ecuación general de transferencia de calor.

$$Q = U_d A LMTD \quad (3)$$

En dicha ecuación se involucra al área de transferencia de calor, la cual es diferente que el área de flujo. La ecuación que define el área de transferencia de calor es:

$$A = \pi d L \quad (72)$$

En esta ecuación aparece la longitud total del equipo "L", substituyendo la definición del área en la ecuación general de transferencia de calor y al despejar esta longitud, se obtiene:

$$L = \frac{WC_p \Delta T}{\pi d LMTD U_d} \quad (73)$$

Se sustituye el diámetro, de la ecuación (55), en la ecuación anterior:

$$L = \frac{L \pi^2 2 LMTD U_d}{C_p \Delta T V^{0.5} \rho^{0.5}} \quad (74)$$

Se coloca la ecuación en la forma necesaria para poderla graficar:

$$W = \left[ \left( \frac{\pi^2 2}{C_p V^{0.5} \rho^{0.5}} \right) \left( \frac{L LMTD U_d}{\Delta T} \right) \right]^2 \quad (75)$$

Se define al parámetro "Λ":

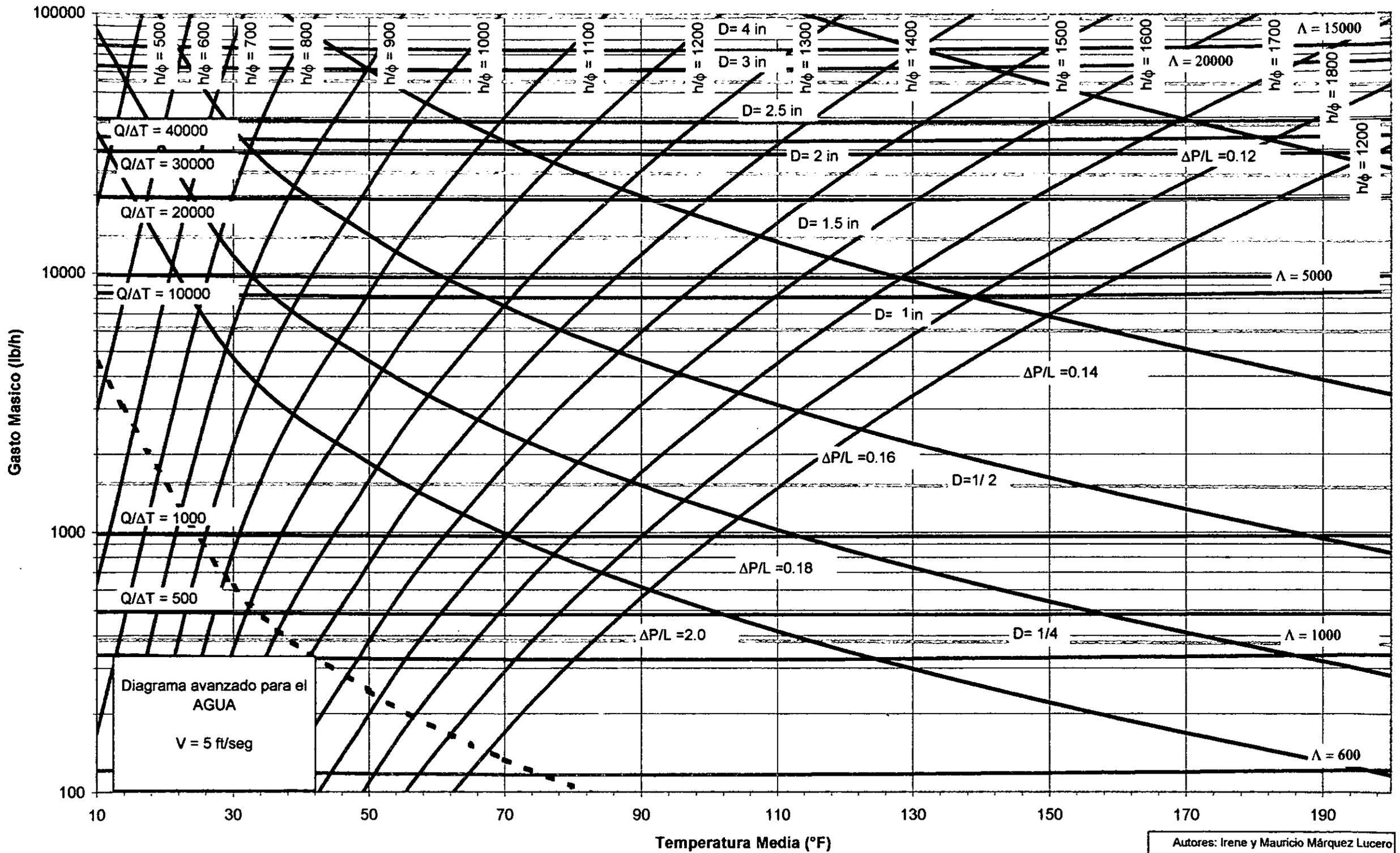
$$\Lambda = \left( \frac{L LMTD U_d}{\Delta T} \right) \quad (76)$$

Si se reacomoda la ecuación nuevamente queda:

$$W = \left( \frac{\Lambda \pi^2 2}{C_p V^{0.5} \rho^{0.5}} \right)^2 \quad (77)$$

Al graficar esta ecuación para valores de "Λ" constantes.

Reuniendo las curvas es posible crear un diagrama; si se conocen las temperaturas medias y el gasto másico, es posible conocer el valor calor de las principales propiedades del equipo.



### Desarrollo del segundo tipo de diagramas.

Este segundo tipo de diagrama permite conocer de un modo rápido el coeficiente global de transferencia de calor "U", y evaluar de un modo más rápido las temperaturas a la pared.

Los ejes de este segundo diagrama son, (  $h_i$  ,  $h_{io}$  ).

#### ◆ Desarrollo de las líneas a coeficiente global de transferencia de calor constante.

La expresión que define al coeficiente global de transferencia de calor es la siguiente:

$$\frac{1}{Uc} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} \quad (78)$$

Se reescribe esta expresión de la forma:

$$h_o = \frac{Uc \cdot h_{io}}{h_{io} - Uc} \quad (79)$$

#### ◆ Desarrollo de las líneas a parámetro "Γ" constantes. ( Cálculo de la temperatura a la pared).

Existen dos expresiones para evaluar la temperatura a la pared en un intercambiador de calor, dependiendo cada una de ellas de la disposición del flujo caliente.

Si el fluido caliente circula en el intercambiador de calor por la coraza, se utiliza la expresión:

$$t_w = t_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad (80)$$

Si es el caso del que el fluido caliente circula por los tubos:

$$t_w = T_c - \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad (81)$$

Se puede observar que el término del cociente que contiene los coeficientes de transferencia de calor, en las últimas dos ecuaciones, son iguales, por lo que a este término lo nombramos "Γ"

$$\Gamma = \frac{h_o}{h_{io} + h_o} \quad (82)$$

Debido a esto las ecuaciones (80) y (81) se escriben como a continuación se muestra:

$$t_w = t_c + \Gamma(T_c - t_c) \quad (83)$$

Cuando el fluido caliente circula por los tubos:

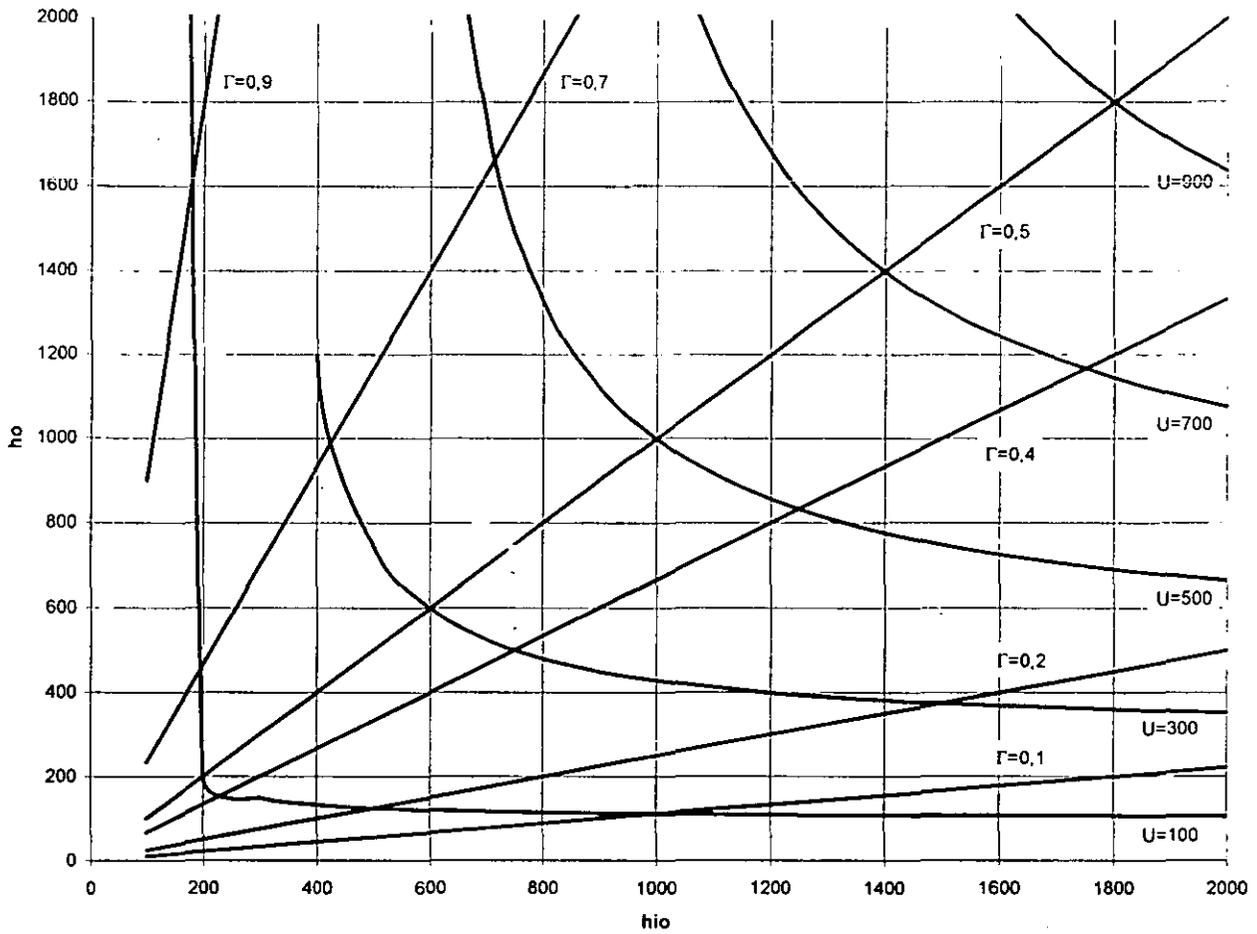
$$t_w = T_c - \Gamma(T_c - t_c) \quad (84)$$

Despejando de la ecuación (82), al coeficiente "ho":

$$ho = \left[ \frac{\Gamma}{1 - \Gamma} \right] h_{io} \quad (85)$$

Las dos familias de curvas se muestran en la gráfica (8).

Con todo lo anteriormente expuesto, es posible generar una metodología simple de diseño de intercambiadores de calor, lo cual se expone en puntos subsecuentes de este mismo capítulo.



**Grafica 8.- gráfica para la obtención del coeficiente global de transferencia de calor**  
 Autores: Irene Márquez, Mauricio Márquez

**IV.IV.II.- PROCEDIMIENTO DE DISEÑO PARA EQUIPOS DE DOBLE TUBO.**

Con las expresiones anteriormente desarrolladas, es posible general una metodología confiable de diseño de intercambiadores de calor.

**PASO 1.-** Obtener los diagramas para cada fluido y del diagrama (hio vs ho).

**PASO 2.-** Se estiman las temperaturas medias para cada fluido.

$$T_m = \frac{(T_1 + T_2)}{2} \quad (13)$$

$$t_m = \frac{(t_1 + t_2)}{2} \quad (13.1)$$

**PASO 3.-** Se obtiene el gasto másico de una de las corrientes (datos del problema.).

$$W_1; W_2$$

**PASO 4.-** Con los datos obtenidos y utilizando las gráficas simplificadas para ambas substancias, se evalúan los siguientes parámetros:

<i>Fluido Frío</i>	<i>Fluido Caliente</i>
A) $\Delta p_1$	F) $\Delta p_2$
B) $D_1$ (aproximado)	G) $D_2$ (aproximado)
C) $h/\phi_1$	H) $h/\phi_2$
D) $Q/\Delta T_1$	I) $Q/\Delta T_2$
E) $\Lambda_1$	J) $\Lambda_2$

**PASO 5.-** Se considera el arreglo de los fluidos “en paralelo y en contracorriente” y por el lugar en donde circularán los mismos “tubo externo o interno”.

**PASO 6.-** Se evalúa el calor que transfiere el equipo, conociendo el valor del parámetro “ $Q/\Delta T$ ” de la gráfica y multiplicándola por el gradiente de temperatura.

$$\left(\frac{Q}{\Delta T}\right) * \Delta T = Q \quad (86)$$

**PASO 7.-** De la gráfica se obtienen los valores de los diámetros, tanto de los equivalentes como de diámetros normales.

Se calcula el diámetro externo:

$$D_o = \sqrt{D_e^2 - D_i^2} \quad (87)$$

$D_e$  : Diámetro equivalente.

$D_o$  : Diámetro del tubo externo.

$D_i$  : Diámetro del tubo interno.

**PASO 8.-** Con los valores de  $(h/\varphi)$ , se evalúan  $(ho/\varphi)$  y  $(hio/\varphi)$ :

$$\left[ \frac{h}{\varphi} \right] \left( \frac{D_i}{D_o} \right) = \left( \frac{hio}{\varphi} \right) \quad (88)$$

$$\left[ \frac{h}{\varphi} \right] \left( \frac{1}{D} \right) = \left( \frac{ho}{\varphi} \right) \quad (89)$$

**PASO 9.-** Con estos valores de los coeficientes, se ocupa la gráfica 8 y se obtiene el valor del "Γ"

**PASO 10.-** Se evalúa la temperatura a la pared " $t_w$ ".

Cuando el fluido caliente circula por la coraza:

$$t_w = t_c + \Gamma(T_c - t_c) \quad (83)$$

Para el caso en que el fluido caliente circula por los tubos:

$$t_w = T_c - \Gamma(T_c - t_c) \quad (84)$$

**PASO 11.-** Se evalúan la viscosidad de ambos fluidos a la temperatura a la pared " $\mu_w$ ".

**PASO 12.-** Se calcula el valor del parámetro " $\varphi$ ":

$$\varphi = \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (90)$$

**PASO 13.-** Se corrigen los coeficientes:

$$\left[ \frac{h_{io}}{\varphi} \right] \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = h_{io} \quad (91)$$

$$\left[ \frac{h_o}{\varphi} \right] \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = h_o \quad (92)$$

**PASO 14.-** Utilizando la gráfica 8 se evalúa el coeficiente global de transferencia de calor "U"

**PASO 15.-** Se obtiene el valor de las sumatoria de incrustaciones " $\Sigma R_d$ ", (ver valores en las tablas del capítulo 3).

**PASO 16.-** Se obtiene el valor del coeficiente de transferencia de calor corregido "U<sub>d</sub>":

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{U} + \Sigma R_d \quad (93)$$

**PASO 17.-** Se evalúa la diferencia logarítmica de temperaturas,  $LMTD_{cc}$

$$LMTD_{cc} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (25)$$

**PASO 18** Se evalúa la longitud del equipo despejándola de la ecuación (76), con los datos obtenidos del diagrama:

$$L = \frac{\Lambda \Delta T}{LMTD U_d} \quad (94)$$

**PASO 19.-** Se estima la caída de presión:

$$\left( \frac{\Delta P}{L} \right) * L = \Delta P \quad (95)$$

**EJEMPLO**

Se desea enfriar el agua de salida de un proceso, 9 820 lb/h de 160 °F a 90 °F, para su posterior eliminación del proceso, se usarán para el mismo 16,325 lb/h de agua de enfriamiento que se va a calentar de 80 °F a 120 °F. Diseñar el equipo.

**PASO 1.-** Obtener los diagramas para cada fluido y del diagrama (hio vs ho).

Como en este caso el fluido caliente y el fluido frío son los mismos, se utiliza el mismo diagrama (diagrama para el agua gráfica No.7).

**PASO 2.-** Se estiman las temperaturas medias para cada fluido.

$$T_m = \frac{(160 + 90)}{2} = 125 \text{ °F}$$

$$t_m = \frac{(120 + 80)}{2} = 100 \text{ °F}$$

**PASO 3.-** Se obtiene el gasto máxicos de una de las corrientes (dato del problema).

$$W_1 = 9,820 \text{ lb/h (fluido frío)}$$

$$W_2 = 16,325 \text{ lb/h (fluido caliente)}$$

**PASO 4.-** Con los datos obtenidos, se utilizan las gráficas simplificadas para ambas substancias, posteriormente se evalúan los siguientes parámetros:

Fluido Frío		Fluido Caliente	
$\Delta p_1 / L$	= 0.139	$\Delta p_2 / L$	= 0.142
$D_1(\text{aproximado})$	= 1.5	$D_2(\text{aproximado})$	= 1
$h/\phi_1$	= 1,220	$h/\phi_2$	= 1,700
		$Q/\Delta T_2$	= 8,900
		$\Lambda_2$	= 5,000

**PASO 5.-** Se considera el arreglo de los fluidos “En paralelo y en contracorriente” y por donde circularan los mismos “tubo externo o interno”.

Se considera que el agua caliente circula por el tubo externo y el agua de enfriamiento fluye por el tubo interno, el arreglo del equipo es contracorriente.

**PASO 6.-** Se evalúa el calor que transfiere el equipo, conociendo el valor del parámetro “ $Q/\Delta T$ ” de la gráfica y multiplicándola por el gradiente de temperatura.

$$Q = (8,900)(160-90) = 623,000 \text{ Btu/h}$$

**PASO 7.-** De la gráfica se obtienen los valores de los diámetros, tanto de los equivalentes como de diámetros normales.

$$\begin{aligned} D_i &= 1 \text{ in} \\ D_e &= 1.5 \text{ in} \end{aligned}$$

Se calcula el diámetro externo:

$$D_o = \sqrt{1.5^2 - 1^2} = 1.8 \approx 2 \text{ in}$$

Tomamos el valor de 2 in

Diámetro	Diámetro Interno	Diámetro Externo
1 in	1.049 in	
2 in	2.067 in	2.38 in

**PASO 8.-** Con los valores de  $(h/\phi)$ , se evalúan  $(h_o/\phi)$  y  $(h_{io}/\phi)$ :

$$\left(\frac{h_{io}}{\phi}\right) = (1,700)\left(\frac{1.049}{2.067}\right) = 862.7 \frac{\text{Btu}}{\text{hft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$\left(\frac{h_o}{\phi}\right) = (1,700)\left(\frac{1}{2.067}\right) = 822.4 \frac{\text{Btu}}{\text{hft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

**PASO 9.-** Con estos valores de los coeficientes, se ocupa la gráfica 8 y se obtiene el valor del “ $\Gamma$ ”

$$\Gamma = 0.48$$

**PASO 10.-** Se evalúa la temperatura a la pared “ $t_w$ ”.

$$t_w = 125 + 0.48(125 - 100) = 137 \text{ } ^\circ\text{F}$$

**PASO 11.-** Se evalúan la viscosidad de ambos fluidos a la temperatura a la pared “ $\mu_w$ ”.

Por ser agua, este paso no se requiere calcular

**PASO 12.-** Se calcula el valor del parámetro “ $\phi$ ”.

Por ser agua, se considera:

$$\phi_i = 1$$

$$\phi_w = 1$$

**PASO 13.-** Se corrigen los coeficientes:

$$h_{io} = 862.7 \frac{Btu}{hft^2 \circ F}$$

$$h_o = 822.4 \frac{Btu}{hft^2 \circ F}$$

**PASO 14.-** Utilizando la gráfica 8 se evalúa el coeficiente global de transferencia de calor “U”:

$$U = 450 \frac{Btu}{hft^2 \circ F}$$

**PASO 15.-** Se obtiene el valor de la sumatoria de incrustaciones “ $\Sigma R_d$ ”, (ver valores en las tablas del capítulo 3):

$$\Sigma R_d = 0.001$$

**PASO 16.-** Se obtiene el valor del coeficiente de transferencia de calor corregido “ $U_d$ ”:

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{450} + 0.001 = 310.3 \frac{Btu}{hft^2 \circ F}$$

**PASO 17.-** Se evalúa la diferencia logarítmica de temperaturas:

$$LMTD_{cc} = \frac{(160 - 120) - (90 - 80)}{\ln \frac{(160 - 120)}{(90 - 80)}} = 21.6 \text{ } ^\circ F$$

**PASO 18** Se evalúa la longitud del equipo despejándola de la ecuación (74), con los datos obtenidos del diagrama:

$$L = \frac{(5000)(40)}{(21.6)(310.3)} = 29.8 \text{ ft}$$

**PASO 19.-** - Se estima la caída de presión:

Agua caliente, tubo externo:

$$(0.142) * 29.8 = 4.2 \text{ Psi}$$

Agua fría, tubo interno:

$$(0.139) * 29.8 = 4.1 \text{ Psi}$$

Estas velocidades pueden considerarse buenas ya que están cercanas a las velocidades recomendadas en el capítulo 3.

## IV.V.-UNIDADES Y SÍMBOLOS DE LA UNIDAD.

- C<sub>p</sub>** : Capacidad calorífica; (Btu/lb °F)  
**D, d** : Diámetro de la tubería (ft<sup>2</sup>).  
**d<sub>i</sub>** : Diámetro interno ( ft).  
**D<sub>e</sub>** : Diámetro equivalente (ft).  
**d<sub>o</sub>** : Diámetro externo (ft).  
**f** : Factor de fricción.  
**f** : Factor que contiene todas las propiedades físicas de los fluidos ( flujo laminar ).  
**ftio** : Factor que contienen todas las propiedades físicas de los fluidos que circulan por los tubos ( flujo turbulento ).  
**fto** : Factor que contienen todas las propiedades físicas de los fluidos que circulan por la coraza ( flujo turbulento ).  
**G** : Masa velocidad ( lb / S ft<sup>2</sup> ).  
**Gz** : Número de Graetz.  
**h** : Coeficiente de transferencia de calor ( BTU / h ft<sup>2</sup> °F ).  
**h<sub>io</sub>** : Coeficiente de transferencia de calor para los tubos internos ( BTU / h ft<sup>2</sup> °F ).  
**h<sub>o</sub>** : Coeficiente de transferencia de calor para los tubos externos ( BTU / h ft<sup>2</sup> °F ).  
**k** : Conductividad térmica ( BTU / h ft °F ).  
**L** : Longitud de la tubería o del equipo (ft).  
**L<sub>mtd</sub>** : Diferencia logarítmica de temperaturas; (°F).  
**L<sub>mtd<sub>pf</sub></sub>** : Diferencia logarítmica de temperaturas; en arreglo en paralelo (°F).  
**L<sub>mtd<sub>cc</sub></sub>** : Diferencia logarítmica de temperaturas; en arreglo en contra corriente (°F).  
**Log** : Logaritmo en base 10.  
**Q** : Calor transmitido; (Btu/h).  
**R<sub>d</sub>** : Valor de la incrustación del fluido en el equipo, (BTU / h ft<sup>2</sup> °F).  
**S<sub>g</sub>, S** : Gravedad específica.  
**T** : Temperatura de fluido (°F).  
**T<sub>cc</sub>** : Temperatura del fluido en la tubería en un arreglo en contra corriente (°F).  
**T<sub>m</sub>** : Temperatura media del fluido (°F).  
**T<sub>pf</sub>** : Temperatura del fluido en la tubería en un arreglo en paralelo (°F).  
**tw<sub>cc</sub>** : Temperatura de la pared en un arreglo en contra corriente (°F).  
**tw<sub>pf</sub>** : Temperatura de la pared en un arreglo en flujo paralelo (°F).  
**tw** : Temperatura de la pared (°F).  
**U** : Coeficiente global de transferencia de calor (BTU / h ft<sup>2</sup> °F).  
**V** : Velocidad del fluido (ft /s).  
**W** : Gasto másico; (lb/h).  
**W<sub>pf</sub>** : Flujo en arreglo en paralelo (lb/h).  
**W<sub>cc</sub>** : Flujo en arreglo en contra corriente (lb/h).

- **SIMBOLOS**

- $\Delta T$  : Diferencia de alturas; ( $^{\circ}F$ )  
 $\Delta P$  : Diferencias de presión; (Psi)  
 $\psi_{pf}$  : Parámetro geométrico en arreglo en paralelo ( $A / L^{0.33}$  do).  
 $\psi_{cc}$  : Parámetro geométrico en arreglo en contra corriente ( $A / L^{0.33}$  do).  
 $\Delta t$  : Gradiente de temperatura ( $^{\circ}F$ ).  
 $\phi$  : Factor de corrección por viscosidad.
- $\mu$  : Viscosidad (lb/ft h).  
 $\Sigma F$  : Sumatoria de fricción.  
 $\rho$  : Densidad (lb/ft<sup>3</sup>).

**ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

## V.-GENERACIÓN DE NUEVOS CRITERIOS DE DISEÑO EN EQUIPOS CON CAMBIO DE FASE.

*En este capítulo se exponen los criterios prácticos para el diseño y operación de aquellos equipos que intercambian calor por medio de un fenómeno de cambio de fase.*

Los rehervidores de proceso, se emplean para satisfacer una multitud de servicios que de alguna manera relacionan el calor latente, debido a que presentan un cambio de fase y que son parte de los procesos de evaporación o de destilación.

Existen varios tipos de rehervidores de proceso, los cuales presentan sus diferencias tanto en las características de su construcción como en el tipo de mecanismo que mueve a los fluidos desde la torre de destilación, pasando por el rehervidor y su reingreso a la torre.

Entre los principales tipos de rehervidores existen los siguientes:

- Termosifones Horizontales y Verticales.
- Kettles.

La eficiencia de estos equipos depende en gran parte de sus condiciones de operación así como del grado de incrustación que tienen.

### *V.I.- Termosifones Verticales.*

Los miembros de esta clase de intercambiadores de calor son unidades que operan con cargas hidrostáticas relativamente grandes y con bajas caídas de presión. Por esta razón, la vaporización ocurre en los tubos, en intercambiadores de un paso. Esto permite una mayor recirculación.

La magnitud de la alimentación de los termosifones, es la misma, que la cantidad de los fondos de la torre de destilación, por unidad de tiempo. El termosifón se conecta en la parte inferior de la columna de destilación, cuyos fondos, circulan libremente a un flujo tal, que la caída de presión por fricción en el equipo y otros conductos del circuito, se encuentren balanceados con la diferencia de la carga hidrostática entre el fluido líquido y los niveles de la mezcla líquido - vapor.

El termosifón vertical es usualmente un intercambiador 1-1 convencional. El espejo superior de los tubos se coloca próximo al nivel del líquido de los fondos, en una columna de destilación. Puesto que la caldereta se debe colocar cerca de la columna, las pérdidas por fricción en la tubería de entrada y salida generalmente son despreciables.

Otras de las características que presentan estos equipos a continuación se presentan.

#### Ventajas:

- *Fácil limpieza en el lado de calentamiento.*
- *Requiere de menos altura.*
- *Poco tiempo de residencia.*
- *Buena controlabilidad.*
- *Coefficientes de transferencia de calor razonablemente altos.*
- *Menor posibilidad de proporcionar área de transferencia de calor.*

#### Desventajas:

- *Requiere más espacio.*
- *Requiere más tubería .*
- *La limpieza del lado envolvente es más complicada.*
- *Vaporización máxima 50% ( 30% o menor ).*
- *No apropiado para fluidos viscosos. ( $\mu > 0.5$  cp).*
- *Requiere más altura de separación (liq-vap), en la torre.*
- *No equivale a un plato teórico.*

Para poder explicar el funcionamiento del termosifón vertical, es necesario mencionar las resistencias principales que presenta este equipo:

- Caída de presión por fricción a través de la tubería de entrada.
- Caída de presión por fricción en el termosifón.
- Pérdidas por expansión o aceleración debida a la vaporización en el termosifón.
- Presión estática de una columna de líquido y vapor mezclados en el termosifón.
- Caída de presión por fricción en la tubería de salida.

La presión estática de una columna de líquido con vapor mezclado en el termosifón, provoca que la vaporización del fluido en el equipo no inicie al entrar el líquido al intercambiador, sino que sucede en algún punto de este.

El fluido al entrar al intercambiador de calor requiere de dos procesos para poder iniciar su evaporación, los cuales son:

- **Temperatura:**

El fluido al entrar al intercambiador empieza a calentarse, hasta llegar a su temperatura de saturación.

- **Presión.**

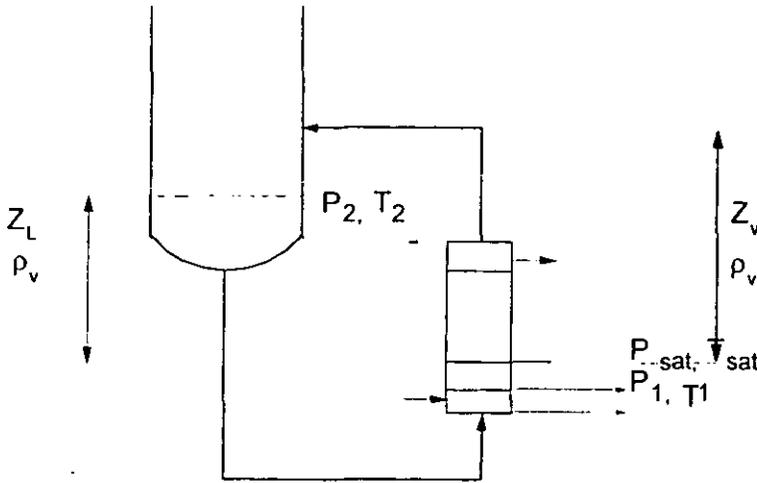
La presión con la cual el fluido entra al intercambiador va disminuyendo, conforme pierde energía por la fricción del mismo con la tubería, así como por su posición mas arriba en la columna hidrostática dentro del intercambiador, hasta llegar a la presión de saturación.

Al diseñar un termosifón vertical se toma en consideración de que la vaporización se inicia al entrar el fluido al equipo. Esta variación en el punto en que inicia la vaporización, disminuye el gradiente real de alturas, la cual en casos extremos podría detener el funcionamiento del equipo.

Otra importante consecuencia de no considerar el gradiente real de altura, estriba en que el calor transferido por el termosifón varia en función del gradiente.

**V.I.I- Deducción de la ecuación de la longitud a la cual empieza la vaporización.**

Para la deducción de esta ecuación, el primer punto es conocer el sistema:



**Figura No 16.- Diagrama de termosifones.**

Por lógica, las características del sistema son las siguientes:

$$P_1 > P_{sat} \qquad T_1 < T_{sat}$$

Refiriéndose a este caso, de las cinco resistencias mencionadas en este equipo, sólo dos de ellas se aplican:

- Caída de presión por fricción a través de la tubería de entrada.
- Presión estática de una columna de líquido y vapor mezclados en la caldereta.

Realizando el balance de energía del sistema en estudio, se obtiene:

$$\frac{\Delta V^2}{2} + \Delta Zg + \frac{\Delta P}{\rho} = \Sigma F \qquad (96)$$

La cual es comúnmente conocida como la ecuación de Bernoulli. Eliminando términos, que por su valor son despreciables, queda la siguiente expresión:

$$\Delta Zg + \frac{\Delta P}{\rho} = \Sigma F \quad (97)$$

Despejando a la caída de presión de la ecuación anterior:

$$\Delta P = \Sigma F\rho - \Delta Zg\rho \quad (98)$$

Si se cambia el signo al término de la diferencia de alturas, debido a que siempre éste gradiente tiene valores negativos cuando el fluido sube por la tubería se tiene  $h_j$   $h_{j+1}$   $h_{j+2}$ :

$$\Delta P = \Sigma F\rho + \Delta Zg\rho \quad (99)$$

Esta diferencia de alturas " $\Delta Z$ ", se estima de acuerdo a la geometría del sistema, con la siguiente igualdad:

$$\Delta Z = L \quad (100)$$

Al sustituir en la expresión (99), se obtiene:

$$\Delta P = \Sigma F\rho + Lg\rho \quad (101)$$

La caída de presión se define en este caso como:

$$\Delta P = (P_1 - P_{sat}) \quad (102)$$

Y al sustituir la caída de presión en la ecuación (101).

$$(P_1 - P_{sat}) = \Sigma F\rho + Lg\rho \quad (103)$$

La presión de entrada  $P_1$ , se calcula por medio de la presión hidrostática de la columna del líquido a vaporizar.

$$P_1 = (Z - L) \rho \quad (104)$$

Si se combina la ecuación (103) y la (104), se puede obtener:

$$(Z - L) g\rho - P_{sat} = \Sigma F\rho + Lg\rho \quad (105)$$

Al eliminar términos semejantes:

$$Z g\rho - P_{sat} = \Sigma F\rho + 2 Lg\rho \quad (106)$$

El término “ $\Sigma F$ ” representa las fricciones en el sistema, se puede estimar para este tipo de intercambiador por medio de la siguiente expresión:

$$\Sigma F\rho = \frac{fG^2L}{5.22 \times 10^{10} SDe} \quad (107)$$

La ecuación anterior es la típica para el cálculo de la caída de presión en el intercambiador sin cambio de fase. Cuando se sustituye en la ecuación (106), se tiene:

$$Zg\rho - P_{sat} = \frac{fG^2L}{5.22 \times 10^{10} SDe} + 2Lg\rho \quad (108)$$

La presión de saturación se puede estimar por medio de la ecuación de Clapeyron, esta relación termodinámica es de la forma:

$$\text{Log}.P_{sat} = A - \frac{B}{T_s} \quad (109)$$

Al combinar la ecuación (108) y la (109) obtenemos:

$$Zg\rho - 10^{A - \frac{B}{T_s}} = \left[ \frac{fG^2}{5.22 \times 10^{10} SDe} + 2g\rho \right] L \quad (110)$$

Finalmente se despeja L.

$$L = \frac{Zg\rho - 10^{A - \frac{B}{T_s}}}{\left[ \frac{fG^2}{5.22 \times 10^{10} SDe} + 2g\rho \right]} \quad (111)$$

***V.I.II- Procedimiento para la evaluación aproximada de la longitud en el evaporador en el que empieza el cambio de fase y de su calor asociado.***

El siguiente procedimiento permite conocer el valor de varios parámetros importantes en la operación de estos equipos:

- Longitud del equipo en la cual empieza el cambio de fase.
- La temperatura real de saturación.
- El calor asociado en esta sección del equipo.

El presente procedimiento es para hacer correcciones a diseños.

**PASO No 1.** - De los resultados del diseño, se obtienen, los siguientes parámetros:

1. -  $G_i$  Masa velocidad del fluido que circula por dentro.
2. -  $G_o$  Masa velocidad del fluido que circula por fuera
- 3.-  $W_i$  Gasto masico del fluido a vaporizar.
- 4.-  $W_o$  Gasto masico del fluido caliente
- 5.-  $Z$  Diferencia de alturas
- 6.-  $D_i$  Diámetro equivalente de los tubos internos.
7. -  $D_o$  Diámetro equivalente de la coraza.
8. -  $N_t$  Numero de tubos

**PASO No 2.** - Las siguientes propiedades se evalúan a la temperatura a la cual entran al evaporador, tanto el fluido frío como el fluido caliente..

1. -  $\rho$  Masa velocidad
- 2.-  $\mu$  Diferencia de alturas
- 3.-  $C_p$  Capacidad Calorífica.
- 4.-  $K$  Numero de tubos
- 5.-  $S$  Peso específico.
- 6.-  $A$  Factor de la ecuación de Clapeyron para la presión de vapor.
- 7.-  $B$  Factor de la ecuación de Clapeyron para la presión de vapor.

**PASO No 3.** - Se evalúa el factor de fricción del fluido.

$$f' = 0.00140 + \frac{0.125}{\left(\frac{DG}{\mu}\right)^{0.32}} \quad (112)$$

**PASO No 4.** - Se estima la longitud del equipo que tiene liquido subenfriado.

$$L = \frac{Zg\rho - 10^{A-B'/T_s}}{\left[ \frac{fG^2}{5.22 \times 10^{10} SDe} + 2g\rho \right]} \quad (113)$$

**PASO No 5.** - Se estiman los coeficientes de transferencia de calor para los dos fluidos, usando la ecuación de Sieder y Tate.

$$hi \frac{d}{k} = 0.027 \left( \frac{dG}{\mu} \right)^{0.8} \left( \frac{Cp \mu}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \left( \frac{di}{do} \right) \quad (114)$$

$$ho \frac{d}{k} = 0.36 \left( \frac{dG}{\mu} \right)^{0.55} \left( \frac{Cp \mu}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (115)$$

**PASO No 6.** - Evaluación del coeficiente global de transferencia de calor.

$$U_D = \frac{hioho}{hio + ho} \quad (116)$$

**PASO No 7.** - Se calcula del área de transferencia de calor.

$$Ar = \pi Di L Nt \quad (117)$$

**PASO No 8.** - Evaluación del cociente  $\frac{U_D A_r}{WCp}$ , para poder evaluar la temperatura real de saturación.

$$\frac{U_D A_r}{WCp} = \frac{Lmtd}{\Delta T} \quad (118)$$

**PASO No 9.** - Conociendo el valor de las temperaturas de entrada y de salida del fluido caliente y de la temperatura de entrada del fluido al intercambiador, se despejan estas de la ecuación anterior.

**PASO No 10.** - Como ya se cuenta con el valor de la temperatura real de saturación, se estima el valor del calor asociado a este proceso.

$$Q = W Cp (t_{sat} - t_1) \quad (119)$$

**EJEMPLO:**

Un termosifón vertical debe producir 40800 lb/h de vapor de agua. El calor total que debe de suministrar es de  $Q_T=3,960,000$  BTU/Lb la temperatura de entrada es de 212° F y la diferencia de alturas "Z" es de 18 ft, la temperatura del agua de calentamiento permanece constante a 270 °F. El calor será suministrado por vapor de agua a  $T_2$ .

Diga cuál es la longitud y la temperatura del equipo en donde inicia la evaporación y el calor suministrado en ésta sección.

Los datos geométricos del equipo son:

Tubos de 3/4 in. De, 16BWG, en arreglo triangular con paso de 1 in. El número de tubos es de 105.

1. Se obtienen los siguientes parámetros:

$$G = 645,000 \text{ lb/hft}^2$$

$$Dei = 0.0517 \text{ ft}$$

2. A esta temperatura, las siguientes propiedades valoradas son:

$T_s = 212^\circ \text{F}$	$\rho = 62.4 \text{ lb/ft}^3$	
$C_p = 0.95 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$	$S = 0.96$	$T_s = 212.21^\circ\text{F}$
$\mu = 0.06776 \text{ lb/ft h}$	$A = 0.47$	
$K = 0.398 \text{ hft}^2/^\circ\text{F}$	$B = 6.4426$	

3. Se calcula el factor de fricción del fluido

$$f' = 0.00140 + \frac{0.125}{(35,478.89)^{0.32}} = 0.0057$$

**PASO No 4.** - Se estima la longitud del equipo que tiene liquido subenfriado.

$$L = \frac{(18 * 62.4 - 10^{0.47 - 6.4426/212.26} * 144)}{\left[ \frac{0.0057 * 645,000^2}{5.22 * 10^{10} * 0.96 * 0.0517} + 2 * 62.4 \right]} = 5.78 \text{ ft}$$

**PASO No 5.** - Se estiman los coeficientes de transferencia de calor para los dos fluidos, usando la ecuación de Sieder y Tate.

$$h_i = 0.027 \frac{0.398}{0.0517} (35,478.89)^{0.8} \left( \frac{0.95 * 0.6776}{0.398} \right)^{1/3} = 1064.1 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

**PASO No 6.** - Evaluación del coeficiente global de transferencia de calor.

$$U_D = \frac{1,500 * 1,064.1}{1,500 + 1,064.1} = 622.49 \text{ Btu /h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

**PASO No 7.** - Se calcula del área de transferencia de calor.

$$A_r = 3.141516 * 0.0517 * 5.78 * 105 = 98.5 \text{ ft}^2$$

**PASO No 8.** - Evaluación del cociente  $\frac{U_D A_r}{WC_p}$ , para poder evaluar la temperatura real de saturación.

$$\frac{622.49 * 98.5}{38,760} = 1.581$$

**PASO No 9.** - Como ya se conoce el valor de las temperaturas de entrada y de salida del fluido caliente y de la temperatura de entrada del fluido al intercambiador, se despejan estas de la ecuación anterior.

$$1.581 = \frac{LMTD}{\Delta T} = \frac{1}{\ln \frac{58}{(270 - t_s)}}$$

Despejando obtenemos:  $t_{sat} = 238.944 \text{ } ^\circ\text{F}$

**PASO No 10.** - Con el valor de la temperatura real de saturación, se estima el valor del calor asociado a este proceso.

$$Q = 38,760 (238.944 - 212)$$

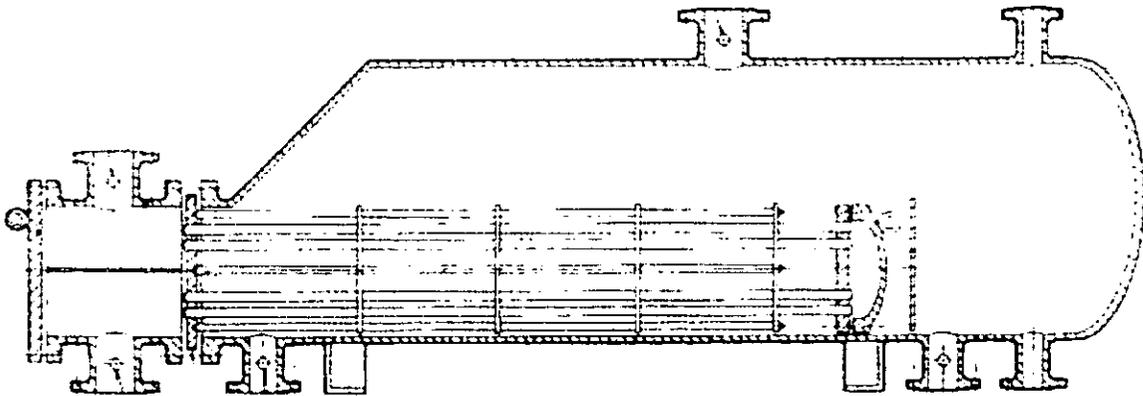
$$Q = 1,044,349 \text{ Btu/h}$$

Criterios:

- ◆ Considerar en los diseños el gradiente real, determinando la distancia en la cual se inicia la vaporización.
- ◆ El termosifón vertical responde de forma muy sensible a cualquier variación en el gradiente de alturas.

## V.II.- Kettles

Los kettles pertenecen a otro importante grupo de rehervidores, los que presentan circulación forzada, los cuales requieren de una bomba para poder llevar los fondos de las torres a los rehervidores, estos son muy utilizados en los procesos industriales.



**Figura No 17- Esquema de un Kettle.**

Sus ventajas y desventajas son mostradas a continuación:

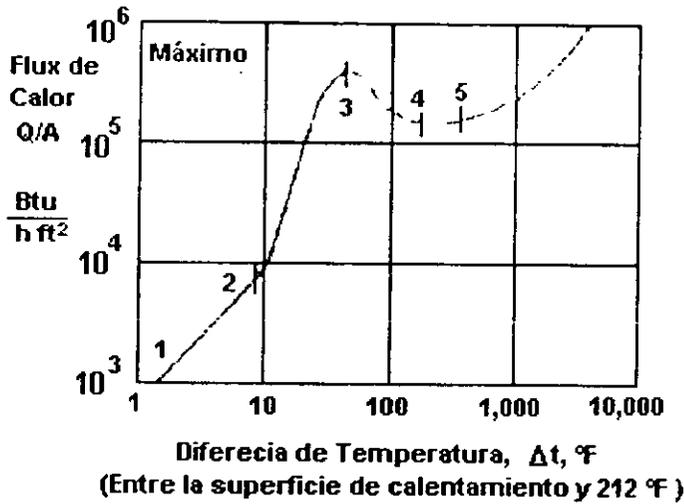
### Ventajas:

- Manejo de altas vaporizaciones (80% o más).
- Equivalente a un plato teórico.
- Requiere poca elevación de la torre.
- Diseño simple y operación confiable.
- Es conveniente cuando el medio de calentamiento es incrustante.
- Presenta espacio de separación liq-vap en el propio equipo.
- Despreciable caída de presión.
- Puede ocupar fluidos viscosos ( $\mu > 0.5$  cp).

### Desventajas:

- Más costoso.
- Alto tiempo de residencia.
- Poco volumen de residencia en el espacio del vertedero.
- Difícil de limpiar.
- Requiere de estructura y cimentaciones costosas.
- Coeficientes de transferencia de calor menores que en un termosifón.

El mecanismo de operación de estos equipos, se puede describir por medio de la evaporación de fluidos, cuando el fluido caliente se encuentra en los tubos internos sumergidos en el fluido frío.



Gráfica No.1- Diagrama de ebullición en intercambiadores con tubos sumergidos.

La anterior gráfica presenta 5 regiones

- 1.- Región de transferencia de calor por convección natural.
- 2.- Región de ebullición por nucleación.
- 3.- Región de flux máximo.
- 4.- Región de flux mínimo.
- 5.- Región de transferencia de calor por ebullición natural.

La forma de evaluar cada una de las regiones anteriores, es por medio de las siguientes ecuaciones.

◆ *Región No.-1 Convección Natural.*

$$\frac{hd}{k} = 0.53 \left[ \frac{d^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu_f^2} * \frac{Cp \mu_f}{k} \right]^{0.25} \quad (120)$$

◆ *Ebullición incipiente (inicio de la ebullición por nucleación):*

$$\Delta T_i = \frac{51.3}{(Pc)^{0.212} (p)^{0.576}} ; ^\circ F \quad (121)$$

Gradiente mínimo (t sup-t sat) para iniciar la nucleación.

◆ **Región No.-2 Ebullición por nucleación.**

Ecuación de Mostinsky:

$$h_{nucleación} = 0.00658 P_c^{0.69} \left( \frac{Q}{A} \right)^{0.7} \left[ 1.8 \left( \frac{P}{P_c} \right)^{0.17} + 4 \left( \frac{P}{P_c} \right)^{1.2} + 10 \left( \frac{P}{P_c} \right)^{10} \right] \quad (122)$$

◆ **Región No.-3 Flux máximo de calor.**

Flux Crítico, ecuación de Palen y Small.

$$q_c = \left( \frac{Q}{A} \right)_{crítico} = 176 \Psi \phi \quad (123)$$

$$\Psi = \rho_v \lambda \left[ \frac{g \sigma (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{0.25} \quad (124)$$

$$\phi = \frac{k P t}{d_o \sqrt{N}} \quad (125)$$

$$K = 0.359 \text{ a Pt}$$

$$K = 0.334 \text{ a Pt}$$

N = numero de tubos

◆ **Región No.-4 Flux mínimo de calor (Punto de Leidenfrost).**

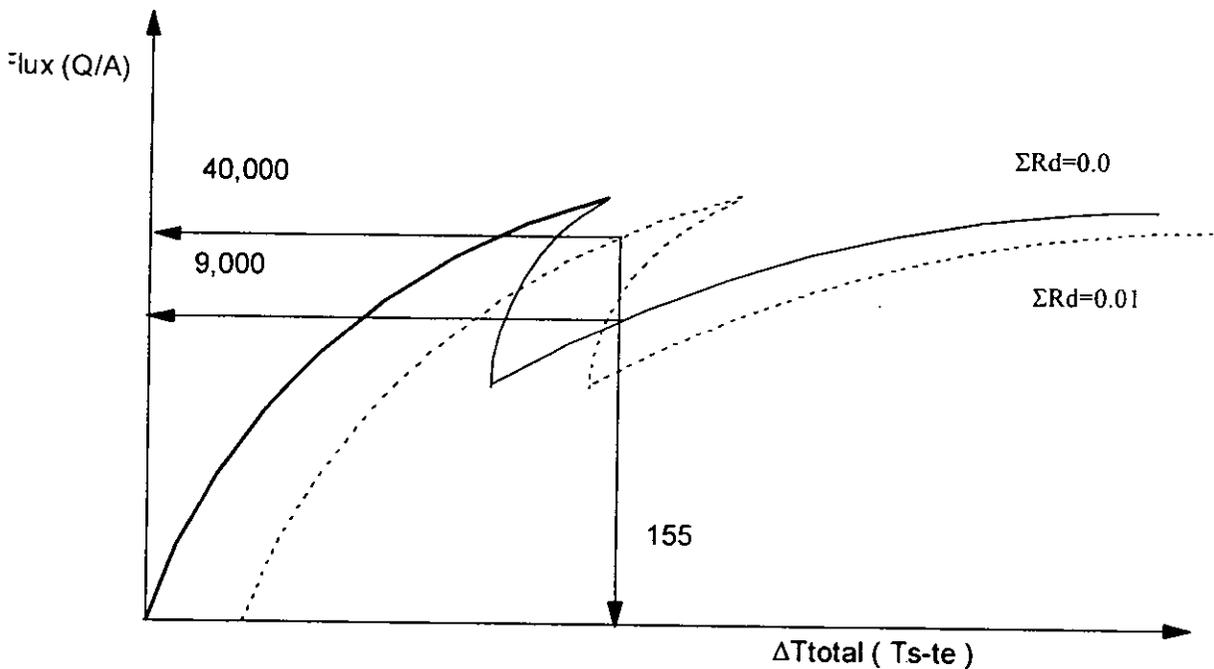
$$q_{min} = 80 (P_c) \left( \frac{P}{P_c} \right)^{0.28} \left( 1 - \frac{P}{P_c} \right)^{0.73} \quad (126)$$

♦ **Región No.-5 Vaporización por película (Film Boiling).**

Ecuación de Frederking-Clarke

$$h_{fb} = 450(Pc)^{0.75} \left(\frac{P}{Pc}\right)^{0.57} \left(1 - \frac{P}{Pc}\right)^{0.33} (qt)^{-0.5} \quad (127)$$

La gráfica 1 aplicada específicamente a kettles puede tomar la forma de la figura 18, donde se puede observar la influencia que tiene el nivel de incrustación.



**Figura No 18- Diagrama de ebullición de un Kettle.**

Autor: Process heat transfer, Kenneth Bell. AICHE 1975

El este tipo de equipos se diseñan considerando un nivel de incrustación, lo cual se puede observar en la figura 18, por medio de la línea punteada, pero al operar el equipo, este nunca operara con ese nivel de incrustación, puesto que cuando un intercambiador de calor opera con ese grado de incrustación, es el momento de limpiarlo. Por otra parte, la operación del equipo limpio, se puede observar en la figura 18 por la línea continua.

Por lo antes descrito se puede deducir que los kettles operan siempre entre la línea continua y la punteada, lo cual puede provocar lo siguiente:

- ◆ El equipo cambia de región de ebullición.
- ◆ Por la situación anterior, el equipo en un momento dado puede transmitir mas calor sucio que limpio

Para ejemplificar esto:

Para mantener el Flux requerido (  $40,000 \text{ Btu} / \text{h ft}^2$  ), se debería tener un medio de calentamiento que permita dar la  $\Delta T$  cuando este sucio el equipo ( en este caso  $155^\circ\text{F}$  )

Cuando el equipo esta limpio, con la  $\Delta T$  de  $155^\circ\text{F}$ , el flux que daría el Kettle será menor (  $9,000 \text{ Btu} / \text{h ft}^2$  )

Generalmente el medio de calentamiento es vapor, pero si es de origen eléctrico, se pueden presentar el problema de que cuando el equipo inicie su operación, este por estar limpio no pueda transferir el calor que proporciona el equipo eléctrico, por lo que este excedente de calor afecte al kettle mismo.

Criterios :

- Operar el Kettle con menos  $\Delta T$  cuando esta limpio.
- Al incrustarse, la operación “mejora”.
- Considerar el medio de calentamiento.
- Es importante recordar que estos equipos transfieren una cantidad de calor mayor cuando se encuentran incrustados.
- Es conveniente operar el Kettle con menos  $\Delta T$  cuando esta sucio, o disminuir el gasto del vapor de calentamiento para seguir manteniendo el flujo de calor constante.
- Tener en cuenta el comportamiento de los kettles, Si se instala un equipo eléctrico como medio de calentamiento.

### V.III.-UNIDADES Y SÍMBOLOS DEL CAPITULO.

<b>A</b>	: Parámetro de la ecuación de Clapeyron.
<b>Ar</b>	: Area de transferencia de calor; (ft <sup>2</sup> )
<b>B</b>	: Parámetro de la ecuación de Clapeyron.
<b>Cp io</b>	: Calor específico (BTU/lb°F).
<b>D</b>	: diámetro de la tubería (ft <sup>2</sup> ).
<b>di</b>	: diámetro interno (ft).
<b>De</b>	: Diámetro equivalente; (ft)
<b>f'</b>	: Factor de fricción.
<b>F<sub>s</sub></b> <b>ft<sup>2</sup>)</b>	: Factor de corrección de la superficie de calentamiento. <b>G</b> : Masa velocidad; (lb/h
<b>K</b>	: Parámetro en función del acomodo de los tubos.
<b>L</b>	: Longitud en la cual el equipo empieza la vaporización; (ft)
<b>P</b>	: Presión del fluido; (psi)
<b>P<sub>sat</sub></b>	: Presión de saturación; (psi)
<b>Pc</b>	: Presión crítica; (psi)
<b>Q,q</b>	: Calor intercambiado (BTU/h).
<b>S</b>	: Peso específico.
<b>T<sub>sat</sub></b>	: Temperatura de saturación; (°F)
<b>W</b>	: Flujo del agua (lb/h).
<b>Z<sub>l</sub></b>	: Altura del líquido; (ft)
<b>Z<sub>v</sub></b>	: Altura del vapor; (ft)

• **SÍMBOLOS:**

<b>ΔP</b>	: Diferencias de presión; (Psi)
<b>ΔT</b>	: Gradiente de temperatura (°F).
<b>ΔZ</b>	: Gradiente de alturas (ft)
<b>μ</b>	: Viscosidad (lb/ft h).
<b>ρ</b>	: Densidad (lb/ft <sup>3</sup> ).
<b>ρ<sub>l</sub></b>	: Densidad del líquido; (lb/ft <sup>3</sup> )
<b>ρ<sub>v</sub></b>	: Densidad del vapor; (lb/ft <sup>3</sup> )
<b>ΣF</b>	: Sumatoria de fricción

## VI.-NUEVOS CRITERIOS DE DISEÑO EN MEJORAS TECNICAS.

*En este capítulo se mencionan algunas modificaciones en la construcción de los intercambiadores convencionales de tubos y coraza, así como su descripción general, características, ventajas y desventajas de cada uno de ellos, además de su aplicación.*

*Los intercambiadores considerados son los de tubos corrugados y tubos trenzados.*

La importancia de este capítulo está en la necesidad de conocer los nuevos diseños existentes. Los criterios actualmente usados en las metodologías tradicionales de diseño, no contemplan los cambios que se han producido en los últimos años en las formas de aumentar el área de transferencia de calor, manteniendo constante sus dimensiones externas o del cambio de geometría de los tubos de estos equipos para aumentar sus coeficientes.

A continuación se mencionan los intercambiadores tratados en este capítulo.

### *1. Mejoras a los diseños convencionales*

- ◆ *Intercambiadores de calor de doble tubo con el tubo interno corrugado.*
- ◆ *Intercambiadores de calor de tubos y coraza, con los tubos internos corrugados.*
- ◆ *Intercambiadores de calor de tubos y coraza, con los tubos internos trenzados.*

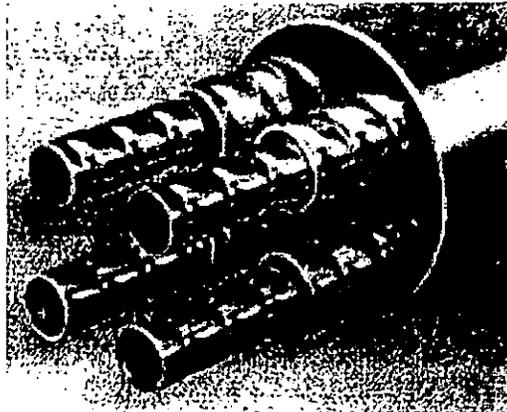
## V.I.- Mejoras a los diseños convencionales

La economía en la industria de los procesos químicos esta fuertemente relacionada con el tamaño de los equipos de transferencia de calor, así como de su costo, de manera que se han invertido varios años desarrollando nuevas tecnologías, que tienen como fin buscar formas de aumentar los coeficientes de transferencia de calor de los equipos, lo cual influye en el tamaño de los mismos, esto se ha conseguido por dos diferentes caminos. El primero de ellos consiste en aumentar el área de transferencia de calor por cada metro de longitud de los tubos internos del intercambiador, por medio de una construcción diferente a la tradicional, en la cual los tubos no son lisos, sino que son corrugados, mientras que, el segundo es el de aumentar la turbulencia del flujo tanto de los fluidos que circulan por la coraza, como por los fluidos que circulan por los tubos, debido a que los tubos no son rectos sino que se encuentran trenzados.

### V.I.I- Intercambiadores de tubo corrugado.

#### Descripción:

Estos Intercambiadores de calor en lugar de utilizar tubo liso tradicional llevan incorporado tubo corrugado. Este diseño produce una mayor turbulencia de los fluidos intercambiados, proporcionando de este modo un aumento considerable del coeficiente de transmisión de calor.

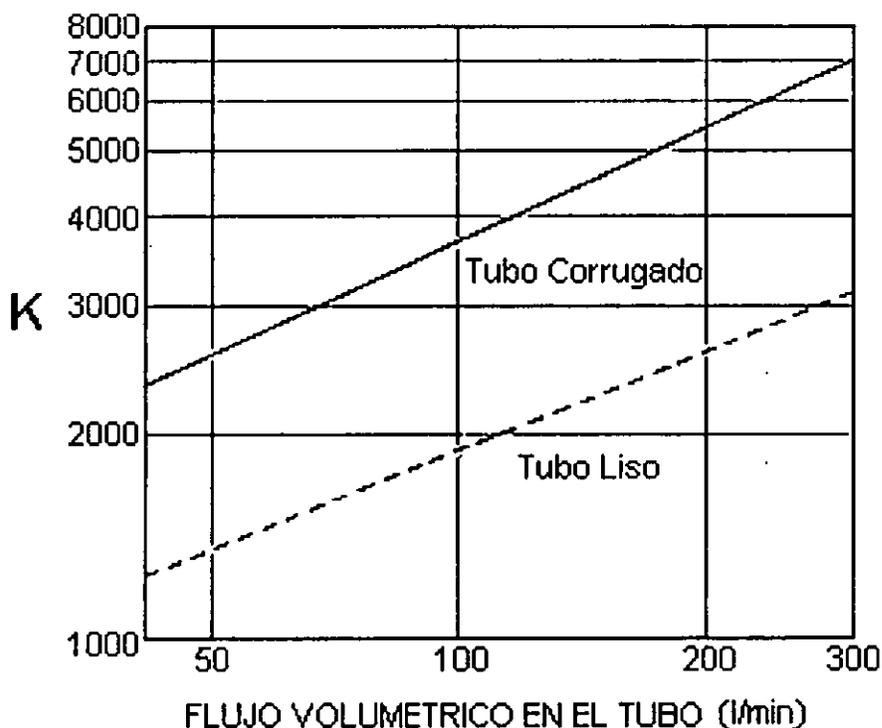


*Figura 19: Tubos corrugados*  
Foto propiedad de Brown Fintube Company

Este aumento en el factor de transferencia del calor es de casi el doble que en tubos rectos normales.

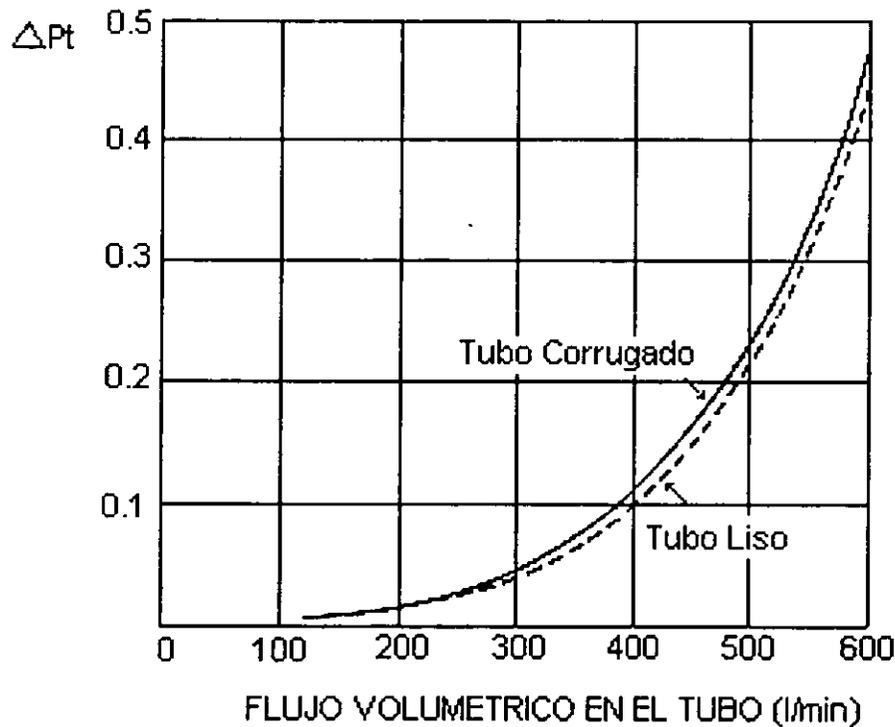
Técnicamente los tubos corrugados originan una excelente transferencia de calor. Además de presentar, en comparación con los tubos rectos planos en cambiadores de calor convencionales, una caída de presión casi igual.

Gracias a los datos obtenidos por la empresa: **USUI** "USUI KIKUSAI SANGYO KAISHA" se obtuvieron las siguientes gráficas que, muestran la caída presión contra el flujo y el factor total de transferencia de calor para el modelo de tubo 5060-W-IPASS.



**Gráfica 7: Relación de el factor total de transferencia de calor ( K Cal/h) en un intercambiador agua-agua.**  
 Dibujo propiedad de USUI Company

*Temperatura de entrada de la coraza: 80°C*  
*Temperatura de entrada en los tubos: 20°C*  
*Flujo Volumétrico en la coraza: 200 l/min*

**Caída de presión.**

*Gráfica 8: Relación de la caída de presión en los tubos en un intercambiador agua-agua.  
Dibujo propiedad de USUI Company*

$\Delta Pt$  : Caída de presión dentro del tubo interno : kgf/cm  $\Delta$ .

**Características.**

- Elevada transferencia térmica
- Se fabrica en diversos materiales como:
  - Acero inoxidable
  - Titanio
  - Aleaciones especiales
- Sistemas fácilmente ampliables.

**Ventajas.**

- Mejores coeficientes transferencia.
- Se requiere menos longitud de tubería para obtener la misma área de transferencia de calor.
- Bajos costos de mantenimiento
- Menor ensuciamiento.
- Fácil limpieza, siendo la misma que en los intercambiadores de calor convencionales.

**Desventajas.**

Existen pocos fabricantes y por lo tanto los tubos corrugados son mas costosos.

**Aplicaciones.**

- 1.- Control de la temperatura en enfriadores y plantas de transformación de alimentos.
- 2.-El aire de calefacción que se calienta en el sitio.
- 3.- Agua caliente de alta temperatura de calderas.
- 4.-Calefaccion o enfriamiento de aire y del refrigerante vaporizado.
- 5.- Equipos hidráulicos de control y disipadores de calor para maquinarias.

**Códigos de construcción.**

<b>Código de Construcción</b>	
<b>API</b>	American Petroleum Institute
<b>TEMA</b>	Tubular Exchangers Manufacture Association
<b>ISO</b>	International Standard Organization
<b>ASME</b>	American National Standards Institute
<b>AFNOR</b>	Association Française de Normalisation
<b>ANSI</b>	American National Standards Institute

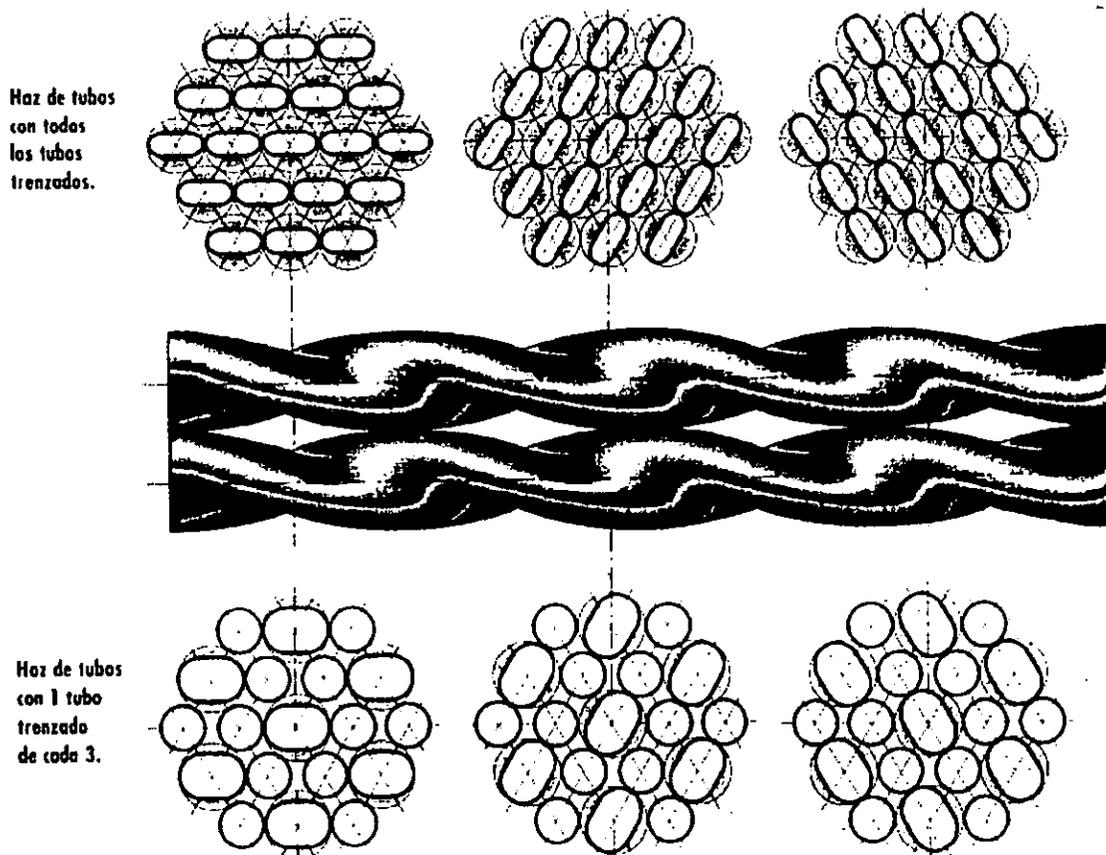
### V.I.II- Intercambiadores de tubos trenzados.

**Descripción:**

Uno de los avances en tecnología para intercambiadores convencionales tales como el estándar de coraza y tubos, y horquillas es el tubo trenzado. Se ha fabricado y vendido desde 1985.

Los intercambiadores de calor con tubos trenzados ofrecen ventajas técnicas y económicas muy significativas, manteniendo la simplicidad de diseño de los intercambiadores convencionales.

Los equipos de tubos trenzados tienen en su interior una variedad de arreglos geométricos que producen un movimiento forzado. Estos intercambiadores tienen buen desempeño, debido a que la agitación del fluido y el mezclado produce un flujo helicoidal.



**Figura 20: Tubos trenzados**  
 Dibujo propiedad de Brown Fintube Company

La figura 20 ilustra el concepto de soporte en los tubos trenzados. Los tubos trenzados también pueden combinarse con tubos redondos obteniéndose un mayor rango de aplicaciones, y manteniendo el diseño libre de vibración.

### **Características.**

**Desde el punto de vista térmico** estos tubos promueven la turbulencia con bajos números de Reynolds, además de que tienen una gran área de transferencia de calor por unidad de volumen en comparación con los tubos cilíndricos.

Cada intercambiador con tubos trenzados se diseña a la medida según los requerimientos del cliente. Un cierto número de variables de diseño se agregan a la flexibilidad de estos intercambiadores de calor, incluyendo las siguientes:

- **Geometría del tubo trenzado** - el grado de trenzado de los tubos varía de acuerdo con las condiciones de servicio requeridas.
- **Tipo de haz tubular** - los intercambiadores pueden ensamblarse con una mezcla de tubos trenzados y convencionales, o con todos los tubos trenzados.
- **Materiales** - los tubos trenzados pueden fabricarse en un amplio rango de materiales, incluyendo aceros al carbón, aceros inoxidable, monel, bronce, aleaciones de cobre, níquel, materiales exóticos, etc.
- **Costo** Son costosos pero cuando existe gran área de transferencia calor, un bajo peso total y los costos de operación son tomados en cuenta, estos intercambiadores son competitivos y útiles.

**Mecánicas** Al estar los tubos firmemente soportados, se obtiene un flujo bien distribuido longitudinalmente. Mientras el esfuerzo y otras consideraciones mecánicas son similares para los bafles de los intercambiadores de calor, los haces de tubos trenzados son absolutamente resistentes a la vibración, porque los tubos están en contacto unos con otros y esto hace que el equipo esté libre de vibraciones. Además las reparaciones son las mismas o similares a las de los intercambiadores de calor convencionales.

- **Geometría del tubo trenzado** - el grado de trenzado de los tubos varía de acuerdo con las condiciones de servicio requeridas.

Los canales helicoidales pueden ser vistos como una serie de secciones cortas y consecutivas, en las cuales el perfil de velocidad estacionario, se interrumpe por el constante cambio de dirección del fluido. Con estas interrupciones se lleva a cabo un buen mezclado transversal, y estas numerosas perturbaciones permiten mantener el flujo turbulento con un bajo número de Reynolds.

Si el fluido frío se encuentra en el lado de la coraza, el gradiente de presión radial forzará al fluido frío hacia fuera como resultado de la fuerza centrífuga.

La característica de este equipo hace que tenga una considerable densidad superficial, baja caída de presión y alto coeficiente de transferencia de calor.

El fluido en el lado de los tubos se arremolina por la turbulencia y por las diferentes velocidades de las capas cercanas a la pared. En el lado de la coraza ocurre la mezcla. Una segunda circulación es generada por la fuerza centrífuga del remolino, que se forma dentro del haz de tubos. Dentro y fuera de los tubos helicoidales se duplica o triplica la cantidad de transferencia de calor total cuando aumenta al doble la resistencia hidráulica. El uso simple de tales tubos en lugar de los planos hace una reducción cercana al 30% del tamaño del intercambiador de calor comparándolo con uno similar de tubos planos.

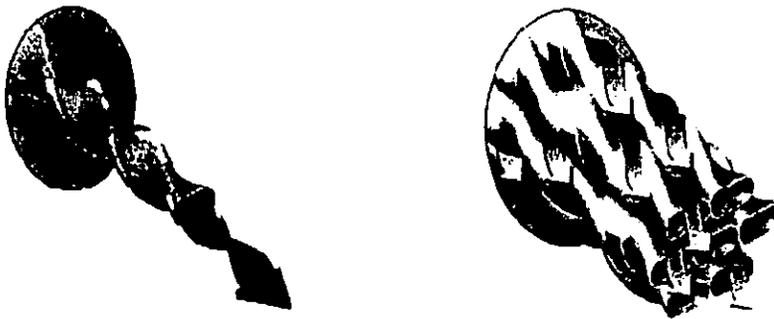
### **Ventajas.**

Los intercambiadores de calor con tubos trenzados ofrecen a los usuarios varias ventajas significativas sobre otros tipos de intercambiadores de calor para servicios similares. Entre las que se incluyen las siguientes:

Los intercambiadores de calor con tubos trenzados son extremadamente eficientes debido a la turbulencia inducida en los flujos del lado del cuerpo y del lado de los tubos. Esto da como efecto adicional una substancial reducción en la cantidad de ensuciamiento.

La geometría de los tubos permite el flujo a verdadera contracorriente y mejora significativamente los coeficientes de transferencia de calor, debido a esto, se requiere menos intercambiadores, o de tamaño reducido, que los requeridos con intercambiadores convencionales de calor de coraza y tubos. Las ventajas evidentes incluyen menor costo, menores requerimientos de espacio, reducción en costos de mantenimiento, y menores costos de instalación y mantenimiento.

Los intercambiadores de calor con tubos trenzados operan bajo los mismos principios básicos que los equipos convencionales de coraza y tubos. Sin embargo, el haz de tubos es radicalmente diferente; cada tubo es construido de manera helicoidal por medio de un proceso exclusivo de los fabricantes. Tal como se muestra en la figura 21, los extremos de cada tubo cercanos a los espejos no son trenzados, de este modo pueden utilizarse métodos bien conocidos en la unión tubo-espejo.



*Figura 21. Tubo trenzado y haz de tubos trenzados.*  
Dibujo propiedad de Brown Fintube Company

El haz de tubos trenzado no requiere deflectores y esta completamente libre de vibraciones. Cada tubo trenzado se soporta en toda su longitud mediante múltiples puntos de contacto con los tubos adyacentes en un arreglo de tubos único en su género. Debido a que este arreglo de tubos está bien soportado, la vibración y los problemas asociados con ella se eliminan completamente.

#### **Desventajas.**

- Este tipo de equipo solo puede ser limpiado por medio de baño químico.
- Los tubos deben comprarse al fabricante.
- Existen pocos fabricantes por lo que resulta costoso este tipo de equipo.

La mayoría de los intercambiadores de calor, incluyendo los de tubos trenzados aun no han sido explotados comercialmente en todo su potencial, particularmente cuando se trata de líquidos viscosos donde es necesario una mejor transferencia de calor.

#### **Aplicación.**

Los intercambiadores de calor con tubos trenzados pueden usarse en la mayoría de las aplicaciones en las que tradicionalmente se emplean los intercambiadores de coraza y tubos. Los intercambiadores con tubos trenzados son perfectamente adecuados para el rango de aplicaciones que caen entre los óptimos para los dispositivos de transferencia de calor de coraza y tubos, y los de placas.

**Códigos de construcción.**

<b>Código de Construcción</b>	
<b>TEMA</b>	Tubular Exchangers Manufacture Association
<b>ASME</b>	American National Standards Institute

**Justificación económica**

Los intercambiadores de calor de tubos trenzados se justifican económicamente cuando se cumple la siguiente condición:

$$\frac{t_1 - t_0}{LMTD} > 0.2 - 0.3 \quad (128)$$

**Desarrollo de las ecuaciones que describen el intercambiador de tubos trenzados.**

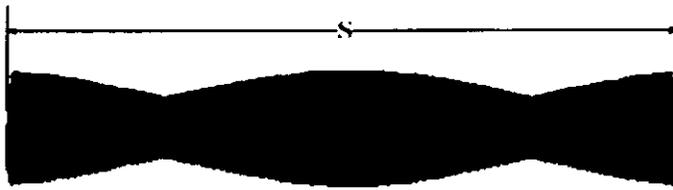
Se obtuvieron las siguientes ecuaciones a partir de datos experimentales proporcionadas por la empresa Brown Fintube Company.

Las correlaciones de transferencia de calor deberán usarse solo para el diseño de equipo nuevo.

La geometría del equipo es simple: un tubo trenzado en un constante pitch helicoidal de 360 grados, el grado de torsión se refiere a la relación entre la distancia en la que el tubo gira 360 grados sobre el diámetro.

El parámetro más importante que afecta la pérdida por fricción en un tubo trenzado individual y en un haz de tubos es el pitch helicoidal sobre el radio hidráulico.

$$y = S/d \quad (129)$$



**Figura 22 . Tubo trenzado y haz de tubos trenzados.**  
 Dibujo propiedad de Brown Fintube Company

El coeficiente de fricción tiene la siguiente forma:

$$f = f_2(\text{Re}, \phi) \quad (130)$$

donde  $\Phi$  es un parámetro experimental del flujo helicoidal

Las siguientes ecuaciones describen el  $S/d$  para diferentes Reynolds, obtenidas a partir de los datos experimentales:

$S/d_o$	ECUACIÓN
$S/d=7$	$f = (0.03828 - 6.46102 E^{-6} \text{Re} + 7.0942 E^{-10} \text{Re}^2 - 2.86232 E^{-14} \text{Re}^3)$ (131)
$(S/d=10$	$f = (0.03023 - 3.71439 E^{-6} \text{Re} + 3.37267 E^{-10} \text{Re}^2 - 1.23185 E^{-14} \text{Re}^3)$ (132)
$S/d=13.3$	$f = (0.02942 - 3.99871 E^{-6} \text{Re} + 3.67495 E^{-10} \text{Re}^2 - 1.26812 E^{-14} \text{Re}^3)$ (133)

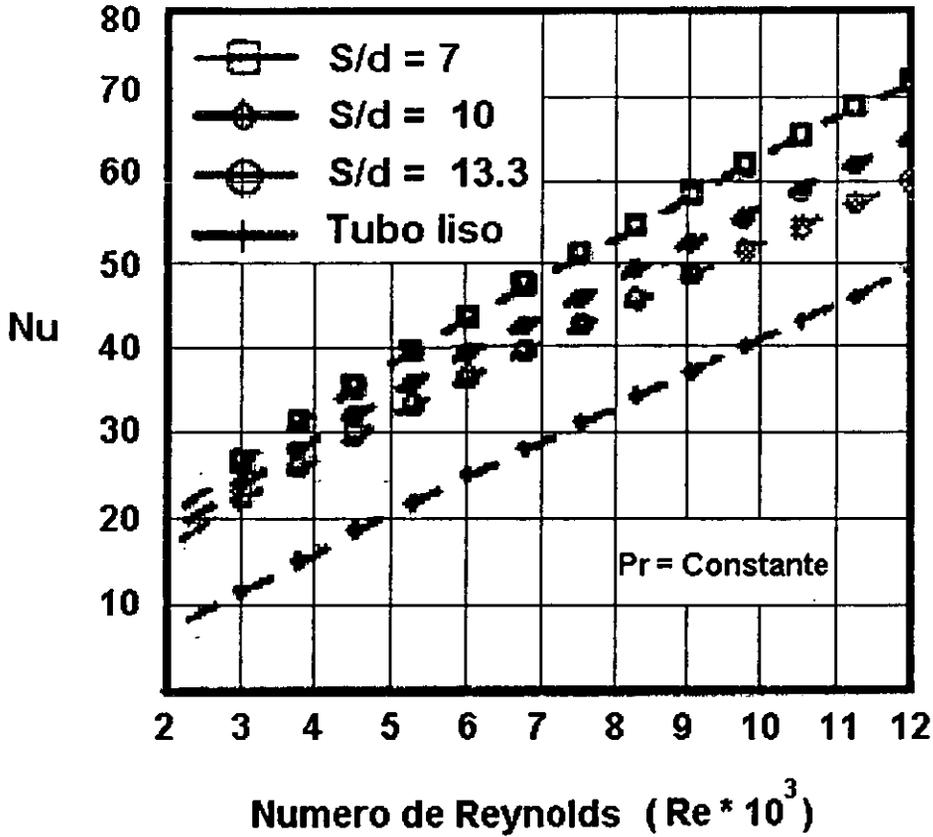
El numero de Nusselt cumple con la siguiente forma

$$Nu = f(\text{Re}, \text{Pr}, \phi) \quad (134)$$

Las siguientes ecuaciones se obtuvieron a partir de los datos experimentales obtenidos de las graficas 9 y 10.

$S/d$	ECUACIÓN
$S/d=7$	$Nu = (6.6 + 0.00685 \text{Re} - 1.20536 E^{-7} \text{Re}^2) \bullet \text{Pr}^{1/3}$ (135)
$S/d=10$	$Nu = (8 + 0.00557 \text{Re} - 7.14286 E^{-8} \text{Re}^2) \bullet \text{Pr}^{1/3}$ (136)
$S/d=13.3$	$Nu = (5.9 + 0.00574 \text{Re} - 1.02679 E^{-7} \text{Re}^2) \bullet \text{Pr}^{1/3}$ (137)

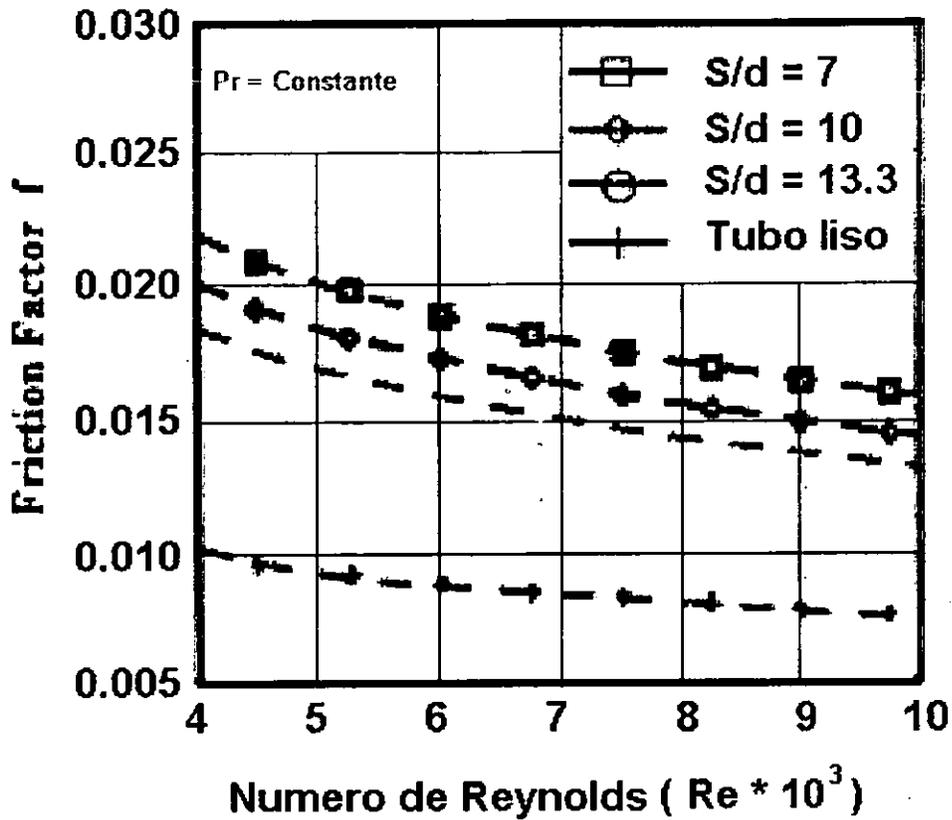
Estos datos fueron graficados en las graficas 9 y 10, se observa el comportamiento del tubo liso, del tubo que tiene un gran torcimiento  $s/d = 7$  y del que tiene menor torcimiento  $S/d=13.3$



Gráfica 9; .. Nusselt vs número de Reynolds.  
Gráfica propiedad de Brown Fiatube Company

De la gráfica 9 se desprende que a  $Pr = Constante$  el número de Nusselt mas alto corresponde al tubo con mas torcimiento  $s/d=7$ .

Así mismo se presenta la gráfica 10 de aquí se deduce que a mayor torcimiento mayor numero de Reynolds.



Gráfica 10 .. Factor de fricción vs número de Reynolds.  
Gráfica propiedad de Brown Fintube Company

**VI.II.-UNIDADES Y SÍMBOLOS DEL CAPITULO.**

$f$	:Factor de fricción
$S$	: Longitud de giro del tubo 360°
$V$	: Velocidad del fluido (ft /s).
$W$	: Flujo masico (lb/h).
$Re$	:Numero de Reynolds
$Nu$	: Numero de Nusselt
$Pr$	: Numero de Prandt

**• SÍMBOLOS:**

$\Delta T$	: Gradiente de temperatura (°F).
$\phi$	: Factor de corrección por viscosidad.
$\Delta P_T$	: Caída de presión (Kgf/cm <sup>2</sup> )
$\phi$	: Parámetro experimental de flujo helicoidal.

## VII.- NUEVOS TIPOS DE CONSTRUCCIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.

*En este capítulo se exponen los criterios prácticos para la selección, diseño y operación de intercambiadores de calor, que se han construido de manera no convencional y de los cuales se dispone de poca información.*

En la continua búsqueda por aumentar el área de transferencia en intercambiadores de calor, ha surgido nuevos equipos, los cuales presentan geometrías radicalmente diferentes a las que tradicionalmente se han utilizado. En el presente capítulo se exponen los dos tipos principales de equipos no convencionales, sus ventajas y desventajas, sus geometrías y en su caso se desarrollan las ecuaciones fundamentales, para poder generar sus diseños.

En el presente capítulo se trataran los siguientes tipos de equipos:

- *Intercambiadores de calor de placas espirales*
- *Intercambiadores de calor de placas*

Hay que mencionar que, aunque estos equipos realizan la misma función, sus geometrías son totalmente diferentes entre si, y a su vez a la de los intercambiadores de tubos y coraza convencionales.

## VII.I.- Intercambiadores de calor espirales

El intercambiador de calor espiral se desarrolló en Suecia en la década de 1930, fue desarrollado como un equipo de recuperación de calor específico para la industria de la celulosa.

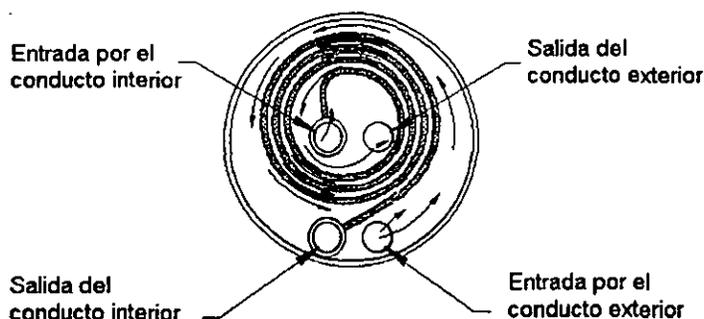
Posteriormente este equipo fue acondicionado para que fuese posible su uso para todo tipo de servicios de transferencia de calor.



*Figura 23: Fotografía de intercambiadores de calor en espiral.  
Imagen propiedad de Southern heat corporation*

El intercambiador de calor espiral se hace con un par de placas metálicas paralelas las cuales se curvan sobre si mismas formando una espiral, esto se puede observar en la figura 24, en la cual se muestra un corte transversal de este equipo, Además se pueden apreciar los dos pasos rectangulares formados por las anteriores placas, estos son pasajes relativamente largos, en su interior circulan los fluidos , uno por cada conducto y en contra corriente. Cuando el equipo está operando, un fluido entra por la zona externa de la espiral, circulando hacia el centro de la misma y saliendo por el centro, este fluido generalmente es el frío. El segundo fluido entra por el centro del equipo y fluye hacia la parte externa del equipo, el cual generalmente es el fluido caliente. Esto da lugar a una verdadera contracorriente con alta turbulencia y mayores coeficientes de transferencia de calor.

La geometría del equipo elimina la inversión del flujo (y su respectiva caída de presión). Los sólidos se pueden mantener en suspensión, manejándose régimen turbulento con numero de Reynolds inferiores que los utilizados en tuberías rectas.

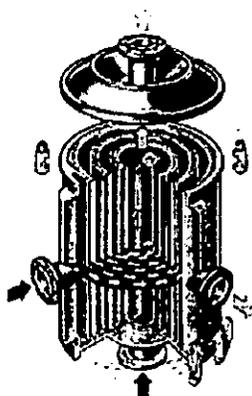


**Figura 24: Esquema del funcionamiento de un intercambiador de calor en espiral.**  
*Imagen propiedad de la corporación Alfa Laval*

El diseño en espiral es compacto. Se puede proporcionar un millar de pies cuadrados de superficie de transferencia de calor en una unidad de 42 in de diámetro y 60 in de longitud, con una longitud de la espiral de 100 ft.

Los materiales para la fabricación del equipo, pueden ser: acero al carbón, acero inoxidable de los tipos 304, 316 y 430F, aleación 20, Inconel, metal monel, níquel, Hastelloy B y C. Everdur y cuproníquel.

Este tipo de equipo es excelente para calefacción y el enfriamiento de mezclas de "sólidos – líquidos" que tienen problemas de incrustación. Por su diseño, el paso de los fluidos por el canal espiral reduce el grado de incrustación típicamente asociado a estas mezclas. Las cubiertas se quitan fácilmente para acceder a las superficies de transferencia de calor para su limpieza.



**Figura 25: Esquema de un intercambiador de calor en espiral.**  
*Imagen propiedad de la corporación Alfa Laval*

### Características.

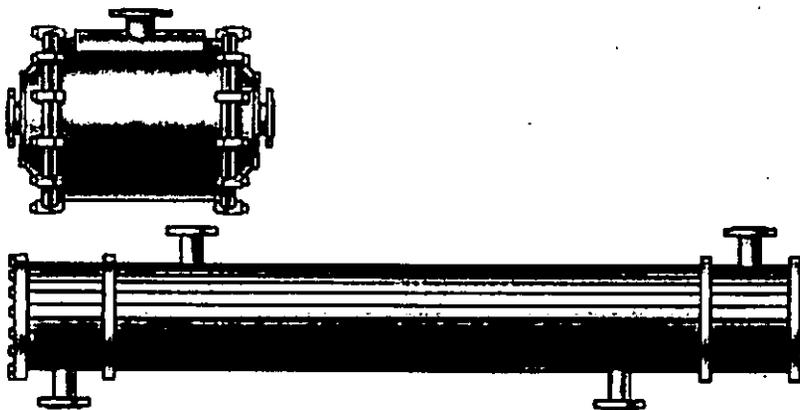
Generalmente se usa acero inoxidable como material de fabricación, pero también se pueden utilizar otros materiales.

- Construcción a menor costo para presiones y temperaturas más altas.
- El modelo a contracorriente y en espiral proporciona alta eficiencia.
- Peso ligero.
- La construcción rugosa y el diseño espiral permiten una alta diferencia inicial de la temperatura entre los líquidos, y protegen contra choques hidráulicos y térmicos.
- Fácil limpieza.
- Fácil instalación.

### Ventajas.

**Acceso Fácil,** Para el mantenimiento regular, ambas caras de la espiral se limpian fácilmente abriendo la cubierta y vaciándola con agua o un detergente simple de limpieza.

**Tamaño Compacto,** El cambiador de calor espiral es extremadamente compacto: e.g. 2.400 sq. el pie de superficie eficaz se puede contener en un elemento espiral de 66 pulgadas de diámetro por 72 pulgadas de ancho. Comparado al equipo de tubos y coraza, Estos equipos en espiral proporcionan típicamente ahorros de espacio del 75%.



*Figura 26: Comparación entre los diferentes tipos de intercambiador.  
Imagen propiedad de la corporación Alfa Laval*

### **Desventajas.**

El estrecho margen de presión en los cuales estos equipos pueden ocuparse, limita su uso a bajas presiones.

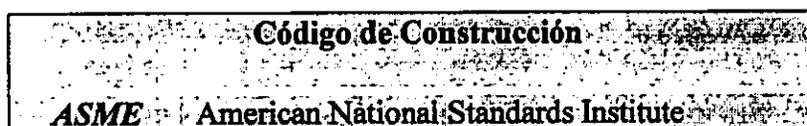
Otra desventaja de este tipo de intercambiadores de calor, es por su reparación en campo. Una gotera no puede taparse como en un equipo tubular.

Además de lo anterior, estos equipos no se pueden fabricar con bicapas metálicas.

### **Aplicación.**

- Compresores de aire
- Calentadores de agua.
- Líquidos corrosivos
- Refrigeradores de aceite hidráulico
- Condensadores del respiradero

### **Códigos de construcción.**



### VII.I.I.- Ecuaciones y consideraciones generales de diseño.

En la siguiente sección se estudian las consideraciones y ecuaciones de diseño de este tipo de equipos.

#### 1. Selección del tipo de flujo:

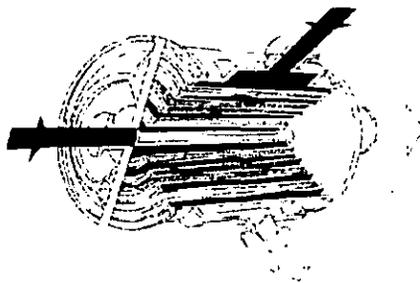
La forma en la cual se designan las rutas que toman los fluidos en la espiral, depende de la naturaleza de los fluidos y de las condiciones del proceso. A continuación se presentan los dos tipos de arreglo y las ventajas para su selección.

##### Tipo I “Flujo en espiral por ambos Lados “

En este tipo de arreglo, ambos fluidos entran al intercambiador y circulan de forma paralela en contracorriente por el equipo, en este tipo de arreglo se ajustan tapas en cada lado para permitir su limpieza, dependiendo de si el mismo se monta de forma vertical o horizontal.

Físicamente este tipo de equipo se le ajustan tapas en cada lado para permitir su limpieza. Este tipo de arreglo permite que el equipo se puede montar de forma vertical o horizontal, el espaciamiento entre los dos canales va de 3/16 a 1 in de Anchura.

Se usa este arreglo para manejar corrientes con lodos y líquidos con fibras o sólidos en suspensión, colocándose este equipo de forma horizontal.



*Figura 27: Diagrama de un intercambiador en espiral en arreglo “espiral-espiral”.*

*Autor: Ernest E. Ludwig.*

Este arreglo presenta un flujo completamente en contracorriente, las ventajas que presentan son múltiples:

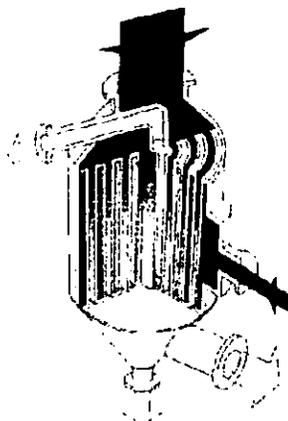
- En este arreglo se evita en gran medida, el problema de incrustación de sólidos en flujos a bajas velocidades, debido a su diseño.
- Cuando uno de los flujos es vapor, la unidad se arregla en los ejes verticales y se agrega una salida adicional para el drenaje del condensado.

- Para fluidos que son tóxicos o tienen dificultades con los empaques de unión y presentan fugas, los canales medios para uno de los fluidos son soldados, cerrados por los dos lados, con el canal opuesto abierto completamente, el cual se sella por medio de dos tapas.
- Los usos más apropiados para este arreglo son para equipos: líquido/líquido, condensadores y enfriadores de gas.

El espaciamiento entre los canales puede ser desde 3/16 a 1 pulgada de ancho., la máxima longitud en este tipo de equipo es de 200 ft.

### Tipo II “Flujo Espiral – Flujo Cruzado”

En este arreglo uno de los fluidos circula por el equipo por medio del conducto espiral, mientras que el otro fluido circula de forma tangencial, esto se puede apreciar en la figura 28. Este tipo de arreglo se usa como condensador, enfriador de gases o rehervidor.



*Figura 28: Diagrama de un intercambiador en espiral /en arreglo “espiral- flujo cruzado”.  
Autor: Ernest E. Ludwig.*

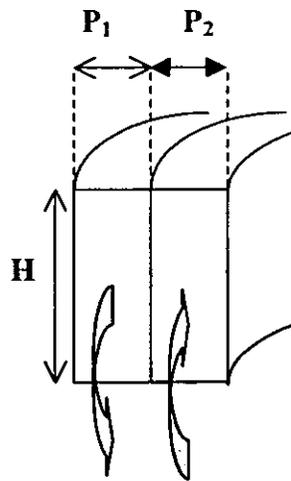
- Este arreglo es usado generalmente, cuando se tiene un gran volumen de vapor o vapor / gas, vapor / líquido.
- Este arreglo hace posible la combinación de alta velocidad del líquido en tubo cerrado de la espiral con una baja caída de presión en el lado de la mezcla de vapor.
- Los usos más apropiados para este arreglo son para equipos: condensadores, rehervidores, enfriadores de gas y calentadores.

Este arreglo tiene la característica de que se requiere de una corrección en la diferencia logarítmica de temperaturas "LMTD". Para esto se toma como corrección de la diferencia de temperatura en intercambiadores de calor de platos en flujo cruzado con ambos fluidos puros y con arreglo en un solo paso.

## 2.-Diámetro equivalente:

El cálculo del diámetro equivalente, nos permite evaluar coeficientes de transferencia de calor y otros parámetros de gran interés.

En el siguiente figura se observan los conductos característicos de la geometría de este tipo de equipo.



*Figura 29.- Corte de un equipo de transferencia de calor espiral.  
Autores: Irene Márquez y Mauricio Marquéz*

El área de flujo para ambos fluidos se puede calcular por las siguientes formulas, las cuales son utilizadas para el cálculo del área de un rectángulo:

$$\text{Area}_i = H P_i \quad (138)$$

$$\text{Area}_T = H P_T \quad (139)$$

La definición del diámetro equivalente es por medio de la siguiente ecuación:

$$D_{eq} = 4 Rh = 4 \left[ \frac{(\text{área de flujo})}{(\text{perímetro húmedo})} \right] \quad (140)$$

El perímetro de una sección rectangular se estima por medio de la siguiente expresión:

$$\text{Perímetro}_T = 2 (P_T + H) \quad (141)$$

$$\text{Perímetro } t = 2 ( P_t + H ) \quad (142)$$

Al sustituir la ecuación (140) con las ecuaciones (138),(139) y (141),(142), se obtiene la ecuación que evalúa el diámetro equivalente para este tipo de equipo.

$$D_{eq(T)} = \frac{2HP_T}{(P_T + H)} \quad (143)$$

$$D_{eq(t)} = \frac{2HP_t}{(P_t + H)} \quad (144)$$

Los valores estándar que puede tomar P, son : 3/16, 1/4, 5/16, 3/8, 1/2, 5/8, 3/4 pulgadas.

### 3.-Régimen Turbulento y Laminar.

En estudios realizados en la Universidad de Alabama, sobre estos equipos y su comportamiento a diferentes condiciones de operación, se observa que la transición de régimen turbulento a laminar ocurrió en el intervalo de valores del número de Reynolds de 1,400 a 1,800. Lo cual se puede explicar por su geometría.

La ecuación para el cálculo del número de Reynolds se puede obtener por medio de la expresión :

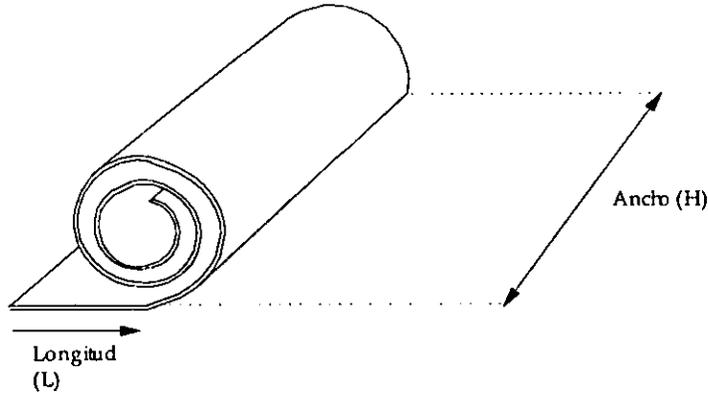
$$N_{Re} = 10,000 \left( \frac{W/1,000}{P\mu} \right) \quad (145)$$

Para algunos cálculos se requiere conocer el valor del número de Reynolds crítico, cual se puede calcular por medio de la siguiente ecuación.

$$N_{Rec} = 20,000 \left( \frac{De}{P} \right)^{0.32} \quad (146)$$

#### 4.-Área de transferencia de calor:

Considerando despreciable el área de unión de las paredes interiores y exteriores, el área de transferencia de calor, se puede considerar como dos veces el área de un rectángulo



*Figura 30.- Diagrama de un intercambiador en espiral.  
Autores: Irene Márquez y Mauricio Marquéz*

El área de transferencia de calor, se puede evaluar por la ecuación:

$$A = 2HL \quad (147)$$

$$L = \frac{A}{2H} \quad (148)$$

Los valores estándar que H puede tomar : 4, 6, 12, 18, 24, 30, 36 , 48, 60 , 72 pulgadas.

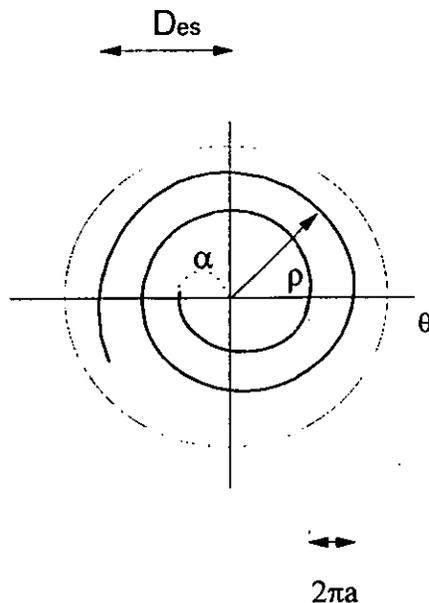
**5.-Longitud del equipo:**

Considerando que la longitud del equipo, en realidad se trata de la longitud de una espiral, la cual tiene la siguiente característica matemática.

$$2\pi_{rad} = 1vuelta \quad (149)$$

La ecuación matemática que describe a la espiral es la siguiente:

$$\rho = a\theta + \alpha \quad (150)$$



**Figura No 31 : Gráfica de la función espiral**  
**Autores: Irene Márquez y Mauricio Marquéz**

La ecuación que relaciona al numero de vueltas y la longitud de la espiral es la siguiente:

$$L = \frac{1}{2a} \left\{ X\sqrt{a^2 + X^2} + a^2 \text{Ln}(X + \sqrt{a^2 + X^2}) \right\} - \left[ \alpha\sqrt{a^2 + \alpha^2} + a^2 \text{Ln}(\alpha + \sqrt{a^2 + \alpha^2}) \right] \quad (151)$$

Donde:

$$X = 2\pi Na + \alpha \quad (152)$$

$$\alpha = \text{espacio de las boquillas de salida} \quad (153)$$

$$a = \left( \frac{P_T + P_t}{4\pi} \right) \quad (154)$$

**6.- Diámetro total del equipo**

La formula que aplican los fabricantes de estos equipos son:

$$D_{\text{coraza}} = [ 15.3 L ( P_1 + P_T 2p ) + C^2 ]^{1/2} \quad (155)$$

Donde :

C: es el diámetro del núcleo, los valores estándar están en la tabla 5

p : Espesor del plato

Los valores estándares del plato "p" pueden tomar los siguientes valores: para acero inoxidable, 14 U.S. gage; acero al carbón, 1/8, 3/16, 1/4 y 5/16

Estándares de diseño de intercambiadores de calor espirales.

Ancho del plato "H", In.	Diámetro de la Salida máximo (In).	Diámetro del Núcleo del equipo "C" (in).
4	32	8
6	32	8
12	32	8
12	58	12
18	32	8
18	58	12
24	32	8
24	58	12
30	58	12
36	58	12
48	58	12
60	58	12
72	58	12

*Tabla 5: Estándares en intercambiadores espirales*

### 7.-- Relación óptima $H/D_{\text{coraza}}$

En este tipo de intercambiador de calor, la coraza es en realidad un recipiente con internos, por lo que es posible utilizar las reglas de  $H/D$  de diseño de tanques sujetos a presión

La selección de un valor adecuado para la relación  $H/D$  (largo/diámetro) de un recipiente en un determinado servicio, resulta afectada por los siguientes factores:

1) La relación  $H/D$  se fija por limitaciones del plano de distribución y por especificaciones del cliente.

Las consideraciones de costo dictan una relación  $H/D$  para cualquier volumen de recipiente. El criterio que se dan a continuación, llevarán en la mayor parte de los casos prácticos a costos de diseño "mínimos"

1) El principal criterio de diseño general es que la relación  $H/D$  de todos los recipientes de proceso deben estar dentro del rango  $1 < D < 5$ , y mientras más cercana este del punto medio, mejor.

### 8.-- Cálculo de H:

La relación óptima de la altura del equipo, descrito en la sección anterior, es la siguiente:

$$\frac{H}{D_{\text{coraza}}} = D_{\text{coraza}} \quad (156)$$

Los valores estándar que "H" puede tomar son: 4, 6, 12, 18, 24, 30, 36, 48, 60, 72

### 9.- Espesor de las paredes del equipo:

Las ecuaciones que proporcionan el espesor de un cilindro para resistir un esfuerzo interno, son simples y se presentan a continuación:

$$t = \frac{Pd}{4fE} + C \quad (157)$$

Para esfuerzos circunferenciales:

$$t = \frac{Pd}{2fE} + C \quad (158)$$

donde;

- f: Esfuerzo permisible
- E: Eficiencia de la soldadura
- C: Espesor por corrosión

El valor del espesor obtenido se redondea al valor comercial inmediato superior

**10.- Coeficiente de transferencia de calor:**

Por la geometría del equipo, los dos conductos por donde circulan los fluidos son similares, por lo que la ecuación de evaluación de los coeficientes de transferencia de calor para ambos conductos es el mismo, lo que varia en estos equipos, es la forma en que los fluidos circulan a través del equipo, existiendo ecuaciones para:

<i>Mecanismo de restricción</i>	<i>Ecuación empírica de transferencia de calor</i>	<i>No</i>
<b>Flujo Espiral</b>		
Líquido sin cambio de fase $N_{Re} > N_{Rec}$	$h = (1 + 3.54 D_e/D_H) 0.023 CpG (N_{Re})^{-0.2} (Pr)^{-2/3}$	(159)
Gas sin cambio de fase $N_{Re} > N_{Rec}$	$h = (1 + 3.54 D_e/D_H) 0.0144 CpG^{0.8} (D_e)^{-0.2}$	(160)
Líquidos sin cambio de fase $N_{Re} < N_{Rec}$	$h = 1.86 CpG (N_{Re})^{-2/3} (Pr)^{-2/3} (L/D_e)^{-1/3} (\mu_f/\mu_b)^{-0.14}$	(161)
<b>Flujo Axial</b>		
Líquido sin cambio de fase $N_{Re} > 10,000$	$h = 0.023 CpG (N_{Re})^{-0.2} (Pr)^{-2/3}$	(162)
Gas sin cambio de fase $N_{Re} > 10,000$	$h = 0.0144 CpG^{0.8} (D_e)^{-0.2}$	(163)
<b>Plato</b>		
Calor sensible	$h = 12 K_w / p$	(164)

**Tabla 6: Ecuaciones de transferencia de calor**

Una nota importante radica en el calculo del coeficiente global de transferencia de calor, en el cual se consideran cuatro coeficientes:

- a) Coeficiente del fluido frío.
- b) Coeficiente del fluido caliente.
- c) La aportación por incrustación.
- d) El coeficiente que cuantifica la transferencia del plato.

La ecuación que permite su calculo, es la siguiente:

$$\frac{1}{Ud} = \frac{1}{h_r} + \frac{1}{h_r} + \frac{1}{h_p} + \Sigma Rd \quad (165)$$

**11.- Caída de presión:**

La caída de presión, en este tipo de equipo se pueden calcular aproximadamente por medio de las ecuaciones que aparecen en la tabla 7, dependiendo del servicio que hace el intercambiador. esta es la manera en que las principales marcas constructoras de equipos de este tipo lo realiza. (Alfa Laval, Elanco, Gea Canzler)

<i>Mecanismo de restricción</i>	<i>Ecuación empírica de transferencia de calor</i>	<i>No</i>
<b>Flujo Espiral</b>		
Sin cambio de fase $N_{Re} > N_{Rec}$	$\Delta P = 0.001 \frac{L}{s} \left[ \frac{W}{PH} \right]^2 \left[ \frac{1.3\mu^{1/3}}{(P+0.125)} \left( \frac{H}{W} \right)^{1/3} + 1.5 + \frac{16}{L} \right]$	(166)
Sin cambio de fase $100 < N_{Re} < N_{Rec}$	$\Delta P = 0.001 \frac{L}{s} \left[ \frac{W}{PH} \right] \left[ \frac{1.035\mu^{1/2}}{(P+0.125)} \left( \frac{Z_f}{Z_b} \right)^{0.17} \left( \frac{H}{W} \right)^{1/2} + 1.5 + \frac{16}{L} \right]$	(167)
Sin cambio de fase $N_{Re} < 100$	$\Delta P = \left[ \frac{L_s \mu^{1/2}}{3,385(P)^{2.75}} \left( \frac{Z_f}{Z_b} \right)^{0.17} \left( \frac{H}{W} \right) \right]$	(168)
<b>Flujo Axial</b>		
Sin cambio de fase $N_{Re} > 10,000$	$\Delta P = \frac{4 \times 10^{-5}}{sP^2} \left( \frac{W}{L} \right)^{1.8} 0.0115\mu^{0.2} \frac{H}{P} + 1 + 0.03H$	(169)

*Tabla 7: Ecuaciones para el calculo de la caída de presión.*

### VII.II.- Procedimiento de diseño.

La siguiente procedimiento, nos permite evaluar los parámetros básicos de este tipo de intercambiador.

*Procedimiento*

1. Evaluación de las temperaturas medias de los fluidos.

Se denota con el subíndice “T” a lo referente al fluido caliente y con el subíndice “t” a lo del fluido frío.

$$T_m = \frac{T_2 + T_1}{2} \quad (13)$$

$$t_m = \frac{t_2 + t_1}{2} \quad (13.1)$$

2. Calculo de las propiedades físicas medias de los fluidos, tanto para la corriente caliente, como para la fría.

Fluido Caliente.	Fluido frío.
$C_p$ = Capacidad térmica.	$C_p$ = Capacidad térmica.
$\mu$ = Viscosidad.	$\mu$ = Viscosidad.
$\rho$ = Densidad	$\rho$ = Densidad
$k$ = Conductividad térmica.	$k$ = Conductividad térmica.

3. Selección del arreglo del equipo.

- Flujo en espiral por ambos casos.
- Flujo espiral – flujo cruzado.

4. Selección de cual fluido va por dentro y cual por fuera, o si circula uno de ellos perpendicular a la espiral.

5. Obtención de los gastos masicos de ambos fluidos.

$$Q = W_T C_{pT} (T_2 - T_1) \quad (1)$$

$$Q = W_t C_{pt} (t_2 - t_1) \quad (1.1)$$

### 6. Selección de las masas velocidades del interno como del externo.

Un criterio típico para la selección de la masa velocidad de estos equipos, es por medio de una de las definiciones de esta misma:

$$G_T = v_T \rho_T \quad (52.1)$$

$$G_t = v_t \rho_t \quad (52.2)$$

Utilizando velocidades recomendadas del capítulo tres para diversos fluidos, es posible evaluar masas velocidades. Un aspecto importante que se tiene que considerar es que este tipo de equipo puede operar a velocidades de flujo muy bajas, las cuales serían inadmisibles en equipos convencionales.

### 7. Selección del área de flujo (para ambas corrientes).

Conociendo el gasto masico de ambas corrientes y la masa velocidad, se evalúa el área que debe de tener los canales internos para que pueda circular el fluido en las condiciones establecidas.

$$A_T = \frac{W_T}{G_T} \quad (53.1)$$

$$A_t = \frac{W_t}{G_t} \quad (53.2)$$

### 8. Selección del valor de H

9.- Al conocer H y ambas áreas de flujo, se puede evaluar el ancho de los conductos,  $P_t$  y  $P_T$

$$A_t = H P_t \quad (170)$$

$$A_T = H P_T \quad (171)$$

### 10. Obtención del diámetro equivalente.

$$D_{eq(T)} = \frac{2HP_T}{(P_T + H)} \quad (144)$$

$$D_{eq(t)} = \frac{2HP_t}{(P_t + H)} \quad (145)$$

11. Se calcula el número de Reynolds y el número de Reynolds crítico.

$$N_{Re} = 10,000 \left( \frac{W/1,000}{P\mu} \right) \quad (146)$$

$$N_{Re}_c = 20,000 \left( \frac{De}{P} \right)^{0.32} \quad (147)$$

12. Selección de las ecuaciones de evaluación de transferencia de calor.  
 13. Evaluación de la temperatura a la pared.

$$t_w = tm + \left( \frac{h_i}{h_T + h_i} \right) (Tm - tm) \quad (80.1)$$

14. Evaluación de la viscosidad a la temperatura a la pared.

$$\mu_{wt} = f(t_w) \quad (172)$$

$$\mu_{wT} = f(t_w) \quad (173)$$

15. Evaluación del factor "φ"

$$\varphi_{wT} = \left( \frac{\mu_T}{\mu_{wT}} \right)^{0.14} \quad (90.1)$$

$$\varphi_{wt} = \left( \frac{\mu_t}{\mu_{wt}} \right)^{0.14} \quad (90.2)$$

16. Corrección de los coeficientes de transferencia de calor.

$$h_i = \left( \frac{h_i}{\varphi_i} \right) \varphi_i \quad (174)$$

$$h_T = \left( \frac{h_T}{\varphi_T} \right) \varphi_T \quad (175)$$

17. Evaluación del ΣRd.

ΣRd

18. Evaluación del coeficiente de transferencia limpio.

$$\frac{1}{Ud} = \frac{1}{h_r} + \frac{1}{h_r} + \frac{1}{h_p} + \Sigma R d \quad (165)$$

19. Calculo de la diferencia media logarítmica de temperaturas "LMTD".

$$LMTD_{cc} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left( \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)} \right)} \quad (25)$$

20. Evaluación del área de transferencia de calor

$$A' = \frac{Q}{U_D LMTD} \quad (176)$$

21. Calculo de la longitud del equipo

$$L = \frac{A}{2H} \quad (177)$$

22. Calculo del diámetro de las boquillas de entrada y salida del liquido caliente.

$$D_T = \sqrt{\frac{4A_T}{\pi}} \quad (178)$$

23. Calculo del diámetro de las boquillas de entrada y salida del liquido frio.

$$D_i = \sqrt{\frac{4A_i}{\pi}} \quad (179)$$

Siendo  $D_T$  y  $D_i$ , el diámetro de las boquillas de los fluidos calientes y fríos.

24. Calculo del diámetro Total del equipo.

$$D_{coraza} = [ 15.3 L ( P_i + P_T 2p ) + C^2 ]^{1/2} \quad (155)$$

25. Calculo de la caída de presión, seleccionada en la tabla 7.

**VII.III.- Ejemplo**

Se requiere enfriar una corriente de kerosina (42°API) de 390°F a 200°F, para ello, se utiliza una corriente de agua de enfriamiento la cual se calienta de 100°F a 170°F, El calor transferido es de 5,100,000 Btu/h, diseñar el equipo para este servicio, de acero al carbón.

Datos:

Kerosina	Agua
W : 43,800 lb/h	W : ---

**Metodología**

1.- Evaluación de las temperaturas medias de los fluidos.

Se denota con el subíndice “T” a lo referente al fluido caliente y con el subíndice “t” a lo del fluido frío.

$$T_m = \frac{390 + 200}{2} = 295^\circ F$$

$$t_m = \frac{100 + 170}{2} = 135^\circ F$$

2.- Calculo de las propiedades físicas medias de los fluidos, tanto para la corriente caliente, como para la fría.

<b>Kerosina.</b>	<b>Agua.</b>
$C_p = 0.59 \text{ Btu/lb } ^\circ F$	$C_p = 0.98 \text{ Btu/lb } ^\circ F$
$\mu = 0.968$	$\mu = 1.16$
$\rho = 45.55 \text{ lb/ft}^3$	$\rho = 62.3 \text{ lb/ft}^3$
$k = 0.0765 \text{ Btu/h } ^\circ F \cdot \text{ft}$	$k = 0.381 \text{ Btu/h } ^\circ F \cdot \text{ft}$

3. Selección del arreglo del equipo.

Como el régimen que maneja el equipo es “liquido – liquido”, se selecciona el tipo:

- Flujo en espiral por ambos casos.

4. Selección de cual fluido va por dentro y cual por fuera, o cual circula perpendicular a la espiral.

- Por seguridad, se selecciona al agua en la espiral externa.

5. Obtención de los gastos masicos para el agua.

$$W_t = \frac{Q}{C_{pt}(t_2 - t_1)}$$

$$W_t = \frac{5,100,000}{0.98(170 - 100)} = 73,344 \text{ lb/h}$$

6. Selección de las masas velocidades del interno como del externo.

Por la naturaleza misma de estos equipos, se selecciona una baja velocidad de flujo:

$$G_T = (3 \text{ ft/seg}) (45.55 \text{ lb/ft}^3) = 136.65 \text{ lb / ft}^2 \text{ seg} = 491,940 \text{ lb / ft}^2 \text{ seg}$$

$$G_t = (3 \text{ ft/seg}) (62.3 \text{ lb/ft}^3) = 186.9 \text{ lb / ft}^2 \text{ seg} = 672,840 \text{ lb / ft}^2 \text{ seg}$$

7. Selección del área de flujo (para ambas corrientes).

$$A_T = \frac{43,800 \text{ lb/h}}{491,940 \text{ lb / ft}^2 \text{ seg}} = 0.089 \text{ ft}^2$$

$$A_t = \frac{73,344 \text{ lb/h}}{672,840 \text{ lb / ft}^2 \text{ seg}} = 0.109 \text{ ft}^2$$

8. Selección del valor de H

Tomamos el valor del espesor de la placa de 18 in

$$H = 18 \text{ in} = 1.5 \text{ ft}$$

9.- Si se conoce H y ambas áreas de flujo, se puede evaluar el ancho de los conductos,  $P_t$  y

$P_T$

$$P_T = 0.089 \text{ ft}^2 / 1.5 \text{ ft} = 5.93 \cdot 10^{-2} = 0.712 \text{ in}$$

$$P_t = 0.109 \text{ ft}^2 / 1.5 \text{ ft} = 7.26 \cdot 10^{-2} = 0.872 \text{ in}$$

Se selecciona el espaciamiento estándar de  $\frac{3}{4}$  de in

$$P_t = P_T = 0.75 \text{ in} = 0.0625 \text{ ft}$$

Líquido sin cambio de fase

$$N_{Re} > N_{Rec}$$

Coefficientes de transferencia de calor para cada fluido.

$$h_t = \left( 1 + 3.54 \frac{0.12}{0.0625} \right) 0.023(0.59)(49,1940)(769,771)^{-0.2} \left( \frac{0.59 * 0.968}{0.0765} \right)^{-2/3} =$$

$$= 905.10 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$h_i = \left( 1 + 3.54 \frac{0.12}{0.0625} \right) 0.023(0.98)(659,383)(258,810)^{-0.2} \left( \frac{0.98 * 1.16}{0.0625} \right)^{-2/3}$$

$$= 4713.02 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

13. Evaluación de la temperatura a la pared.

En este caso no aplica

14. Evaluación de la viscosidad a la temperatura a la pared.

En este caso no aplica

15. Evaluación del factor “ $\phi$ ”

En este caso no aplica

16. Corrección de los coeficientes de transferencia de calor.

En este caso no aplica

17. Evaluación del  $\Sigma R_d$ .

$$0.005 \text{ Btu / h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

18. Evaluación del coeficiente de transferencia sucio.

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{905.10 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} + \frac{1}{4713.02 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} + \frac{1}{7,692.3 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} + 0.005 \text{ Btu / h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$U_d = 155.27 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

19. Cálculo de la diferencia media logarítmica de temperaturas "*LMTD*".

Para flujo en contra corriente

$$LMTD = 152.5$$

## 20. Evaluación del área de transferencia de calor.

$$A' = \frac{5,100,000}{155.27 * 152.5} = 215.4 \text{ ft}^2$$

## 21. Cálculo de la longitud del equipo

$$L = \frac{215.4 \text{ ft}^2}{2 * 1.5} = 71.8 \text{ ft}$$

## 22. Cálculo del diámetro de las boquillas de entrada y salida del fluido caliente.

$$D_r = \sqrt{\frac{4 * 0.089}{3.141516}} = 0.336 \text{ ft} = 4 \text{ in}$$

## 23. Cálculo del diámetro de las boquillas de entrada y salida de los fluidos caliente.

$$D_r = \sqrt{\frac{4 * 0.109}{3.141516}} = 0.372 \text{ ft} = 4.5 \text{ in}$$

## 24. Cálculo del diámetro Total del equipo.

$$D_{\text{coraza}} = [15.36 * 71.79(0.0625 + 0.0625 + 0.0156) + 8^2] = 14.79 \text{ in}$$

## 25. Cálculo de la caída de presión.

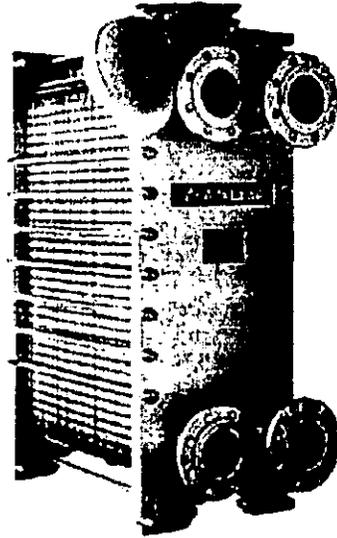
$$\Delta P_r = 0.001 \frac{71.79}{0.73} \left[ \frac{3,800/1000}{0.75 * 18} \right]^2 \left[ \frac{1.3 * (0.4)^{1/3}}{(0.75 + 0.125)} \left( \frac{18}{43,800/1000} \right)^{1/3} + 1.5 + \frac{16}{71.79} \right] =$$

$$= 2.61 \text{ lb/in}^2$$

$$\Delta P_r = 0.001 \frac{71.79}{0.99} \left[ \frac{73,344/1000}{0.75 * 18} \right]^2 \left[ \frac{1.3 * (0.48)^{1/3}}{(0.75 + 0.125)} \left( \frac{18}{73,344/1000} \right)^{1/3} + 1.5 + \frac{16}{71.79} \right] =$$

$$= 5.23 \text{ lb/in}^2$$

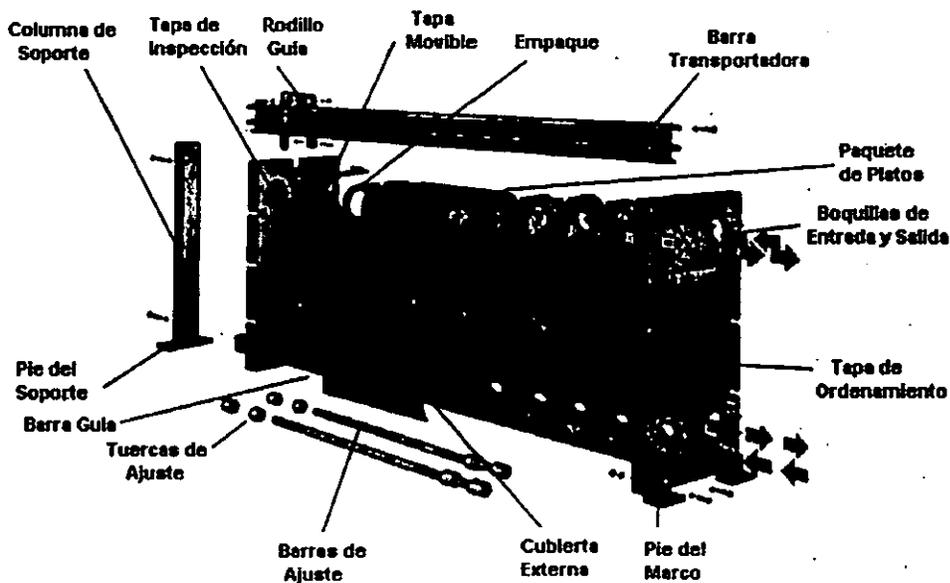
**VII.II.- Intercambiadores de calor de placas.**



*Figura No.32.- fotografía de un intercambiador de placas.  
Imagen propiedad de alfa laval corporation.*

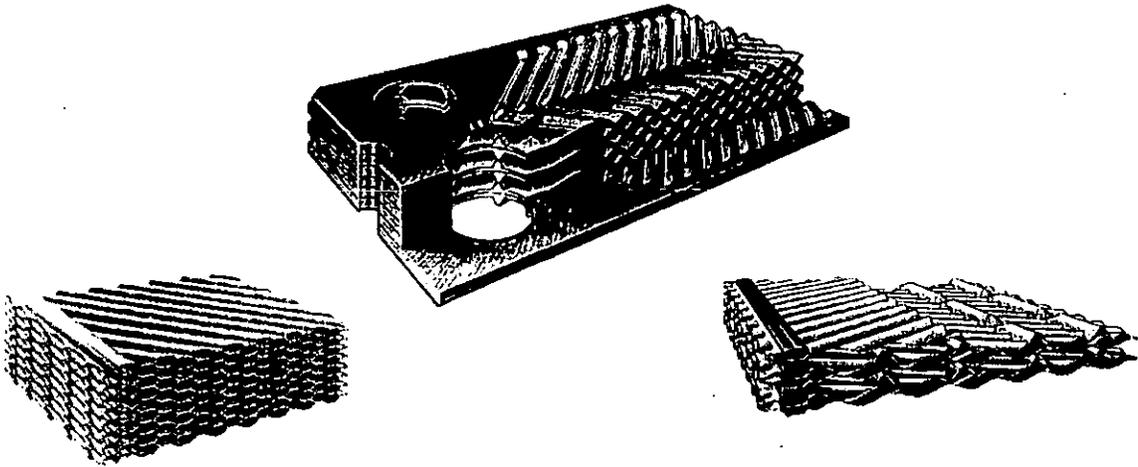
**Descripción:**

El intercambiador de platos consiste en una serie de platos paralelos y delgados, los cuales tienen superficies corrugadas a ambos lados, esto es para incrementar la turbulencia y dar rigidez mecánica al equipo. Los platos se encuentran empaquetados y colocados juntos en un armazón.



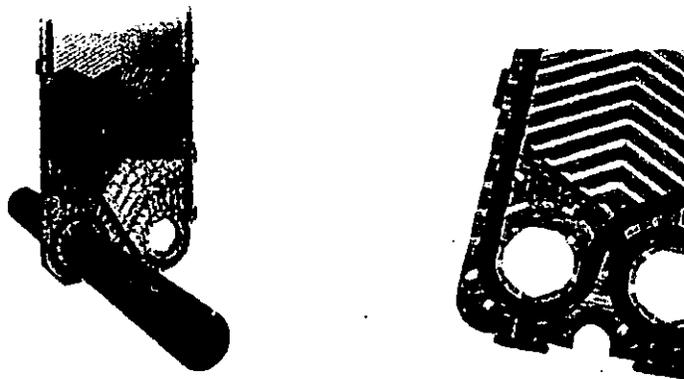
*Figura No 34.- Corte de un equipo de transferencia de calor de placas.  
Imagen propiedad de alfa laval corporation.*

Los canales formados tienen un arreglo en paralelo, y pueden tomar diferentes formas, dependiendo de la naturaleza de los fluidos que manejan.



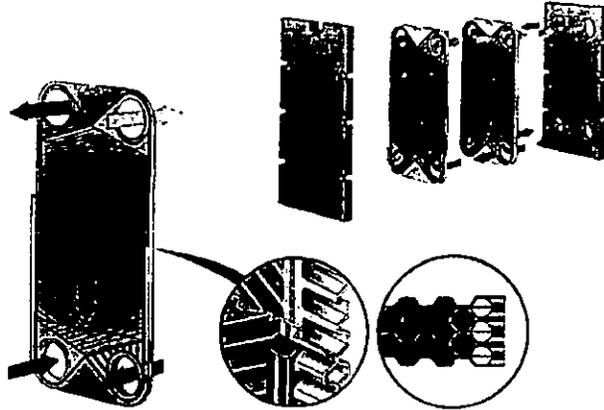
*Figura No 35.- Distintos cortes de placas .  
Imagen propiedad de alfa laval corporation*

La conexión externa en cada esquina de los platos actúa como un precalentador y el empaque actúa directamente sobre el fluido, además sirve para direccionar los fluidos.



*Figura No. 36.- Detalle de las placas.  
Imagen propiedad de alfa laval corporation*

Como se ve en la siguiente figura, un fluido viaja en los canales impares y el segundo en los canales pares.



*Figura No. 37.- Corte de un equipo de transferencia de calor espiral, mostrando su funcionamiento. Imagen propiedad de alfa laval corporation*

### Ventajas.

- Esta es una alternativa mejor para algunas aplicaciones que tradicionalmente usan intercambiadores de coraza y tubos.
- El intercambiador de platos cuesta solo una fracción de otros intercambiadores de calor, además el equipo tiene menos área superficial, ofrece un mejor peso, menor incrustación, y un acceso más fácil para la limpieza.
- Menos superficie de transferencia y más eficiencia; Cuatro intercambiadores de platos hacen las mismas funciones que seis intercambiadores de tubos y coraza.
- Menos soportaría y menor cimentación, equipos compactos.
- Tubería menos complicada, construcción modular.
- Grandes coeficientes de transferencia de calor.
- Menores costos de mantenimiento.
- Menor trabajo y tiempo de servicio.
- No se requiere de equipo extra para el mantenimiento.
- Menores costos para el fluido refrigerante.
- Se requiere menos agua de enfriamiento.
- Se puede utilizar aguas de menor calidad.
- Reducción en costos de tuberías y válvulas.
- Se reducen costos de bombeo.
- Diseño modular.
- Fácil adaptación, y ajuste para agregar o eliminar platos.
- Gran flexibilidad ya que no se requieren soldaduras ni cortes.
- Puede ser usado en varios procesos.

- Puede ser ensamblado y desensamblado en sitio.
- Menor volumen; el volumen se reduce en un 80-20%
- Menor temperatura de acercamiento.
- Aproximación económica arriba de 2°F.
- Menor peso.

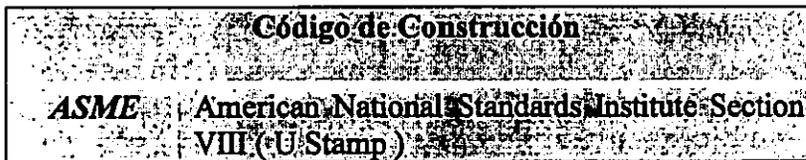
### **Desventajas.**

Las dos corrientes deben tener un flujo parecido o cercano.  
Solo pueden usarse las placas de un solo fabricante, por lo que para sustituirse una placa debe recurrirse al propio fabricante.

### **Aplicación.**

Las aplicaciones típicas se usan para las siguientes condiciones: Temperaturas arriba de 320 °F (160 °C y 30 Bar) y 400 Psig.

### **Códigos de construcción.**



### Construcción y operación

Muchas de las aplicaciones de los intercambiadores son para líquidos y presiones de operación de  $2000 \text{ kN/m}^2$  y temperaturas debajo de  $1508\text{C}$ , aunque algunos modelos pueden operar por arriba de  $2758\text{C}$ .

Los platos son fabricados en diferentes metales incluyendo: Acero inoxidable, titanio "Hasteloy", Níquel, monel, Incolloy 825, los empaques son de nitrilo, butilo, silicón, hules fluorocarbonados o fibras de asbesto.

El intercambiador esta construido con placas que van desde 0.6 a 1mm, se construye en un tipo limitado de tipos y tamaños.

### VII.II.I- Ecuaciones y consideraciones generales de diseño.

#### Selección del tipo de placa:

##### *Placas.*

Los intercambiadores de calor de placas son más eficaces en aplicaciones en las que se usan líquidos, sólidos y mezclas de fluidos viscosos. Este tipo de placas tienen una profundidad de drenaje, permitiendo el paso sin restricción de partículas y de fibras gruesas.



*Figura No 38.—Placa*

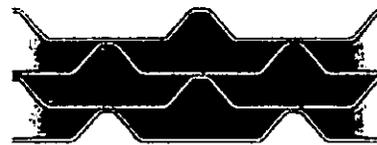
Existen muchos tipos de corrugaciones, y el tipo apropiado para cada caso debe ser considerado por sus características "térmicas" y "mecánicas". La función de las corrugaciones es la de inducir turbulencia y aumentar el área de transferencia de calor en cantidades que varían de 15 a 25%.

Las placas se pueden arreglar en una configuración de "amplio / estrecho" cuando se maneja un fluido con partículas grandes entonces se requiere una sección amplia, se usa una posición "media / media" cuando ambos líquidos necesitan el área adicional de flujo. Ambas configuraciones se logran con una sola geometría de la placa, es decir se acomodan las placas para obtener ambas configuraciones.

Este tipo de placas es excelente para las aplicaciones con vapor.



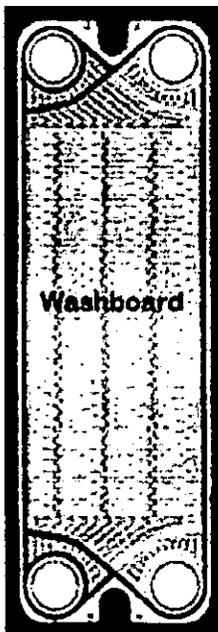
Wide/Narrow



Medium/Medium

**Figura No 39.-- Detalle del arreglo de placas "amplio/estrecho" y del "medio/medio"**  
*Imagen propiedad de alfa laval corporation*

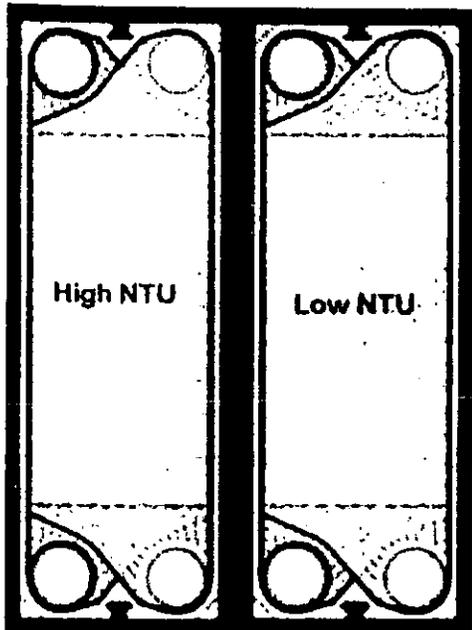
La forma de las placas se debe seleccionar específicamente para la naturaleza de los fluidos que circulan por las mismas, a continuación se presentan las formas mas generales y su aplicación.



**Tipo A (intermating).**

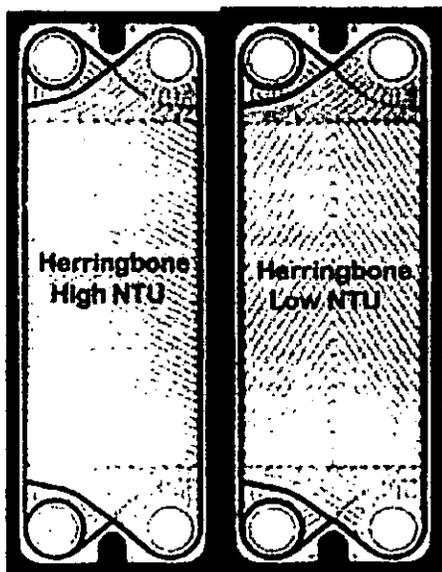
Las placas del tipo "A", con corrugaciones en un modelo de lavadero, se utilizan en numerosas aplicaciones que usan líquidos viscosos y soluciones que contienen partículas sólidas.

Manejan tamaños de partículas más grandes y son menos propensas a incrustarse de partículas, debido a las pocas puntas de contacto metal con metal y una separación más amplia creando gran espacio entre placa y placa.



**Tipo B. (Chevron)**

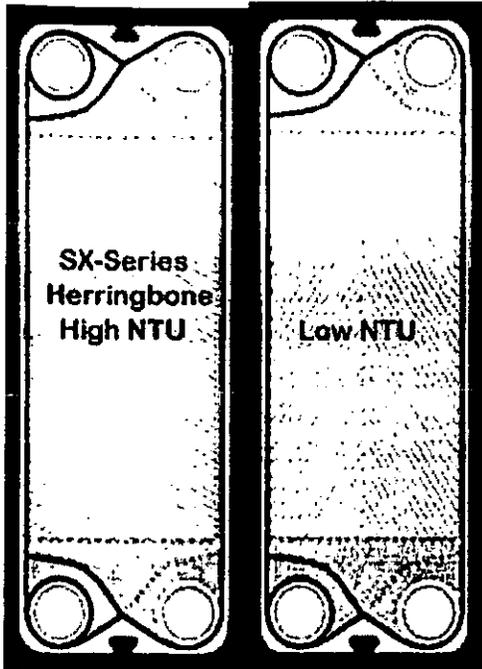
Este tipo de plato es muy conveniente para vapor y las aplicaciones con fluidos viscosos que requieren altas cantidades de transferencia de calor, con bajas caídas de presión.



**Tipo B1 (Chevron)**

Placas de la serie UX

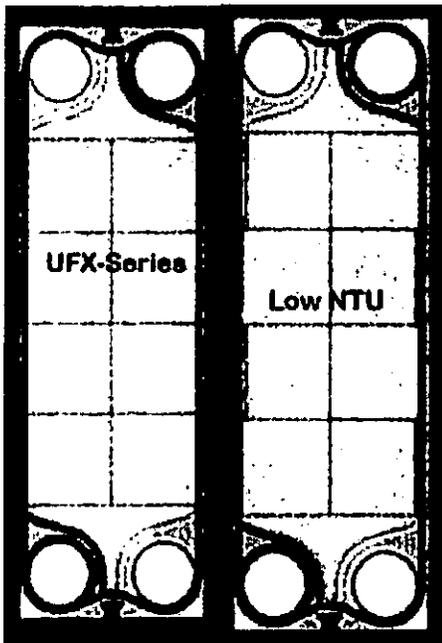
Las placas de este tipo, tienen una superficie corrugada en una forma tradicional, ofreciendo una variedad de longitudes térmicas. Se utilizan en una gran cantidad de aplicaciones, y son generalmente más eficientes con soluciones relativamente limpias debido a la mayor turbulencia inducida dentro de la ruta del flujo.



**Tipo B2 (Chevron)**

Placas de la serie SX

Los platos de la serie SX complementan a los de la serie UX. Su contracción más apretada y separación más pequeña del interespaciado generan mayores valores de " U " y operar en intervalos de más alta presión.



**Tipo B3**

Placas de la serie UFX

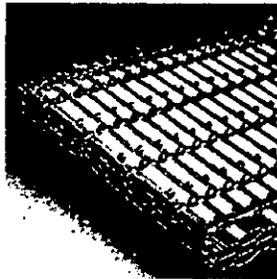
Especialmente cuando los flujos están desequilibrados y la caída presión son bastante aceptables, se utilizan diseños de plato tipo B3. El mejor alojamiento de proporciones de flujo desiguales que optimizan la caída de presión y la magnitud de la transferencia de calor para ambos fluidos

### Diseño de la superficie corrugada del plato.

Hay gran variedad de diseños de la superficie corrugada por lo que deben ser escogidos en forma apropiada, la superficie induce a la turbulencia de las corrientes e incrementa el área de transferencia de calor en áreas que varían de 15 a 25%.

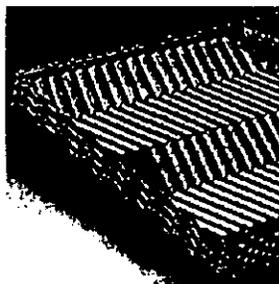
En forma general podemos describir dos tipos de superficie corrugada  
El tipo intermating (o de tipo lavadero) y el tipo chevron o herringbone.

Tipo intermating. La geometría de este equipo en un corte transversal.  
Esta geometría origina un constante cambio de dirección del fluido y una variación en la velocidad del líquido. Las velocidades en el régimen turbulento son de 0.2 a 3 m/s dependiendo de la caída de presión.



*Figura No. 40 Detalle de placa tipo intermating  
Imagen propiedad de alfa laval corporation*

Tipo Chevron, el corrugado es paralelo y corre oblicuamente a través de los platos a cierto ángulo. El área transversal en la dirección del fluido es constante pero el paso de los fluidos produce turbulencia y un continuo cambio de dirección, las velocidades del fluido se encuentran entre 0.1 y 1 m/s



*Figura No. 41 Detalle de placa tipo Chevron  
Imagen propiedad de alfa laval corporation*

El diámetro hidráulico de ambos tipos de plato se puede calcular como sigue:

$$d_e = \frac{4 \lambda \text{volumen\_entre\_platos}}{\text{superficie\_humeda\_entre\_platos}} \quad (180)$$

$$d_e = \frac{2b}{r} \quad (181)$$

**Platos Mezclados.**

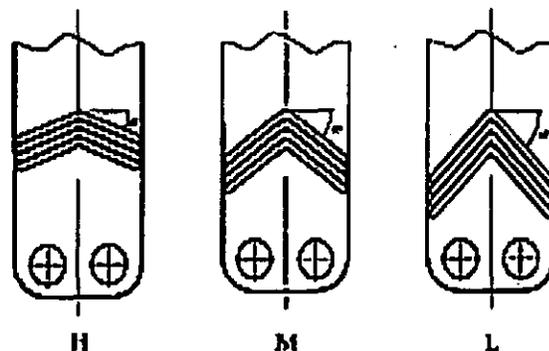
Cuando los intercambiadores de platos industriales son muy grandes, es preferible un paso simple que varios pasos porque se pueden evitar las conexiones de entrada y salida y los arreglos internos, además de que la limpieza es mas accesible, Sin embargo un simple paso en un tipo de plato particular da una relación finita entre el NTU y la caída de presión. Esto hace que no sea posible siempre cumplir con la transferencia de calor y con la caída de presión requerida.

Este problema ha sido resuelto utilizando el plato tipo chevron.. En muchas aplicaciones, un mejor funcionamiento de transferencia de calor se puede alcanzar por mezclas de placas con altas y bajas NTU que tienen ángulos que varían. En estos casos, se requieren de pocas placas, porque los requisitos térmicos e hidráulicos pueden ser administrados casi exactamente.

El plato tipo Chevron tiene tres presentaciones generalmente, las cuales se muestran en la figura No. 42. Cada plato de este tipo tiene un valor de NTU dependiente del Angulo en que están construidas las estructuras corrugadas.

Si se usan dos tipos diferentes de platos, con diferentes ángulos en sus estructura corrugadas es posible obtener tres tipos de canales con propiedades térmicas distintas, tales canales se muestran en la figura No. 43, el canal H es un canal con alta NTU, el canal L es con baja NTU y el M está en medio de ambos.

En el mismo intercambiador pueden utilizarse dos tipos diferentes de platos para que en conjunto logren la caída de presión y la transferencia de calor necesaria.



**Figura No. 42 Tipos de platos.**  
**Autores: Anthony Cooper and J. Dennis Usher., heat exchanger desing.**

Tipo de plato	Transferencia de calor	Caída de presión
H	Alta	alta
M	media	media
L	baja	baja

Al mezclar los platos se puede obtener un intercambiador de platos de paso simple, lo cual es posible para el intercambio de calor requerido.

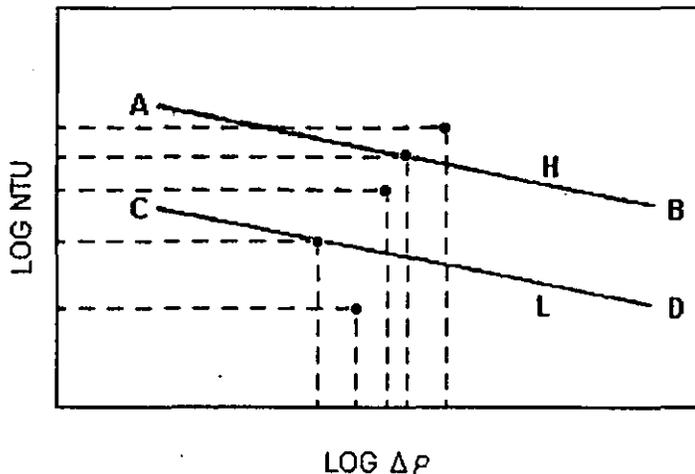
En la siguiente figura se muestran los tipos de canales que se pueden formar mezclando los diversos platos, además esto da como resultado pasos con diferentes NTU

Las diversas combinaciones dan como resultado una relación  $NTU/\Delta p$ .

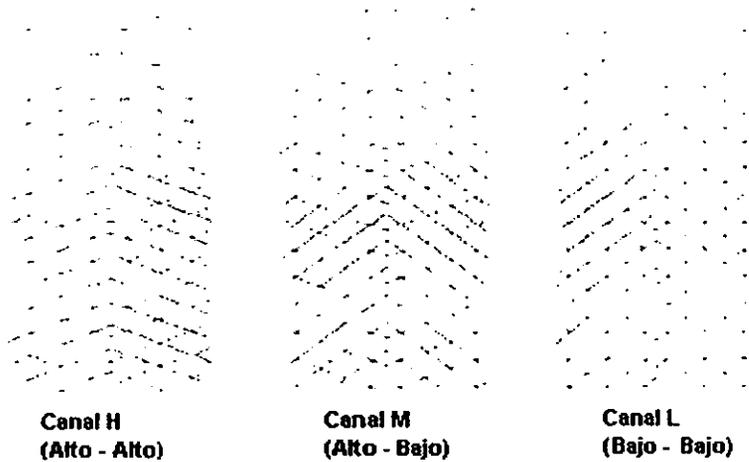
La combinación H pasa a través de la recta AB  
 La combinación L pasa a través de la recta CD

Los pasos con canales H, L y H/L en diferentes proporciones pueden ser cubiertos dentro del área ABCD, cada conjunto de pasos calientan el líquido a diferentes temperaturas, las cuales, al ser mezcladas, dan el valor necesario a la salida.

Debajo de la recta CD, se requiere mas superficie para obtener la caída de presión, arriba de AB se requiere mas de un paso, en cualquier caso, los arreglos multipaso son mas aceptables en equipos pequeños, donde las conexiones pueden ser fácilmente desmanteladas para su inspección.



*Gráfica No.11 LogΔp/logNTU*  
 Autores: Anthony Cooper and J. Dennis Usher., heat exchanger desing.



**Figura No. 43 Tipos de canales**  
 Autores: Anthony Cooper and J. Dennis Usher., *heat exchanger desing.*

#### **Variedad de tamaños y Materiales de construcción.**

Se producen en virtualmente cualquier metal , incluyendo el acero inoxidable (304,316,317,etc.), titanio, Monel, níquel, las aleaciones 825, 20Cb-3, B-2, C-276, y una variedad de otros materiales.

#### **selección del tipo de empaque.**

Las juntas de las placas son elastómeros especialmente moldeados para asegurar su funcionamiento. Los materiales de la junta son seleccionados para corresponder con las condiciones del proceso, a una temperatura de funcionamiento máximo de 500 grados de Fahrenheit:

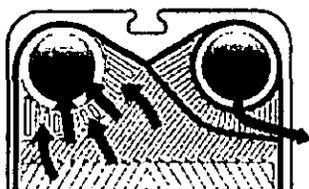
- NBR
- EPDM
- Viton
- Neopreno
- Butyl
- Hypalon
- NBR Teflón - encapsulado
- Gore expanded PTFE
- others

Los empaques para este tipo de equipo, se encuentran localizados en ejes neutrales a los del grabado de la placa, dando esto independencia para poder evitar fugas.



*Figura No 44.— Detalle de los empaques  
Imagen propiedad de alfa laval corporation*

Debido al diseño de entrada a la placa, los líquidos no se entremezclarán (con excepción de una falla de la placa) cuando son las placas empacadas correctamente y la unidad se ensambla de acuerdo con instrucciones y especificaciones prescritas del diseño. El líquido que fluye en la superficie de cada placa fluye en el interior del límite de la junta. Si uno de los líquidos se escapa más allá del límite de una junta, fluirá al exterior de la unidad a través de los accesos de salida, previniendo entremezclarse.

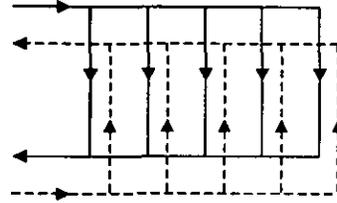


*Figura No.45 --Detalle de la entrada del fluido a las placas, y el sistema de salida del fluido en caso de fuga.  
Imagen propiedad de alfa laval corporation*

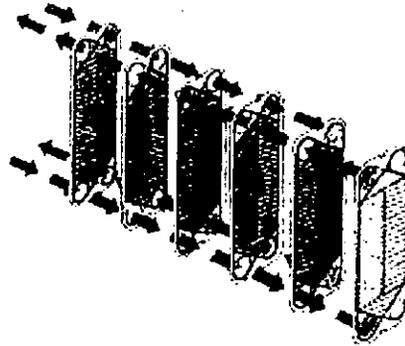
### Arreglo de los platos

Existen tres formas fundamentales de arreglar los platos: Paso simple, multipaso con pasos iguales y multipaso con pasos no iguales.

A) Paso simple: Ambos líquidos fluyen a contracorriente a través de los canales. Lo que hace un paso simple como se muestra en las fig. 46 y 47



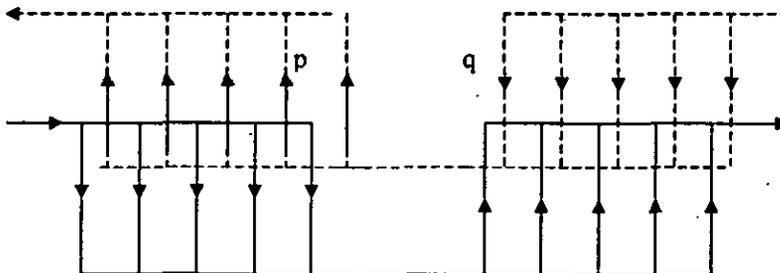
**Figura No.46 Arreglo esquemático de un intercambiador de un paso (1/1)**  
 Autores: Anthony Cooper and J. Dennis Usher, heat exchanger desing.



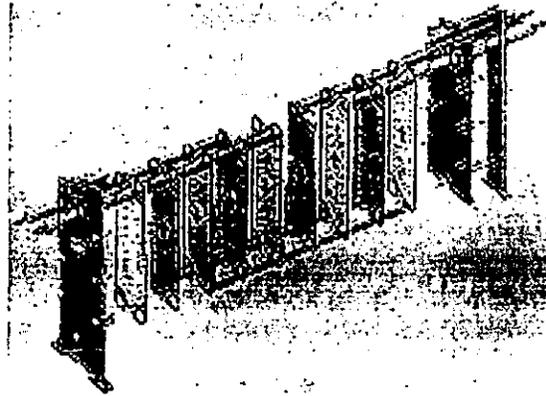
**Figura No. 47 arreglo de intercambiador de platos con paso simple**  
 Imagen propiedad de alfa laval corporation

b) Multipaso con pasos iguales.

Cuando los valores de NTU son mas grandes que aquellos que se necesitan para un plato simple, los arreglos multipaso pueden obtenerse colocando la entrada en P y definido la salida Q en cada paso. La figura 48 y 49 muestra un arreglo de dos pasos (2/2)



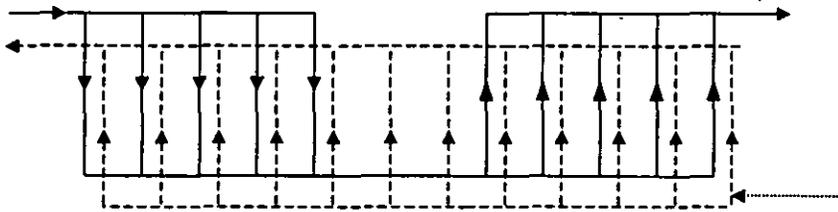
**Figura No. 48 Arreglo esquemático de un intercambiador de dos pasos (2/2)**  
 Autores: Anthony Cooper and J. Dennis Usher, heat exchanger desing.



**Figura No.49 arreglo de intercambiador de platos doble paso (2/2)**  
 Imagen propiedad de alfa laval corporation

Multipaso con pasos no iguales:

Cuando ambos flujos son altos o existe otra razón para minimizar la caída de presión en un lado, los pasos no iguales pueden usarse, colocando pocos pasos en el lado que requiera menor caída de presión, la figura 50 muestra un arreglo un dos pasos/un paso (2/1)



**Figura No 50 Arreglo esquemático de un intercambiador multipaso (2/1)**  
 Autores: Anthony Cooper and J. Dennis Usher, heat exchanger desing.

**Factores que controlan la especificación del plato.**

Los parámetros mas importantes en la especificación de un plato son dos: La capacidad de flujo y el NTU, el numero de unidades de transferencia, lo cual esta definido como el cambio de temperatura de un fluido dividido por la diferencia logarítmica de temperatura

La capacidad de flujo determina el tamaño de las salidas en las cuatro esquinas del plato y decide las dimensiones totales del plato. El rango de NTU esta relacionado con la transferencia de calor, la caída de presión del plato controla el tipo de corrugado que debe adoptarse.

**Correlaciones para calcular el factor de fricción**

Las pérdidas por fricción pueden calcularse con la siguiente ecuación, la cual aplica para cualquier tipo de plato

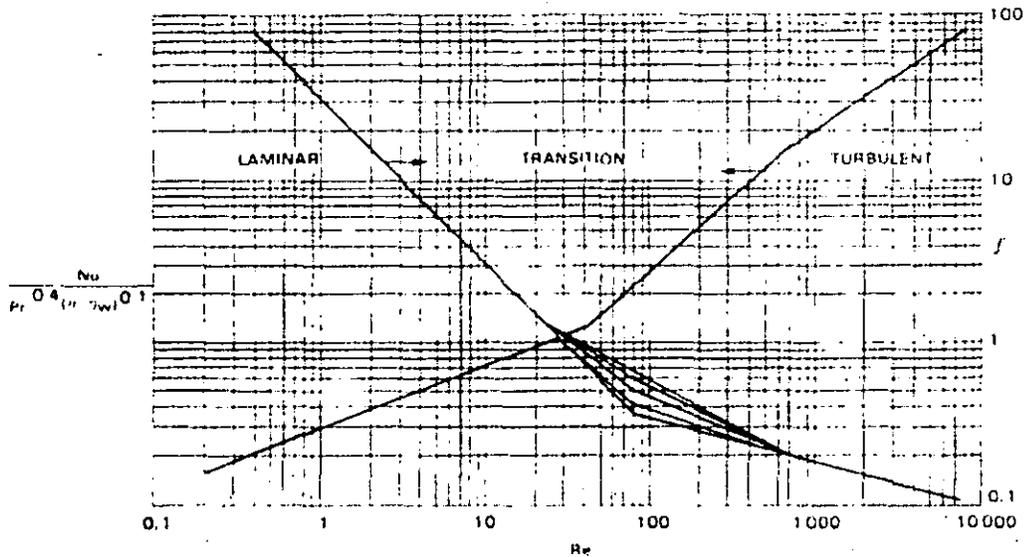
$$\Delta p = \frac{2fLG^2}{\rho d_e} \quad (182)$$

Para un pequeño intercambiador con platos intermating, el factor de fricción puede calcularse con las siguientes ecuaciones:

Para flujo turbulento  $f = \frac{1.22}{Re^{0.252}} \quad (183)$

Para flujo laminar  $f = \frac{38}{Re} \quad (184)$

En el régimen transicional la relación del factor de fricción puede ser determinada interpolando las regiones del flujo turbulento y del flujo laminar, sin embargo para el plato de tipo intermating el factor de fricción es una función de la viscosidad del liquido así como del numero de Reynolds. (Ver. Graf 12)



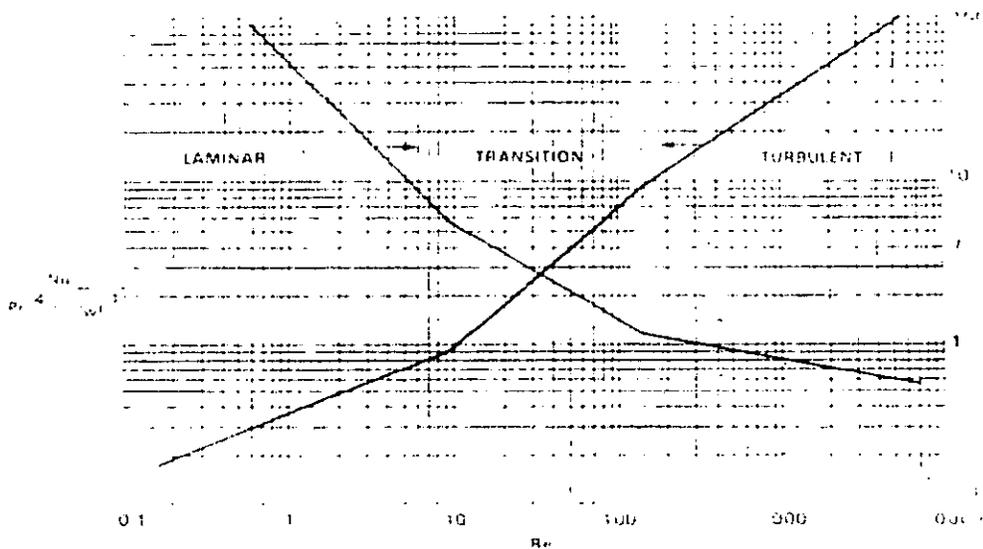
**Grafica No.12 Características de diseño de un pequeño intercambiador de tipo intermating**  
 Autores: Anthony Cooper and J. Dennis Usher, heat exchanger desing.

El numero de Reynolds en el cual, ocurre la transición de los tres regímenes de flujo, varia considerablemente entre platos. Como regla general, todos los tipos de intercambiadores de calor de platos operaran en flujo totalmente turbulento con números de Reynolds arriba de 1000 y si se encuentran en flujo laminar entonces con números de Reynolds debajo de 10. Ver grafica 13

Para un intercambiador de platos de tipo chevron, el régimen de transición puede tener un número de Reynolds de 10 a 150.

De las figuras 12 y 13, es obvio que con los intercambiadores de calor de platos, el factor de fricción es mucho mas alto para los números de Reynolds correspondientes al tubo liso, entonces la caída de presión en las ecuaciones 183 y 184, son con frecuencia menores que las equivalentes para los intercambiadores de tubos.

Para aplicaciones en flujo laminar, el intercambiador de calor de platos es un equipo efectivo.



**Grafica No.13. Características de diseño de un pequeño intercambiador de tipo chevron**  
 Autores: Anthony Cooper and J. Dennis Usher, heat exchanger desing.

Para los fluidos pseudoplásticos no newtonianos pueden utilizarse como una aproximación las mismas ecuaciones de los fluidos newtonianos.

**Correlaciones de transferencia de calor**

Para un pequeño intercambiador de platos de tipo intermating se tienen las siguientes correlaciones.

Para flujo turbulento 
$$Nu = 0.2(Re)^{0.67} Pr^{0.4} \left( \frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0.1} \quad (185)$$

Para flujo laminar

$$Nu = 1.68 \left( \text{RePr} \frac{d_c}{L} \right)^{0.4} \left( \frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0.1} \quad (186)$$

Para el régimen de transición se obtiene por interpolación entre la zona de régimen turbulento y la zona de régimen laminar.

Para el empleo de estas ecuaciones debe tomarse en cuenta que  $L$  debe estar entre 0.7 y 2 m y los valores de  $d_c$  en un margen de 4mm para los platos mas pequeños y de 5 a 7 mm para los platos mas grandes. La relación típica alto/ancho para muchos platos es de 2

### VII.II.II.-Diseño total del plato:

#### Evaluación del NTU

Un plato del intercambiador de calor puede ser estimado como un sistema de características propias y conocidas y que puede ser definido por un rango de NTU (unidades de transferencia)

Tal plato opera bajo las siguientes condiciones:

$$MCp\theta = Ua\Delta T \quad (187)$$

Entonces:

$$NTU = \frac{\theta}{\Delta T} = \frac{Ua}{MCP} \quad (188)$$

Para  $n$  platos activos, el área total es  $na$ . Los pasos totales del fluido son  $(n+1)/2$ . Por consiguiente:

$$NTU = \frac{2n}{n+1} \frac{Ua}{MCP} \quad (189)$$

y cuando  $n$  es infinito

$$NTU = \frac{2Ua}{MCP} \quad (190)$$

Debido a que los platos se arreglan normalmente en grandes paquetes, es mejor definir la NTU de un plato de acuerdo a la ecuación 190.

**Diseño de un plato:**

Para diseñar la especificación que defina el flujo máximo y el valor NTU, los pasos para el desarrollo de un plato en particular son los siguientes.

1.- A partir del flujo máximo que puede manejar el intercambiador de platos, se determina el tamaño de la entrada. Una entrada en base a la máxima velocidad recomendada es de 6 m/s. Altas velocidades pueden provocar pérdidas de presión extrañas.

2.- Se selecciona la brida mas grande utilizando la presión de operación y los códigos aplicables. Se determina la distancia entre centros y de esto se obtiene el ancho del plato.

3.- La longitud puede obtenerse por la relación que normalmente es de  $r=1.15$  a  $1.25$  dependiendo del tipo de superficie corrugada.

4.- Si se conoce el máximo valor NTU, y la caída de presión correspondiente así como el área del plato, se puede seleccionar un tipo de superficie corrugada

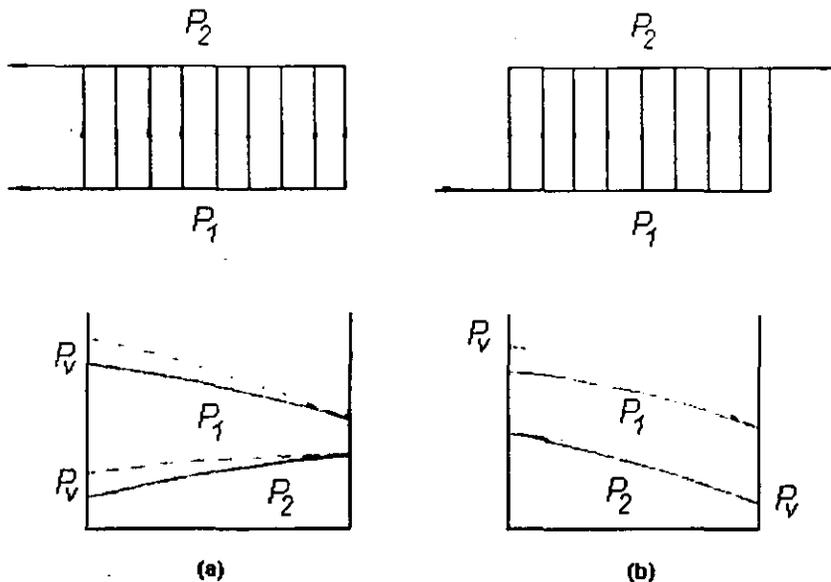
**Distribución de la presión a través de las placas.**

Para intercambiadores con pocos platos el efecto de la caída de presión en las entradas es despreciable y los cálculos pueden ser asumidos de tal forma que se considere el mismo flujo para cada plato. En los intercambiadores grandes la distribución de la presión puede ser significativa, esto puede reducir la LMTD efectiva.

Los dos factores que afectan la caída de presión en las entradas son:

La pérdida por fricción a través de toda la entrada y el cambio de momentum debido al cambio de dirección en la velocidad del fluido.

La diferencia puede observarse en estos dos ejemplos:



*Figura No. 51- Caldas de presión según el arreglo de los platos  
 Autores: Anthony Cooper and J. Dennis Usher, heat exchanger desing.*

### Ensuciamiento:

El intercambiador de platos tiene poco ensuciamiento ya que presenta gran turbulencia lo que hace que el equipo no se ensucie mucho, la incrustación es mínimo, cuando se llega a ensuciar el intercambiador se abre fácilmente, se limpia y se vuelve a cerrar. Para el diseño se utilizan no más de 1/5 del factor de incrustación de valores publicados para los intercambiadores tubulares.

### VII.II.III.-Métodos para calcular el área superficial.

Las siguientes métodos de cálculo están expresadas en unidades internacionales SI, ya que las gráficas unitarias proporcionadas por los fabricantes están en dicho sistema de unidades se tratarán los cálculos en estas unidades y luego se hará la conversión a las unidades inglesas.

Existen 70 tipos diferentes de platos en el mundo y es difícil especificarlos todos por lo que se tratan en forma general.

Considerando que este método se basa en los siguientes parámetros que son considerados como límites para este diseño:

Area	Arriba de 2.5 m <sup>2</sup> (27.05ft <sup>2</sup> )
NTU	0.3 a3.5 aproximadamente
Presión máxima de operación	2000 kN/m <sup>2</sup> (290.06 lb/in <sup>2</sup> )
Viscosidad máxima	5 kg/ms (5000 cp)
Diámetro de salida	Arriba de 400 mm (15.79 in)
Flujo máximo	2500 m <sup>3</sup> (88 300 ft <sup>3</sup> )

El método de calculo se basa en el siguiente proceso. El objetivo es establecer el numero de platos  $n$  y el de pasos  $H$  que forman el intercambiador de calor requerido, así como la caída de presión necesaria.

Si se considera un gasto típico de  $M$  kg/s de un fluido liquido que será enfriado o calentado con un flujo similar y un LMTD de  $(\Delta T)$ . El cambio de temperatura necesario es  $\theta$  y la caída de presión permisible  $(\Delta P)$ . Las entradas por paso son  $n/2H$ , entonces el flujo por plato es  $2MH/n$

El intercambio de calor es una función de la capacidad de flujo en el plato y de las propiedades físicas y del ensuciamiento, por lo que es posible evaluar el coeficiente global de transferencia de calor.

$$U = f_1\left(\frac{MH}{n}, x\right) \quad (191)$$

Al incluir en la siguiente ecuación los efectos de las salida del equipo, perdidas en las entradas y otros efectos dependientes del arreglo, se tiene;

$$LMTD\Delta T' = \Delta T f_2(n, H) \quad (192)$$

Entonces con la ecuación general de transferencia de calor.

$$Q = UA\Delta T \quad (193)$$

Y al sustituir (191) (192) en (193)

$$MCp\theta = f_1\left(\frac{MH}{n}, x\right) na\Delta T f_2(n, H) \quad (194)$$

Al aceptar las perdidas por fricción en las salidas, la caída de presión disponible es expresada por.

$$\Delta p = f_3(n, H) \quad (195)$$

La cual es una función de la capacidad del plato, el ensuciamiento, y de las propiedades físicas., esto es:

$$\Delta p = f_3(n, H) = f_4\left(\frac{MH}{n}, y\right) \quad (196)$$

Si las funciones  $f_1, f_2, f_3$  y  $f_4$  (ec. (192), (194), (195) y (196)) son conocidas,  $n$  y  $H$  pueden ser obtenidas del sistema de ecuaciones expresado anteriormente, el cual puede ser modificado donde sea necesario cuando varíe los flujos y no sean iguales.

Un método para estimar una superficie aproximada se escribe a continuación para los fluidos líquidos.

#### VII.II.IV.-VALORACION APROXIMADA PARA FLUJO TURBULENTO:

Este método esta basado en datos representativos de intercambiadores de platos en general, lo cual es usado para obtener una estimación aproximada del área requerida de un intercambiador de calor para un servicio en particular con las siguientes limitaciones.

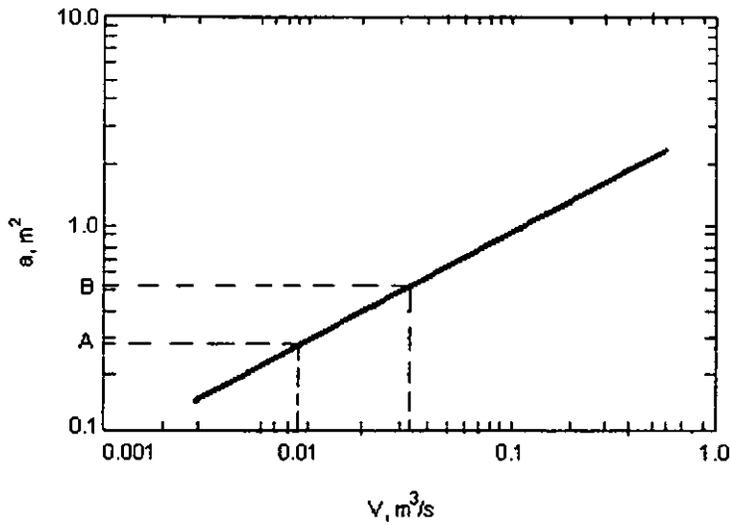
Condiciones de flujo turbulento (por ejemplo que la viscosidad no exceda de  $4 \times 10^{-3}$  kg/ms (4cp))

Que el flujo volumétrico no exceda de 3 a 1

Sin embargo para que haya una mejor aproximación los fabricantes de platos se basan en sus propios curvas y datos.

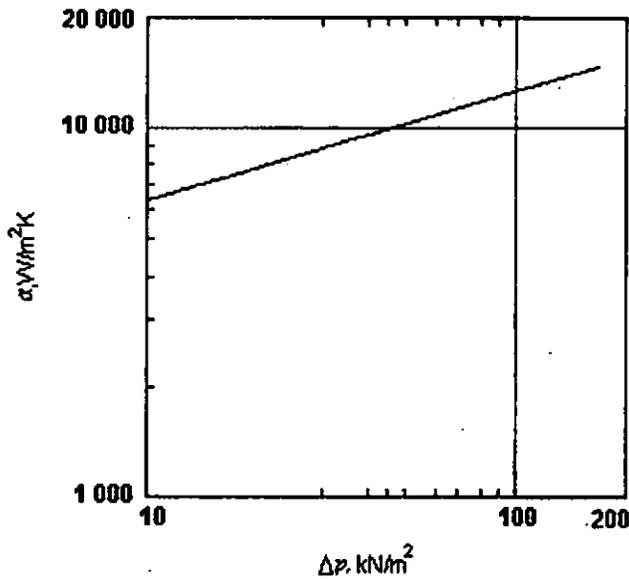
Las curvas presentadas a continuación proporcionadas por algunos fabricantes, se utilizan curvas básicas para agua/agua, o líquidos similares al agua con un flujo unitario., para otros líquidos es necesario contar con graficas apropiadas o hacer modificaciones.

1 Curva Area /flujo volumétrico que relaciona el área de transferencia del plato individual y el flujo total que el intercambiador de platos puede manejar. Ver Graf. 14.



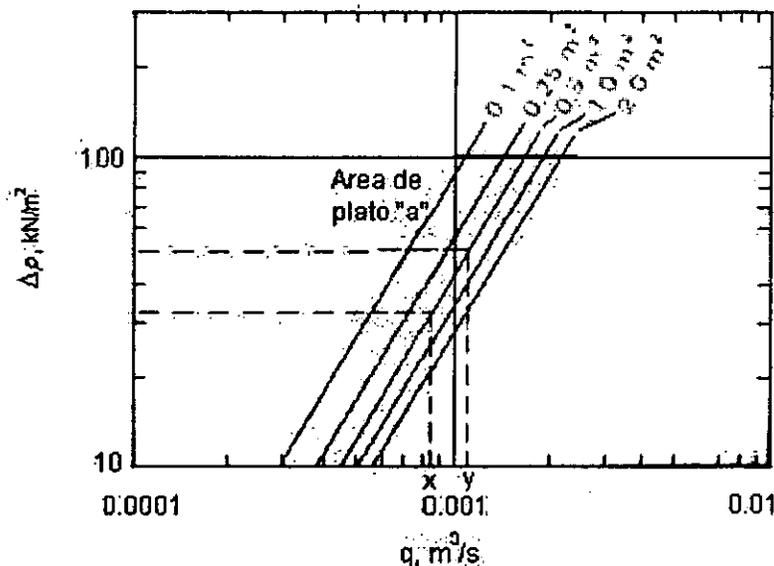
**Grafica No.14** área del plato / flujo volumétrico  
 Autores: Anthony Cooper and J. Dennis Usher, heat exchanger desing.

2.- Curva  $\alpha/\Delta p$  que representa los platos en general, donde  $\alpha$  en este caso es igual a  $2U$ , por lo tanto incorpora un aproximado permitido de la resistencia del metal, ver grafica 15.



**Grafica No. 15** Coeficiente de transferencia de calor/caída de presión típica para platos en agua  
 Autores: Anthony Cooper and J. Dennis Usher, heat exchanger desing.

3.- Curvas típicas  $\Delta p$ /flujo del plato, para platos con áreas diferentes entre  $2 \text{ m}^2$  y  $0.1 \text{ m}^2$ . Ver grafica 16.



**Grafica No.16. Caída de presión / gasto volumétrico para diferentes áreas de platos donde se maneja agua**  
 Autores: Anthony Cooper and J. Dennis Usher, heat exchanger desing.

Estas curvas aplican para agua a 313 K, para lo cual se deben considerar las siguientes propiedades:

- Densidad =  $1000 \text{ kg/m}^3$
- Calor específico =  $4.2 \text{ kJ/kgK}$
- Conductividad térmica =  $0.63 \text{ W/mK}$
- Viscosidad =  $0.65 \times 10^{-3}$

**VII.II.V.--Procedimiento de diseño aproximado de intercambiadores de calor:**

**PASO 1:** Se selecciona de la gráfica 14 (área del plato/flujo), el área aproximada  $a$  para el plato que será seleccionado basándose en el flujo mas alto de ambos fluidos.

**PASO 2.**-Modificar la curva  $\alpha/\Delta p$ , grafica 15, para cada líquido, corrigiendo la ordenada  $\alpha$  en cada caso para incluir el ensuciamiento, y las propiedades físicas en relación con el agua utilizando las siguientes correlaciones.

Para flujo turbulento 
$$Nu = 0.2(Re)^{0.67} Pr^{0.4} \left( \frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0.1} \quad (185)$$

Para flujo laminar 
$$Nu = 1.68(RePr \frac{d_c}{L})^{0.4} \left( \frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0.1} \quad (186)$$

**PASO 3.**-Las dos curvas de la Gráfica 15 que han sido vistas en el paso dos ahora serán modificadas completamente, ya que deberá ajustarse la ordenada  $\Delta p$  para considerar el ensuciamiento y las propiedades físicas de los fluidos con relación al agua usando las correlaciones para el factor de fricción y la caída de presión

Al recordar que la caída de presión para cualquier tipo de plato

$$\Delta p = \frac{2fLG^2}{\rho d_e} \quad (182)$$

Para un pequeño intercambiador con platos intermating, el factor de fricción puede calcularse con las siguientes ecuaciones:

Para flujo turbulento 
$$f = \frac{1.22}{Re^{0.252}} \quad (183)$$

Para flujo laminar 
$$f = \frac{38}{Re} \quad (184)$$

**PASO 4.**- En forma similar deben ser modificadas las dos curvas en la gráfica 16 cambiando la ordenada  $\Delta p$  para incluir el ensuciamiento y las propiedades físicas en relación al agua usando las correlaciones del paso 3

**PASO 5.** Para encontrar el número de platos  $n$  y el número de pasos  $H$  en cada lado para cumplir con la carga térmica requerida se necesita lo siguiente:

a) seleccionar un número de pasos completo  $H$  y determinar la caída de presión disponible por paso en cada lado, lo cual está dado por la siguiente ecuación:

$$\Delta p = \frac{\text{caída de presión disponible}}{H} \quad (197)$$

b) De la gráfica 15 ya modificada y del paso 3, seleccione los valores de  $\alpha$  correspondientes a los valores de  $\Delta p$  disponibles. Para cada lado.

c) Debe usarse la ecuación recíproca e incorporar cualquier valor de ensuciamiento permitido, pero excluyendo la resistencia del metal, se combinan los dos valores de  $\alpha$  obtenidos arriba para obtener la  $U$  total de diseño.

d) De las curvas modificadas en la gráfica 16, determine los valores  $q$  que correspondan a la caída de presión por paso en cada lado y seleccione el valor más alto de ambos.

e) Calcule  $n=2HV/q$ , donde  $V$  es el valor más alto de los dos flujos y  $q$  es el valor más alto dado en (d).

f) Calcule  $Una\Delta T$  y compare con el valor requerido de transferencia de calor, si es necesario repita el procedimiento con varios valores de  $H$ , hasta que se obtenga un valor óptimo.

El valor de  $na$  dará una idea muy aproximada del área requerida, pero para un arreglo correcto de platos, se deben efectuar unos cálculos apropiados.

### **EJEMPLO 1:**

Para calentar 7.78 kg/s de wash oil regenerado de 331K a 371 K usando una corriente caliente a 383 K. Con una pérdida de presión de 130kN/m<sup>2</sup> en cada lado.

Propiedades físicas:

Densidad = 880 kg/m<sup>3</sup>

Calor Específico=1.926 kJ/kgK

Conductividad Térmica=0.125 W/mK

Viscosidad = 3 X 10<sup>-3</sup> kg/ms

Solución:

Del balance de calor se obtiene que:

$$v=40\text{K y } \Delta T = 12 \text{ K}$$

$$\text{Calor requerido} = MC_p v = 600 \text{ kW.}$$

**PASO 1.-** Área del plato de la grafica 14: El gasto volumétrico es de :

$$V = 8.8 \times 10^{-3} / \text{s}$$

Y el área del plato correspondiente es de :

$$a = 0.27 \text{ m}^2$$

Ver el punto A en la figura.

**PASO 2.-** Modificación de la ordenada  $\alpha$  en grafica 15: de la ec 185 se relacionan las propiedades físicas para el coeficiente de transferencia de calor.

$$\text{Si } \alpha \propto k^{0.6} \rho^{0.67} C_p^{0.4} \eta^{-0.27} \quad (198)$$

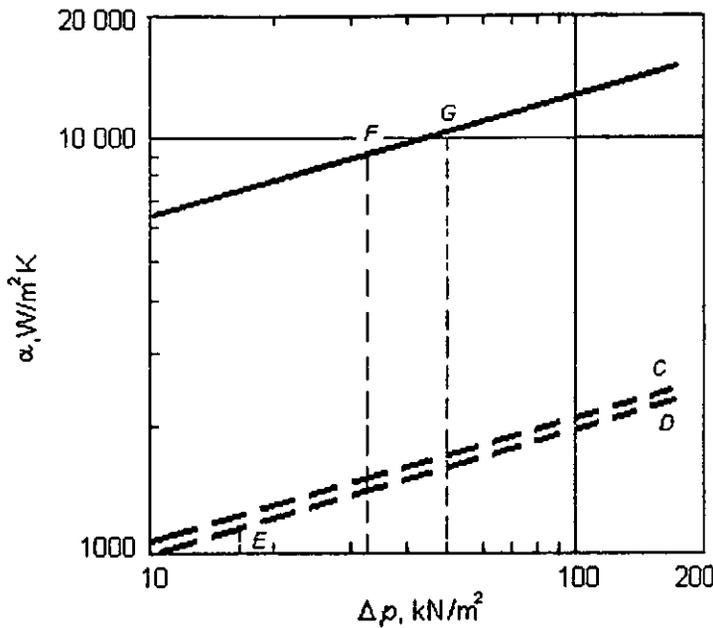
ignorando el factor  $(\eta/\eta_w)^{-0.1}$ .

Al utilizar los valores dados para el wash oil y el agua, el factor de corrección para  $\alpha$  es 0.17, y esto podía aplicarse a la ordenada  $\alpha$  en la gráfica 15. Ver en la grafica 17, la curva C.

**PASO 3.-** Modificación de la ordenada  $\Delta p$  en la gráfica 15 y 16: De la ecuación 185 y 186 para el flujo turbulento, la caída de presión esta relacionada con las propiedades físicas por la expresión.

$$\Delta p \propto \eta^{0.252} \rho^{0.748} \quad (199)$$

Si se usan los datos dados, el factor de corrección para el  $\Delta p$  en relación con el agua es de 1.34, lo cual puede ser aplicado para la ordenada  $\Delta p$  en la curva en la grafica 15, ya modificada en el paso 1 (ver curva D, grafica 17) y para la ordenada  $\Delta p$  en la grafica 16. Esto siendo un arreglo con el mismo liquido para ambos lados, solo una curva es necesaria para cada dibujo, pero para líquidos distintos, la corrección de las curvas para ambos lados deberá considerarse en cada caso.



*Gráfica No.17. Figura modificada corregida para las propiedades físicas.  
Autores: Anthony Cooper and J. Dennis Usher, heat exchanger desing.*

**PASO 4.-** Selección del arreglo del paso

- a) Para  $H=8$ , la caída de presión por paso =  $130/8 = 16.25 \text{ kN/m}^2$ .
- b) y c). La curva modificada  $\alpha/\Delta p$  el punto D en la grafica 17, muestra que este corresponde a un valor  $\alpha$  de  $1200 \text{ W/m}^2\text{K}$  en el punto E y cuando las condiciones en ambos lados del plato son las mismas, esto puede hacer que el valor de  $U$  se reduzca a la mitad, entonces  $U=600$

cuando las condiciones no son las mismas, se sigue el tratamiento dado en el ejemplo 2.

- c) En la grafica 16 , la curva para  $a=0.27\text{m}^2$ , con  $\Delta p$  factorizado por 1.34 da lo siguiente:

$$Q = 0.44 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \quad \text{donde} \quad \Delta p = 16.25 \text{ kN/m}^3$$

Por lo tanto:

$$n = \frac{2 \times 8 \times 8.8 \times 10^{-3}}{0.44 \times 10^{-3}} = 320$$

f) y para un arreglo donde ambos líquidos son iguales.

$$U = \frac{\alpha}{2} = 600 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Lo cual da un valor de transferencia de calor de

$$600 \times 320 \times 0.27 \times 12 \times 10^{-3} = 622 \text{ kW}$$

Esto es lo suficientemente cercano para la figura especificada de 600 kW para dar una solución aceptable, dado que:

$$\text{El área total } =na = 86.4 \text{ m}^2$$

Cuando hay diferentes líquidos o las velocidades de flujo son distintas, los valores de  $\alpha$  en cada lado podrían ser necesarias para las dos versiones modificadas de la grafica 15, usando los dos valores de  $\Delta p$  relacionados a ambos lados.

### EJEMPLO 2:

Para calentar 22.7 kg/s de agua de 283K a 361 K usando una corriente caliente de agua a 368 K. Con una perdida de presión permisible es de 100kN/m<sup>2</sup> y de 150kN/m<sup>2</sup> respectivamente.

Solución:

Los sufijos 1 y 2 denotan los flujos primarios y secundarios, del balance de calor se obtiene que:

$$v=78\text{K y } \Delta T = 16.77 \text{ K}$$

$$\text{Calor requerido} = MCp v = 600 \text{ kW.}$$

El calor requerido es:  $Q = M_1 C p v$

$$\begin{aligned} &= 22.7 \times 4.2 \times 78 \\ &= 7437 \text{ kW.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{El flujo volumétrico es } V_1 &= 22.7 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \\ V_2 &= 34 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

**PASO 1.-** Área del plato de la grafica 14: El gasto volumétrico basado en el flujo  $V_2$  que es el mas alto :

Y el área del plato correspondiente es de :

$$a = 0.52 \text{ m}^2$$

Ver el punto B en la grafica 14

**PASO 2,3.-** Modificación de la ordenada  $\alpha$  y  $\Delta p$ : Para el agua a las temperaturas dadas. Las correcciones globales de las propiedades físicas son despreciables.

**PASO 4.-** Selección del arreglo del paso

a) Al intentar con  $H=3$ , lo cual da una pérdida de presión por paso:

$$\Delta p_1 = \frac{100}{3} = 33.3 \text{ kN/m}^2$$

$$\Delta p_2 = \frac{150}{3} = 50 \text{ kN/m}^2$$

b). La grafica 15 muestra los valores correspondientes.

$$\alpha_1 = 9000 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\alpha_2 = 10200 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Ver los puntos F y G en la grafica 17.

c) Al usar la ecuación reciproca, se encuentra que:

$$U = 4780 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

d) La grafica 16 da como resultado, para  $\Delta p_1$  y  $\Delta p_2$

$$q_1 = 0.85 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$q_2 = 1.1 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Ver los puntos X y Y en la figura.

d) Por lo tanto

$$n = \frac{2HV_2}{q_2} = \frac{2 \times 3 \times 34 \times 10^{-3}}{1.1 \times 10^{-3}} = 185$$

donde  $q_2$  el valor mas alto

$$\begin{aligned} \text{Cantidad de calor conseguido} &= U n \Delta T = 4780 \times 185 \times 0.52 \times 16.77 \times 10^{-3} \text{ kW} \\ &= 7710 \text{ kW} \end{aligned}$$

Esto es suficientemente cercano al dibujo especificado de 7437 kW para tener una solución aceptable, entonces:

$$\text{El área total} = n a = 185 \times 0.52 \text{ m}^2 = 96.2 \text{ m}^2$$

Como ya se ha explicado, las correlaciones dadas en las secciones anteriores son típicas para un amplio rango de platos, los cuales, tienen características que varían considerablemente. La presentación de las correlaciones específicas para cada tipo de plato es imposible, ya que es información propia del fabricante. Para combatir este problema existen ciertos programas de computo los cuales están disponibles para que los consumidores puedan dimensionar sus equipos en forma específica.

## VII.III.- UNIDADES Y SÍMBOLOS DEL CAPITULO.

*INTERCAMBIADORES ESPIRALES*


---

<b>A</b>	: Área de la placa (ft <sup>2</sup> ).
<b>C</b>	: Diámetro del núcleo del intercambiador (in)
<b>C'</b>	: Espesor por corrosión (ft)
<b>C<sub>p</sub></b>	: Calor específico (BTU/lb°F).
<b>D</b>	: Diámetro Hidráulico (ft)
<b>D<sub>coraza</sub></b>	: Diámetro de la coraza del intercambiador espiral
<b>D<sub>e</sub></b>	: diámetro equivalente (ft).
<b>E</b>	: Esfuerzo Permisible
<b>f</b>	: Factor de fricción
<b>G</b>	: Masa velocidad ( lb / S ft <sup>2</sup> ).
<b>h</b>	: Coeficiente de transferencia de calor (BTU / h ft <sup>2</sup> °F).
<b>H</b>	: Longitud de la placa (ft)
<b>K</b>	: Conductividad Térmica ( BTU / h ft °F ).
<b>K<sub>w</sub></b>	: Calor Sensible (Btu/h)
<b>L</b>	: Longitud de la tubería o del equipo (ft).
<b>Ln</b>	: Logaritmo base e.
<b>N<sub>Re</sub></b>	: Numero de Reynolds
<b>P</b>	: Espesor del plato (ft)
<b>Pr</b>	: Numero de Prandt
<b>P<sub>t</sub></b>	: Anchura entre la placa interna y externa (ft)
<b>PT</b>	: Anchura entre dos placas (ft)
<b>Q</b>	: Calor intercambiado (BTU/h).
<b>R<sub>H</sub></b>	: Radio Hidráulico (ft)
<b>T<sub>1</sub></b>	: Temperatura del fluido caliente a la entrada del intercambiador (°F).
<b>T<sub>2</sub></b>	: Temperatura del fluido caliente a la salida del intercambiador (°F).
<b>t<sub>1</sub></b>	: Temperatura del fluido caliente a la entrada del intercambiador (°F).
<b>t<sub>2</sub></b>	: Temperatura del fluido caliente a la salida del intercambiador (°F).
<b>T<sub>m</sub></b>	: Temperatura media (°F).
<b>U</b>	: Coeficiente global de transferencia de calor (BTU / h ft <sup>2</sup> °F).
<b>V</b>	: Velocidad del fluido (ft /s).
<b>V<sub>T</sub></b>	: Velocidad del fluido caliente (ft/seg)
<b>V<sub>t</sub></b>	: Velocidad del fluido frio (ft/seg)
<b>W</b>	: Gasto masico (lb/h)

---

• **SÍMBOLOS:**

- $\alpha$  : Espacio de las boquillas de salida (ft)  
 $\mu$  : Viscosidad (lb/ft h).  
 $\rho$  : Densidad (lb/ft<sup>3</sup>).  
 $\phi$  : Factor de corrección por viscosidad.  
 $\Delta T$  : Gradiente de temperatura (°F).

**INTERCAMBIADORES DE PLACAS**

- A** : Área de la placa (ft<sup>2</sup>·m<sup>2</sup>).  
**b** : Espaciamento entre plato y plato (m)  
**C<sub>p</sub>** : Calor específico (Kj/Kg °K).  
**D<sub>e</sub>** : diámetro equivalente (m).  
**f** : Factor de fricción  
**G** : Masa velocidad ( Kg / S m<sup>2</sup> ).  
**H** : Numero de pasos  
**K** : Conductividad Térmica ( W/ m °K ).  
**L** : Longitud del plato (m).  
**LMTD** : Diferencia logarítmica de temperaturas(°C).  
**N** : Numero de placas.  
**Nu** : Numero de Nusselt.  
**NTU** : Numero de unidades de transferencia.  
**P** : Presión KN/m<sup>2</sup>  
**Pr** : Numero de Prandt.  
**r** : área de transferencia de calor desarrollada / proyectada  
**Re** : Numero de Reynolds.  
**Q** : Calor intercambiado (BTU/h).  
**U** : Coeficiente global de transferencia de calor (BTU / h ft<sup>2</sup> °F).  
**V** : Velocidad del fluido (ft /s).

• **SÍMBOLOS:**

- $\mu, \eta$  : Viscosidad (Kg/m s).  
 $\eta_w$  : Viscosidad del agua (Kg/m s).  
 $\rho$  : Densidad (Kg/m<sup>3</sup>).  
 $\Delta T$  : Gradiente de temperatura (°C).  
 $\Delta P$  : Diferencias de Presión (K<sub>N</sub>/m<sup>2</sup>)

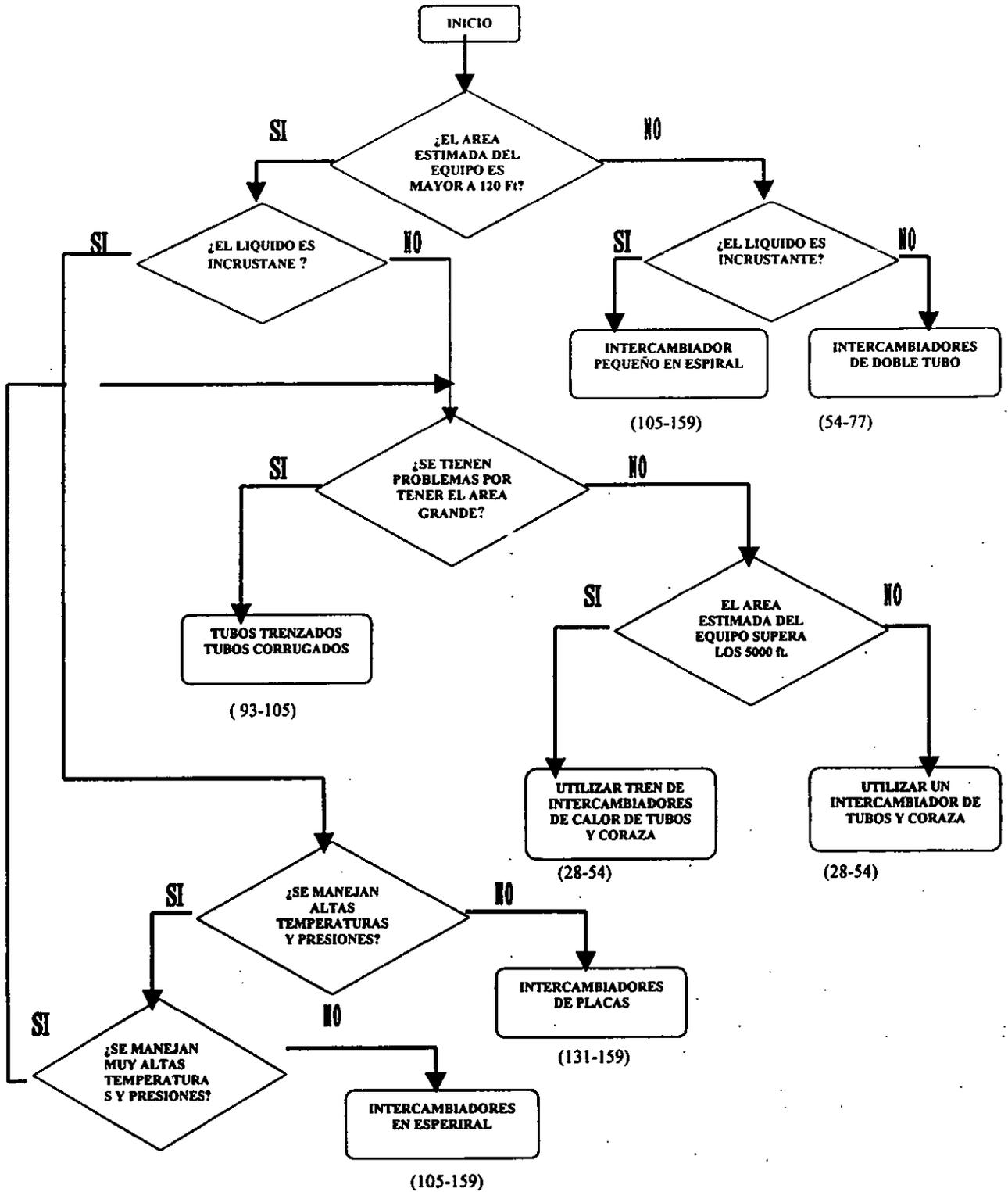
## VII.- METODOLOGIAS DE DISEÑO MEJORADAS.

*En el presente capítulo se presenta un diagrama de flujo el cual se utiliza y complementa con los nomogramas o gráficas de los capítulos anteriores.*

Con todas las innovaciones en las metodologías de diseño de equipos de transferencia de calor expuestas anteriormente, se ha creado un diagrama de flujo el cual nos puede servir para la selección del tipo de intercambiador de calor y de las metodologías que esta tesis contiene.

El número que se muestra en el diagrama dentro del paréntesis, corresponde a las páginas de la tesis.

Gráfico de selección del tipo del intercambiador de calor.



## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

Entre los puntos mas destacados para concluir sobre el presente trabajo, podemos contar con:

- Uno de los objetivos de la ingeniería consiste en una lucha continua para poder mejorar los equipos y diseños, que permitan ahorrar recursos y tiempo. Este trabajo intenta proponer nuevas formas de diseño y selección de equipos que transfieren calor.
- La velocidad en los adelantos en los nuevos tipos de construcción de intercambiadores de calor, requiere un esfuerzo por parte nuestra para poder situarnos en una posición privilegiada ante estos avances.
- La forma en que la ingeniería actual y futura observa a la transferencia de calor esta cambiando, tanto con los intercambiadores de espiral, como con los intercambiadores de placa, estos nuevos equipos ofrecen dentro de sus limites, grandes beneficios, para la realización de nuevos y mejorados procesos en la industria actual y futura.
- El presente trabajo pretende cumplir con dos objetivos principales, el primero es el desarrollo de nuevas metodologías para el diseño de intercambiadores convencionales, tales son el de doble tubo y el de tubos y coraza, con métodos y procedimientos rápidos que faciliten la tarea del diseño, esto tiene como fin el ahorrar considerable trabajo al realizar dichos cálculos.
- El segundo es informativo, en ese caso se presentan los intercambiadores de placas, los espirales, en los cuales también se desarrolla su procedimiento de calculo.
- De todo esto se concluye que es necesario estar al día en cuanto al avance tecnológico, lo cual no es sencillo, ya que la información no esta disponible abiertamente ya que los fabricantes hacen los diseños como parte del producto que venden. Por ello la actualización en este y otros temas es primordial para un ingeniero de este siglo.

**X.-BIBLIOGRAFIA.****1.- PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.****Donald Q. Kern.**

Editorial CECSA.

29ª Impresión.

México 1997.

Paginas : 131-229

**2.- APPLIED PROCESS DESIGN FOR CHEMICAL AND PETROCHEMICAL PLANTS.****Ernest E. Ludwig.**

Volumen III

Editorial Gulf .

2ª Edición.

Estados Unidos 1984.

Paginas : 9,13, 124,125,126,127

**3.- DISEÑO DE EQUIPO, TANQUES Y RECIPIENTES.****Alvarez Fúster Constantino**

Editorial de la Universidad Nacional Autónoma de México.

Colección : Cuadernos de Posgrado.

2ª Edición.

México 1995

**4.- CHEMICAL ENGINEER 'S HANDBOOK.****Robert H. Perry.**

Mc Graw-Hill.

5ª Edición.

Estados Unidos 1986.

**5.- HEAT EXCHANGER DESIGN.****Arthur P. Fraas.****M.Necati Ozisik.**

Editorial John Wiley.

1ª Impresión.

Estados Unidos 1965.

Paginas : 279-282, 303

**6.- INTRODUCCIÓN A LA TERMODINÁMICA.  
EN INGENIERIA QUIMICA.****J. M. Smith.****H.C.Van Ness.**

Editorial John Wilcy.

1ª Edición en Español.

México 1980.

Paginas : 20-22

**ARTICULOS.****7.- HOW TO PICK FLOW DIRECTION IN LAMINAR-FLOW COOLERS.**

Alejandro Anaya Durand, Mauricio Márquez Lucero.

Chemical Engineering

September 1999

Paginas 139-142

**8.- ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD DEL COMPORTAMIENTO DE REHERVIDORES  
DE PROCESO.**

Alejandro Anaya Durand, Mauricio Márquez Lucero.

Memoria In-extenso XXXIX Convención Nacional IMIQ.

León Gto. 1999 Oct.

**9.- RULES OF THUMB.****Stanley M. Walas.**

Chemical Engineering.

Marzo 1987.

Paginas : 75-81

**10.- REGLAS HEURÍSTICAS Y CRITERIOS DE DISEÑO.  
DE EQUIPOS DE PROCESO.**

**Durand Anaya. Alejandro.**

Revista del Instituto Mexicano de Ingenieros Químicos.

Noviembre - Diciembre 1993.

Año XXXIV Vol. 3

Paginas : 7-32

**11.- DESIGNING & TROUBLESHOOTING PLATE HEAT.  
EXCHANGERS.**

**Sloan Mark.**

Chemical Engineering.

Mayo 1998.

Paginas : 78-83

**11.- USE SPIRAL PLATE EXCHANGERS FOR VARIOUS APPLICATIONS.  
EXCHANGERS.**

**L. Tom**

Hidrocarbon processing.

Mayo 1995.

Paginas : 73-76

**EMPRESAS  
( PAGINAS DE INTERNET DE LAS MISMAS.)**

**12.- EQUIREPSA (PROCESOS TERMICOS).**

<http://equirepsa.com>

Marzo 1999.

**13.- SENTRY EQUIPMENT CORPORATION.**

<http://www.sentry-equip.com>

Marzo 1999.

**14.- CORPORACION ALFA LAVAL.**

<http://www.alfalaval.com>

Marro 1999, Junio 1999.

**15.- TRANTER GROUP.****<http://www.tranter.com/texas>**

Junio 1999

**16.- SOUTHERN HEAT EXCHANGER CORPORATION.****<http://www.souheat.com>**

Marzo 1999, Junio 1999

**17.- BRONSWERK HEAT TRANSFER BV.****<http://www.bronswerk.nl>**

Junio 1999

**18.- EXERGY INCORPORATED.****<http://www.exergyinc.com>**

Marzo 1999, Junio 1999

**19.- OBER-READ & ASSOCIATES.****<http://www.ober-read.com/ober-read.htm>**

Junio 1999

**20.- USUI KOKUSAI SANGYO KAISHA, LTD.****<http://www.usui.co.jp/eng/products/index.htm>**

Junio 1999

**21.- BROWN FINTUBE COMPANY****<http://www.brownfintube.com>**

Septiembre 2000

## XI.- ANEXO A

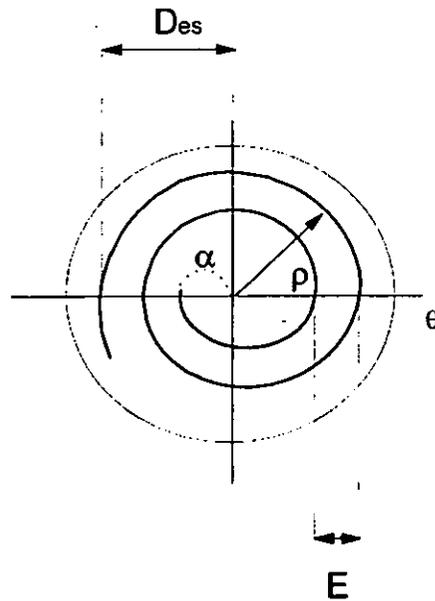
### IX.I.- ANEXO A.

Este anexo explica el desarrollo matemático de la ecuación que evalúa la longitud de la espiral en los intercambiadores de calor de este tipo.

La ecuación que describe una espiral, es la ecuación 1.

$$\rho = a \theta \quad (1)$$

Esto se puede expresar mejor en la figura 1, donde se puede apreciar esta función graficada en un plano polar.



*Figura No 1z : Gráfica de la función espiral*

Para poder sacar la longitud de la espira, se usa la integral de la longitud de arco en coordenadas polares.

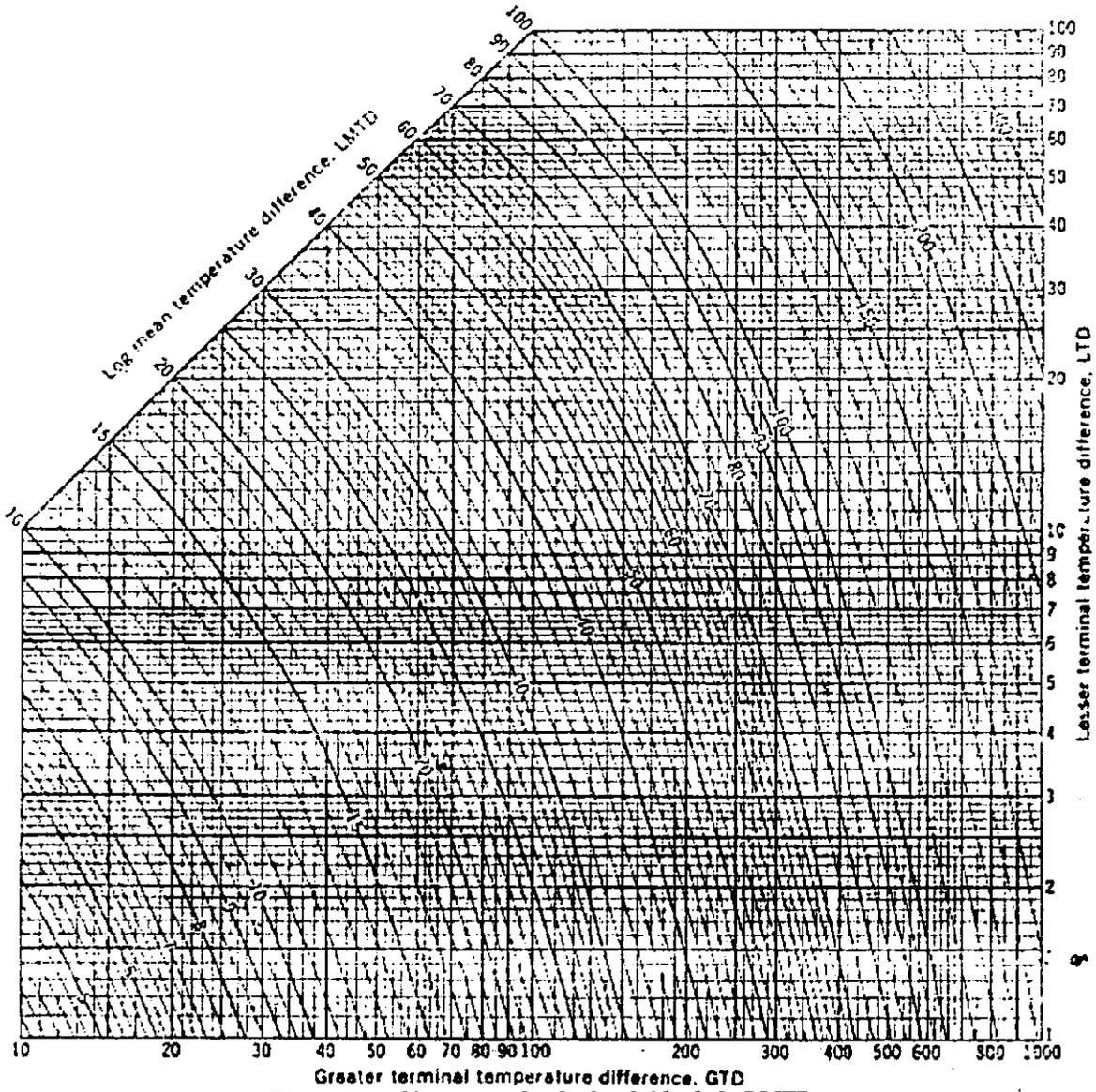
$$L = \int_a^b \left[ \rho^2 + \left( \frac{\partial \rho}{\partial \theta} \right)^2 \right]^{1/2} d\theta \quad (2)$$

Resolviendo la integral obtenemos:

$$L = \frac{a}{2} \left[ \theta \sqrt{1 + \theta^2} + \ln(\theta + \sqrt{1 + \theta^2}) \right]_a^b \quad (3)$$

**IX.I.- ANEXO B**

Gráficas de propiedades físicas



**Figura 1: gráfica para el cálculo rápido de la LMTD.**

**IX.I.- ANEXO C.**

• **PROPIEDADES FISICAS.**

**ANEXO C.1.- Propiedades de líquidos**

Temp. F	Cp BTU/lb F	k BTU/lb ft F	$\mu$ lb / hr ft	$\rho$ lb/ft <sup>3</sup>
------------	----------------	------------------	---------------------	------------------------------

**1.- Agua.**

32	1,0293	0,337	4,32	62,54
200	1,0039	0,393	0,738	60,2
400	1,075	0,382	0,32	53,62
600	1,525	0,293	0,215	42,37

**2.- Solución Acuosa.  
de Etilenglicol 30%**

60	0,882	0,276	6,04	64,9
100	0,9	0,285	3,27	64,3
200	0,934	0,292	1,23	62,1
300	0,97	0,285	0,692	59,2

**3.- Etilenglicol.**

60	0,556	0,169	62,1	69,4
100	0,581	0,1595	25,1	68,7
200	0,644	0,135	5,67	66,2
300	0,706	0,111	2,295	63,3

**4.- NH3 Liquido.**

0	1,08	0,29	0,567	42
100	1,17	0,29	0,172	35,6

**5.- Alcohol Metilico.**

0	0,57	0,124	2,8	51,3
100	0,615	0,1205	1,15	48,1
200	0,65	0,117	0,6666	43,1

**6.- Freon 11.**

0	0,198	0,06	1,639	98,27
100	0,212	0,053	0,92	90,19
200	0,225	0,046	0,637	80,94

**7.- Freon 114.**

0	0,23	0,044	1,452	98,62
100	0,2412	0,0353	0,809	88,37
200	0,2627	0,027	0,6	79

**8.- Gasolina.**

0	0,447	0,11	2,6	49,7
200	0,565	0,103	0,745	42,7
400	0,683	0,0967	0,336	36,8

Temp. F	Cp	k	$\mu$	$\rho$
	BTU/lb F	BTU/lb ft F	lb / hr ft	lb/ft <sup>3</sup>

9.-Keroseno.

0	0,43	0,101	17,1	52,5
200	0,545	0,095	1,59	47,4
400	0,655	0,0892	0,625	42,4
600	0,745	0,0829	0,31	38,1

10.- SAE 10 Petróleo  
aceite lubricante.

0	0,411	0,09375	4730	55,6
200	0,52	0,0884	11,88	52,25
300	0,575	0,0852	4,503	48,75

11.- HTS.

(NaNO<sub>3</sub>,KNO<sub>3</sub>,KNO<sub>2</sub>)

400	1,93	0,34	18,15	120,6
500	1,89	0,34	12	118,2
600	1,85	0,35	7,02	115,8

12.- Sodio.

200	0,3305	49,1	1,725	57,9
400	0,3199	46,7	1,095	56,4
600	0,3115	43,8	0,797	54,6
800	0,3049	40,1	0,61	53
1000	0,302	37,2	0,56	21,2
1200	0,3011	35	0,475	49,1
1400	0,033	32,7	0,415	47,7

13.- NaK 56%

Na, 44% K

200	0,27	14,9	1,36	55,3
400	0,26	15,3	0,92	53,8
600	0,255	15,7	0,71	52,1
800	0,251	16	0,5	50,6
1000	0,25	16	0,49	49
1200	0,251	16	0,41	47,2

14.- Potasio.

800	0,183	22,8	0,51	46,1
1000	0,182	21,1	0,414	44,4
1200	0,183	19,5	0,354	42,9
1400	0,187	18	0,322	41,5

15.- Litio.

400	1,0425	26,8	1,31	31,65
600	1,02	24,9	1,08	31
800	1,0057	22,1	0,95	30,4
1000	0,9962	17,6	0,84	29,6

Temp.	Cp	k	$\mu$	$\rho$
F	BTU/ lb F	BTU/lb ft F	lb / hr ft	lb/ft <sup>3</sup>

15.- Mercurio.

0	0,0338	5,64	4,435	851,9
200	0,0326	6	2,957	833,4
400	0,0324	7,3	2,43	818,4
600	0,0342	7,9	2,27	802,6

## ANEXO C.II.- Propiedades de Gases.

Temp. F	Cp	k	$\mu$	$\rho$
	BTU/lb F	BTU/lb ft F	lb / hr ft	lb/ft <sup>3</sup>

## 1.- Aire.

-200	0,2392	0,0079	0,0252	0,153
0	0,24	0,014	0,0415	0,0864
200	0,2414	0,0184	0,0519	0,0602
400	0,2451	0,0224	0,0624	0,0462
600	0,2505	0,0263	0,072	0,0375
800	0,2567	0,03	0,0805	0,0316
1000	0,263	0,0332	0,0554	0,02372
1200	0,2692	0,0363	0,096	0,0239
1400	0,2755	0,0391	0,1035	0,0214

## 2.- Helio.

-200	1,25	0,052	0,0395	0,021
0	1,25	0,08	0,0434	0,012
200	1,25	0,0985	0,0545	0,083
400	1,25	0,118	0,066	0,064
600	1,25	0,137	0,077	0,0051
800	1,25	0,156	0,088	0,0044
1000	1,25	0,176	0,099	0,0037
1200	1,25	0,194	0,109	0,0033
1400	1,25	0,212	0,119	0,0029

## 3.- Argón.

0	0,124	0,009	0,049	0,1135
200	0,124	0,012	0,064	0,0792
400	0,124	0,0147	0,078	0,0607
600	0,124	0,0172	0,0905	0,0492
800	0,124	0,0194	0,102	0,0415
1000	0,124	0,0218	0,1125	0,0358
1200	0,124	0,0234	0,1225	0,0314
1400	0,124	0,0252	0,1315	0,0281

Temp. F	Cp BTU/lb F	k BTU/lb ft F	$\mu$ lb / hr ft	$\rho$ lb/ft <sup>3</sup>
------------	----------------	------------------	---------------------	------------------------------

4.- Neón.

0	0,246			0,06
200	0,246	0,0324	0,0884	0,042
400	0,246	0,0384	0,104	0,032
600	0,246	0,0438	0,119	0,026
800	0,246	0,0488	0,1325	0,022
1000	0,246	0,0535	0,145	0,019
1200	0,246	0,0585	0,1585	0,0166
1400	0,246	0,0625	0,17	0,0149

5.- CO<sub>2</sub>.

0	0,19	0,0077	0,031	0,1315
200	0,218	0,0127	0,0433	0,0915
400	0,238	0,0177	0,0548	0,0702
600	0,2554	0,0226	0,0652	0,057
800	0,2684	0,0273	0,074	0,048
1000	0,2793	0,0317	0,0827	0,0415
1200	0,2898	0,0358	0,091	0,0364
1400	0,2975	0,0396	0,0988	0,0325

6.- NH<sub>3</sub>.

0	0,522	0,0117	0,0213	0,0441
200	0,532	0,0192	0,0303	0,0307
400	0,574	0,028	0,0394	0,0236
600	0,625	0,0397	0,0479	0,0192
800	0,675	0,0537	0,0557	0,0161

7.- CH<sub>4</sub>.

0	0,507	0,0157	0,0237	0,0455
200	0,579	0,0255	0,0317	0,0317
400	0,674	0,0358	0,038	0,0243
600	0,772	0,0505	0,044	0,0197

8.- Freon 11.

0	0,124	0,00412	0,0232	0,0398
100	0,134	0,00519	0,0274	0,0322
200	0,145	0,00627	0,0312	0,0278

Temp. F	Cp	k	$\mu$	$\rho$
	BTU/lb F	BTU/lb ft F	lb / hr ft	lb/ft <sup>3</sup>

9.- N<sub>2</sub>.

-200	0,252	0,0079	0,0237	0,148
0	0,2484	0,0132	0,039	0,0835
200	0,249	0,0173	0,0498	0,0582
400	0,2515	0,021	0,0601	0,0448
600	0,2562	0,0248	0,0696	0,0362
800	0,262	0,0283	0,0775	0,0305
1000	0,2687	0,0317	0,0849	0,0263
1200	0,2755	0,0345	0,0918	0,0221
1400	0,282	0,0372	0,0982	0,0207

10.- O<sub>2</sub>.

0	0,248	0,0122	0,038	0,0835
200	0,2495	0,0174	0,0507	0,0582
400	0,2528	0,0215	0,0613	0,0448
600	0,2587	0,0254	0,0702	0,0362
800	0,2655	0,0288	0,0785	0,0305
1000	0,272	0,0317	0,086	0,0263
1200	0,2782	0,0347	0,093	0,0221
1400	0,2834	0,0377	0,0998	0,0207

11.- CO.

0	0,248	0,0122	0,038	0,0835
200	0,2495	0,0174	0,0507	0,0582
400	0,2528	0,0215	0,0613	0,0448
600	0,2587	0,0254	0,0702	0,0362
800	0,2655	0,0288	0,0785	0,0305
1000	0,272	0,0317	0,086	0,0263
1200	0,2782	0,0347	0,093	0,0221
1400	0,2834	0,0377	0,0998	0,0207

Temp. F	Cp	k	$\mu$	$\rho$
	BTU/lb F	BTU/lb ft F	lb / hr ft	lb/ft <sup>3</sup>

12.- H2.

-400	2,46	0,014	0,0043	0,045
-200	2,975	0,055	0,0131	0,0105
0	3,385	0,092	0,0204	0,0059
200	3,45	0,122	0,0248	0,00415
400	3,46	0,152	0,0297	0,0032
600	3,47	0,18	0,0342	0,0026
800	3,48	0,207	0,0394	0,0021
1000	3,48	0,223	0,0421	0,00186
1200	3,49	0,241	0,0461	0,00165
1400	3,5	0,257	0,0497	0,00147