



Diseño, construcción y montaje de un intercambiador de calor de
placas tipo espiral didáctico

Algarín Romero, Henry
Navarro Barboza, Roberto
Reyes Zarate, Luis Jaime

Carbono López, César
Director
Ávila Carazo, Antonio
Asesor

Universidad Tecnológica De Bolívar
Ingeniería Mecánica
Cartagena de Indias

1998

CONTENIDO

pág.

INTRODUCCION

1. TRANSFERENCIA DE CALOR

1.1 MECANISMOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

1.1.1 Conducción

1.1.2 Convección

1.1.3 Radiación

1.2 TEMPERATURA

1.2.1 La diferencia de temperatura

1.2.2 Coeficientes totales de transferencia de calor

1.2.3 Coeficiente total de la película controlante

1.2.4 Promedio logarítmico de la diferencia de temperatura : Contracorriente

1.2.5 El calorífico o temperatura promedio del fluido

1.2.6 Temperatura en la superficie de la placa

2. INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS TIPO ESPIRAL

2.1 GENERALIDADES

2.2 CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE PLACAS TIPO ESPIRAL. TIPOS BÁSICOS Y OPERACION

2.2.1 Intercambiador tipo I

2.2.2 Intercambiador tipo II

2.2.3 Intercambiador tipo III

2.2.4 Variantes

2.2.4.1 Condensadores Overhead

2.2.4.2 Horizontal tipo III

2.3 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS INTERCAMBIADORES DE PLACAS EN ESPIRAL COMPARADOS CON LOS DE TUBO Y CORAZA

2.3.1 Ventajas

2.3.2 Desventajas

3 DESCRIPCIÓN DE COMPONENTES DEL INTERCAMBIADOR DE PLACAS TIPO ESPIRAL

3.1 ESPIRAL

3.2 CORAZÓN

3.3 CABEZALES PERIFÉRICOS

3.4 TAPAS

3.5 EMPAQUES

3.6 PINES DE SEPARACIÓN

3.7 CONEXIONES DE VENTEO

3.8 CONEXIONES DE DRENAJE

3.9 SELLO DE CANALES

3.10 MATERIAL DE CONSTRUCCIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES

4 MÉTODO DE CÁLCULO

4.1 NOMENCLATURA Y UNIDADES

4.2 ECUACIONES GENERALES PARA EL CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES DE PELÍCULA EN UN INTERCAMBIADOR DE PLACAS TIPO ESPIRAL

4.3 CONSIDERACIONES Y RESTRICCIONES PARA LAS ECUACIONES DE LOS COEFICIENTES DE PELÍCULA

4.3.1 Ecuaciones para flujo en espiral

4.3.2 Ecuaciones para flujo en espiral o axial

4.4 ECUACIONES EMPIRICAS PARA CAIDA DE PRESIÓN EN UN INTERCAMBIADOR DE PLACAS TIPO ESPIRAL

4.4.1 Consideraciones y restricciones para las ecuaciones de caída de presión

4.5 MÉTODO DE LA SUMA DE LOS PRODUCTOS (SOP)

4.5.1 Ecuaciones generales para la resistencia térmicas del método de los factores

5 ECUACIONES DE DISEÑO PARA EL INTERCAMBIADOR DE PLACAS TIPO ESPIRAL DESARROLLADO EN LA TESIS

5.1 APROXIMACIONES DE LAS PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

5.2 DIAMETRO EQUIVALENTE PARA CANALES DE UN INTERCAMBIADOR DE PLACAS TIPO ESPIRAL

5.3 ECUACIÓN DE LA VELOCIDAD DE LA MASA

5.4 NÚMERO DE REYNOLDS

5.5 ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE UN INTERCAMBIADOR DE PLACAS TIPO ESPIRAL

5.6 LA DIFERENCIA VERDADERA DE TEMPERATURA EN UN INTERCAMBIADOR DE PLACAS TIPO ESPIRAL

6 DISEÑO TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR DE PLACAS TIPO ESPIRAL (TIPO I)

6.1 CONDICIONES PRELIMINARES

6.2 CONDICIONES DE DISEÑO

6.2.1 Condiciones de diseño para el fluido caliente

6.2.2 Condiciones de diseño para el fluido frío

6.3 DISEÑO

6.3.1 Cálculo del calor transferido y temperatura de salida del fluido frío

6.3.2 Cálculo del número de Reynolds, área de flujo, diámetro equivalente y velocidad de masa

6.3.3 Cálculo de los coeficientes de película

6.3.4 Cálculo del coeficiente total de transferencia de calor

6.3.5 Cálculo de la diferencia de la media logarítmica de temperatura (MLDT)

6.3.6 Cálculo del área de transferencia de calor y longitud total de la placa

6.3.7 Cálculo del diámetro externo del intercambiador

6.3.8 Comprobación del diseño térmico

6.3.9 Cálculos de la caída de presión

7 DISEÑO HIDRAULICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS TIPO ESPIRAL

7.1 VOLUMEN DEL INTERCAMBIADOR

7.2 VOLUMEN DEL RECIPIENTE

7.3 LONGITUDES Y CALCULO DEL VOLUMEN DE AGUA EN TUBERIAS

7.3.1 Tubería para el agua limpia

7.3.2 Tubería para el agua de pozo

7.4 CALCULO DE PERDIDAS EN TUBERIA DE AGUA LIMPIA

7.4.1 Pérdidas por longitud de tubería

7.4.2 Pérdidas por accesorios

7.4.3 Pérdidas por contracción brusca

7.4.4 Pérdidas por expansión brusca a la entrada del recipiente

7.4.5 Pérdidas en el intercambiador

7.5 PERDIDAS TOTALES EN EL FLUJO DE AGUA LIMPIA

7.6 CALCULO DE PERDIDAS EN TUBERIA DE AGUA DE POZO

7.6.1 Pérdidas en tubería de succión

7.6.1.1 Cálculo de pérdidas por longitud de tubería en tubería de agua de pozo

7.6.1.2 Pérdidas por accesorios en tubería de succión

7.6.2 Pérdidas en tubería de descarga

7.6.2.1 Cálculo de pérdidas por longitud de tubería

7.6.2.2 Pérdidas por accesorios

7.6.2.3 Pérdidas por expansión brusca

7.6.2.4 Pérdidas por contracción a la salida del intercambiador

7.6.3 Pérdidas totales en tubería de agua de pozo lado de la descarga

7.7 VALOR TOTAL DE PERDIDAS EN TUBERIA DE AGUA DE POZO

7.8 CALCULOS DE LA CABEZA NETA DE SUCCION POSITIVA (NPSM) PARA LAS BOMBAS

7.9 POTENCIA FLUIDA DE LAS BOMBAS

8

9 CONSIDERACIONES GENERALES PARA EL FUNCIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE PLACAS TIPO ESPIRAL

9.1 MONTAJE

9.2 CONEXIONES

9.3 ARRANQUE DEL EQUIPO

9.4 OPERACIÓN

9.5 PARADA DEL EQUIPO

9.6 INSPECCION

9.7 LIMPIEZA

9.8 PRUEBA

9.9 SOLUCION DE PROBLEMAS COMUNES

9.9.1 Solución de problemas comunes en intercambiadores tipo I -II o III para condensación o trabajos de calentamiento con vapor

9.9.2 Tipo II o III para trabajos de vaporización

10	
10.1	
10.2	
11	
12	GUIA DE LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR AVANZADA
12.1	OBJETIVOS GENERALES
12.2	OBJETIVOS ESPECIFICOS
12.3	MARCO TEORICO
12.4	EQUIPOS O INSTRUMENTOS UTILIZADOS
12.5	ESPECIFICACIONES DE EQUIPOS E INSTRUMENTOS UTILIZADOS
12.6	PROCEDIMIENTO DEL ENSAYO
12.7	CALCULOS TIPOS
12.8	TABLA DE DATOS
12.9	CUESTIONARIOS

CONCLUSIONES
BIBLIOGRAFÍA
ANEXOS

TABLA DE FIGURAS

- 1.1 Flujo de fluido a contra corriente
- 1.2 Flujo de fluido en paralelo
- 1.3 Flujo de calor a través de una placa
- D 2.1 Esquema del espiral
- D 2.2 Intercambiador tipo I con montaje horizontal
- D 2.3 Banco de múltiples intercambiadores
- D 2.4 Intercambiador tipo II
- P 2.5 Intercambiador de calor tipo condensador
- D 2.6 Intercambiador de columnas tipo condensador
- P 2.7 Sección transversal de un condensador Overhead
- D 2.8 Flujo secundario en los canales debido al efecto de curvatura
- D 2.9 Requerimientos de espacio de un intercambiador de placas tipo espiral y un intercambiador de tubo y coraza para iguales condiciones de operación
- D 2.10 Facilidad de acceso al intercambiador
- D 2.11 Efecto de autolimpieza en los canales
- 3.1 Cabezales periféricos
- 3.2 Pines de separación
- 3.3 Venteo para los diferentes tipos de intercambiadores
- 3.4 Tipos de drenado
- 3.5 Métodos para el sellado de canales
- 4.1 Cálculo de temperatura media de condensado subenfriado verticalmente
- 4.2 Resistencias térmicas en un intercambiador de calor de placas tipo espiral
- 5.1 Flujo laminar y flujo turbulento
- 5.2 Área de transferencia de calor en un intercambiador de placas tipo espiral
- D 5.3 Trayectoria del fluido dentro del canal
- 6.1 Diagrama de temperaturas para el cálculo de la MLDT
- P 6.2 Casquetes de construcción del espiral

- 7.1 Esquema de desarrollo de la placa tipo espiral
- 7.2 Volumen del recipiente del dispositivo de agua
- 7.3 Esquema de tubería de agua limpia
- 7.4 Esquema de tubería para el agua de pozo
- 7.5 Esquema para el cálculo de NPSH
- 8.1 esquema que muestra sección del sistema y entrada del intercambiador para aplicar el Bernoulli
- 8.2 Esquema de las partes --- de la cubieta
- 8.3 Diagrama de cuerpo libre del cono interior
- 8.4 Diagrama de cuerpo libre del cono exterior
- 8.5 Esfuerzos producidos por el canal
- 8.6 Análisis de deformaciones en el canal
- 8.7 Diagrama de cuerpo libre para análisis de deformaciones en el canal
- 8.8 Distribución de los espaciadores a lo largo y ancho del canal
- 8.9 Soldadura de las placas de los canales
- 8.10 Soldadura en varillas y de sellado y espaciadores
- 8.11 Perno de sujeción de la tapa del intercambiador
- 9.1 Valores recomendados del torque para pernos
- 9.2 Esquema para prueba hidrostática

1. TRANSFERENCIA DE CALOR

A nivel industrial es de vital importancia el proceso de la transferencia de calor. La tecnología industrial en la mayoría de sus procesos realiza la transmisión de calor mediante equipos, aparatos o dispositivos diseñados para bajar o elevar la temperatura de los productos del proceso. Estos equipos utilizados para transferir calor son denominados usualmente **Intercambiadores de Calor**.

La ciencia de la transferencia de calor está relacionada con la razón de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos llamados fuente y receptor. El calor puede transmitirse a través de un medio material o en ausencia de él.

1.1 MECANISMOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

La propagación del calor a través de un medio material se realiza por transferencia de energía cinética de molécula a molécula. Se puede aumentar el contenido energético de las moléculas de una región del material por aporte de calor; al aumentar las vibraciones de éstas, chocan con sus contiguas y les transmiten por choque parte de su energía. Hay tres formas diferentes en las que el calor se puede propagar de la fuente al receptor, aún cuando muchas de las aplicaciones en la ingeniería son combinaciones de dos o tres. Estas son: **conducción, convección y radiación**.

1.1.1 Conducción. Si el material es rígido, caso de los sólidos, el único movimiento que se permite a las moléculas es el de la vibración alrededor de sus puntos de equilibrio determinados por la estructura cristalina. La propagación del calor se produce de

molécula a molécula sin variar las posiciones de éstas. A esta transmisión sobre soporte material se le conoce como conducción.

En muchos sistemas que involucran flujo, tal como flujo de calor, flujo de fluido o flujo de electricidad, se ha observado que la cantidad que fluye es directamente proporcional a la diferencia de potencial e inversamente proporcional a la resistencia que se aplica al sistema, esto es:

$$\text{Flujo} \propto \frac{\text{Potencial}}{\text{Resistencia}}$$

(1.1)

En el flujo de calor a través de una pared, el flujo se da por la diferencia de temperatura entre las superficies calientes y frías. Recíprocamente, de la Ecuación (1.1), cuando dos superficies de una pared están a diferente temperatura, necesariamente existe un flujo y una resistencia al flujo de calor. La **conductancia** es la recíproca de la resistencia al flujo de calor, y la Ecuación (1.1) puede expresarse como:

$$\text{Flujo} \propto \text{Conductancia} \times \text{potencial}$$

(1.2)

Para llegar a la igualdad, la conductancia debe evaluarse de tal manera, que ambos lados sean dimensionales y numéricamente correctos. Suponiendo que una cantidad de calor Q' Btu ha sido transmitida por una pared de tamaño desconocido en un intervalo de tiempo h con una diferencia de temperatura medida $^{\circ}\text{F}$. Escribiendo de nuevo la Ecuación (1.2)

$$Q = \frac{Q''}{\theta} = \text{Conductancia} \times \Delta t \quad \text{Btu/h}$$

(1.3)

La Conductancia es una propiedad ponderable de toda la pared, aun cuando se ha encontrado experimentalmente que el flujo de calor está independientemente influido por el grosor y el área de la misma. Cuando la conductancia se reporta para una cantidad de material de un pie de grueso con un área de flujo de un pie², la unidad de tiempo 1h y la diferencia de temperatura 1°F, se llama **conductividad térmica**. Las correlaciones entre la conductividad térmica y la conductancia de una pared de grueso **L** de un pie y área de un **A**, están dadas por:

$$\text{Conductancia} = K \frac{A}{L}$$

Tomando la Ecuación (1.3) la forma

$$Q = K \frac{A}{L} \Delta t$$

(1.4)

1.1.2 Convección. Cuando se transfiere calor sobre un fluido dentro de un recipiente, esta transferencia de calor implica una diferencia de temperatura entre el fluido y las paredes del recipiente. Las moléculas que constituyen la estructura sólida del recipiente tienen una energía de vibración capaz de ser transmitida al fluido en contacto con él. Las moléculas del fluido en contacto con las paredes del recipiente incrementan su energía. De este modo las capas de fluido que se encuentran en contacto con las paredes calientes del recipiente sufren un empuje ascensional

permitiendo el acceso a las paredes de nuevo fluido frío. A este tipo de transferencia de calor se le denomina convección. La convección libre o natural ocurre cuando el movimiento del fluido no se complementa por agitación mecánica. Pero cuando el fluido se agita mecánicamente puede aplicarse por medio de un agitador, aun cuando en muchas aplicaciones de proceso se induce circulando los fluidos calientes y fríos a velocidades considerables en lados opuestos de tubos. Las convecciones libre y forzada ocurren a diferentes velocidades, la última es la más rápida y por lo tanto, la más común. Los factores que promueven altas transferencias para la convección forzada, no necesariamente tienen el mismo efecto en la convección libre.

1.1.3 Radiación. La radiación involucra la transferencia de energía radiante desde una fuente a un receptor. La radiación no es apreciable más que a altas temperaturas del cuerpo irradiador del calor. La radiación como tercer mecanismo de transferencia de calor, difiere bastante de la conducción y de la convección. Ambos mecanismos requieren la presencia de un medio para transportar el calor de la fuente al receptor. La transferencia de calor radiante no requiere la intervención de un medio, y el calor puede ser transmitido por radiación a través del vacío absoluto.

1.2 TEMPERATURA

1.2.1 La diferencia de temperatura. La diferencia de temperatura es la fuerza motriz, mediante la cual el calor se transfiere desde la fuente al receptor. Su influencia sobre sistemas de transferencia de calor, que incluyen tanto a la fuente como al receptor, es el sujeto inmediato para estudio. La gráfica de la temperatura vs. Longitud de placa, t vs L , para un sistema de dos canales en el cual el fluido de uno de

los canales se enfría sensiblemente y el fluido en el otro canal se calienta también sensiblemente, se muestra en las Figuras 1.1 y 1.2. Cuando los dos fluidos viajan en direcciones opuestas a lo largo de los canales como en la Figura 1.1, están a contracorriente. Cuando los dos fluidos viajan en la misma dirección como en la Figura 1.2, están en flujo paralelo. La temperatura del fluido en las placas, en ambos casos varía de acuerdo con una curva a medida que se desplaza a lo largo de la longitud de la placa. La diferencia de temperatura a cualquier distancia del origen donde $L = 0$, es la distancia vertical entre las dos curvas.

1.2.2 Coeficientes totales de transferencia de calor. Los espirales concéntricos en las Figuras 1.1 y 1.2 llevan juntos dos corrientes, cada una teniendo un coeficiente de película particular y cuyas temperaturas varían de la entrada a la salida. Por conveniencia, el método para calcular la diferencia de temperatura entre los dos, deberá emplear únicamente las temperaturas de proceso, ya que generalmente son las únicas conocidas. Para establecer las diferencias de temperaturas en esta forma entre una temperatura general T del fluido caliente y alguna otra temperatura t del fluido frío, es necesario hacer estimaciones también para todas las resistencias entre las dos temperaturas. En el caso del flujo de calor sobre una placa se tiene que:

$$\sum R = \frac{1}{h_c} + \frac{L_M}{K_M} + \frac{1}{h_h}$$

(1.5)

Figuras 1.1 y 1.2 flujo Contracorriente y flujo paralelo

Donde :

$\sum R$: Resistencia total

h_c : Coeficiente de película del fluido frío

h_h : Coeficiente de película del fluido caliente,

K : Conductividad térmica de la placa.

L_M : Ancho de la placa

Es costumbre sustituir $\frac{1}{U}$ por $\sum R$ donde U se llama el coeficiente total de transferencia de calor.

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

$$Q = UA\Delta t$$

(1.5)

Donde Δt es la diferencia de temperatura entre las dos corrientes para la superficie total A .

La ecuación de Fourier (1.5) tiene un valor particular en el diseño, cuando los coeficientes de película individuales pueden ser calculados mediante el uso de ecuaciones del tipo obtenido por análisis dimensional y U puede ser el resultado de acuerdo con ellos. Entonces la ecuación (1.5) se usa para computar el área total o longitud de trayectoria requerida, cuando se da Q y Δt se calcula a partir de las temperaturas de proceso.

1.2.3 Coeficiente total de película controlante. Cuando la resistencia de la placa es pequeña en comparación con la suma de las resistencias de ambos coeficientes de película, como usualmente sucede, puede despreciarse. Si un coeficiente de película es pequeño y otro muy grande, el coeficiente menor proporciona la mayor resistencia y el coeficiente total de transferencia de calor para el aparato es muy cercanamente el recíproco de la resistencia mayor. Cuando existe una diferencia significativa, el coeficiente menor es el **coeficiente de película controlante**.

1.2.4 Promedio logarítmico de la diferencia de temperatura: contracorriente. Generalmente ambos fluidos experimentan variaciones de temperatura, que no son líneas rectas cuando las temperaturas se grafican contra longitudes como en las Figuras 1.1 y 1.2. A cualquier punto $T - t$ entre las dos corrientes difieren aún así conducirá al mismo resultado de la ecuación (1.6), en la cual el promedio logarítmico de la diferencia de temperaturas, se obtuvo de un estudio de $T-t$ vs. Q .

$$Q = \frac{UA(\Delta t_2 - \Delta t_1)}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

(1.6)

Sin embargo, hay una ventaja en la derivación basada en $T-t$ vs. L , puesto que ella permite la identificación de la diferencia de temperatura en cualquier punto a lo largo de la longitud de la placa. Aún cuando dos fluidos pueden transferir calor en un aparato de placas tipo espiral concéntricos, ya sea en contracorriente o flujo paralelo, la dirección relativa de los dos fluidos influye en el valor de la diferencia de temperatura. Este punto no podrá ser suficientemente puntualizado: Cualquier trayectoria de flujos

formados por dos fluidos debe identificarse con sus diferencias de temperatura. Para la derivación de la diferencia de temperatura entre dos fluidos de la Figura 1.1 en contracorriente, se deben hacer las siguientes suposiciones:

- El coeficiente total de transferencia de calor U es constante en toda trayectoria.
- Las libras por hora de fluido que fluye son constantes, obedeciendo los requerimientos del estado estable.
- El calor específico es constante sobre toda la trayectoria.
- No hay cambios parciales de fase en el sistema, por ejemplo, vaporización o condensación. La derivación es aplicable para cambios en el calor sensible y cuando la vaporización o condensación es isotérmica en toda la trayectoria.
- Las pérdidas de calor son despreciables.

Entonces se establece la ecuación de la media logarítmica de la diferencia de temperaturas y se abrevia:

$$MLDT = \frac{(\Delta t_2 - \Delta t_1)}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

(1.7)

1.2.5 El calórico o temperatura promedio del fluido. De las cuatro suposiciones usadas en la derivación de la Ecuación (1.7) para la que está a sujeta a mayor

desviación es la que establece un coeficiente total de transferencia de calor constante. En los problemas de transferencia de calor usualmente se computa el coeficiente de película para las propiedades del fluido a la media aritmética de las temperaturas entre la salida y la entrada de los dispositivos de transferencia. En el intercambio de calor fluido-fluido, el fluido caliente posee una viscosidad a la entrada que aumenta a medida que el fluido se enfría. El flujo frío a contracorriente entra con una viscosidad que disminuye a medida que se calienta. Hay una terminal caliente $T_1 - t_2$ y una terminal fría $T_2 - t_1$ y los valores de h_c y h_h varían a lo largo de la placa tipo espiral para producir una U mayor en la terminal caliente que en la fría. Colburn (segunda nota de pie de pagina) dio la solución a los problemas con valores variables de calor suponiendo que U varía linealmente con la temperatura, derivando una expresión de acuerdo con esto para la diferencia real de temperaturas. La razón de $MLDT$ para U constante y la diferencia de temperaturas variando, se usa entonces como la base para establecer un coeficiente total que es el medio verdadero e. lugar del medio aritmético. Colburn partiendo de cuatro suposiciones y haciendo un análisis matemático llega a las siguientes ecuaciones para las temperaturas calóricas de los fluidos:

- **Para el fluido caliente:**

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

(1.8)

- **Para el fluido frío:**

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

(1.9)

Donde F_c es una fracción dada por $F_c = \frac{t_c - t_1}{t_2 - t_1}$ y se obtiene del Anexo 1 con

$K_c = \frac{U_h - U_c}{U_c}$ como parámetro, donde h y c se refieren a los terminales

calientes y frías respectivamente.

1.2.6 Temperatura en la superficie de la placa. La temperatura de la pared de la placa puede ser computada a partir de las temperaturas calóricas cuando tanto h_c como h_h son conocidas. Refiriéndonos a la Figura 1.3, es costumbre despreocuparse la diferencia de temperatura a través del metal de la placa $t_w - t_p$ y se considera que la placa en su totalidad está a la temperatura de la superficie externa de la pared.

Cuando el fluido caliente está dentro del canal esta es:

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

(1.10a)

y

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

(1.10b)

Figura 1.3 Flujo de calor a través de una placa

2. INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS TIPO ESPIRAL

2.1 GENERALIDADES

El Intercambiador de Calor de placas tipo espiral tal como es usado actualmente fue desarrollado en Suiza a principios de 1930. Este fue desarrollado con el fin de proveer a la Industria de un dispositivo para la recuperación de un bajo grado de calor en la Industria de la celulosa. Esto fue logrado gracias a los diseños para refinamiento e innovación en las operaciones de transferencia de calor.

El Intercambiador en espiral consta de dos láminas metálicas largas que han sido enrolladas a partir de un centro redondo y formando dos canales concéntricos espirales, un canal para cada uno de los medios entre los cuales se va a intercambiar calor. Ver Figura 2.1.

La parte externa de los canales termina en los cabezales de la periferia, estos cabezales contienen a su vez las boquillas de descarga o entrada del fluido correspondiente. Las cubiertas están adaptadas a cada lado del espiral armado para completar de esta manera la unidad.

Figura 2.1 Conformación y operación de un intercambiador de calor de placas tipo espiral

El espaciado entre los canales puede ser alterado por conveniencia de acuerdo a los requerimientos del servicio que se va a realizar y se garantiza mediante pines de

separación soldados a una o ambas láminas. La longitud de los pines separadores puede variar entre 5 y 25 mm. , el espaciado entre canales no necesariamente debe ser igual para ambos fluidos. El ancho de la lámina está entre las 4 y 72 pulgadas. El máximo diámetro del espiral que puede ser rolado es de aproximadamente 66 pulgadas y la máxima superficie que puede ser contenida en una unidad simple es de aproximadamente 5400 pies². No hay límite para la mínima superficie, pero económicamente 5 pies² es considerado la mínima.

El Intercambiador de calor de placa tipo espiral es normalmente diseñado para grandes diferencias de presión entre los dos canales. Cada canal puede manejar una presión diferente por lo cual el espesor de lámina deberá seleccionarse para que resista la presión de diseño. El espesor de la placa de acuerdo a la presión va desde 0.078 pulgadas hasta 0.3125 pulgadas. Ya que las vueltas del espiral son relativamente de gran diámetro, la presión de diseño es limitada y el máximo de la misma está alrededor de 215 psi y 430 psi para diseños especiales. Sin embargo para unidades de diámetros más pequeños, mayores presiones de diseño pueden ser obtenidas. Las limitaciones en la temperatura de diseño están gobernadas por las limitaciones de los materiales utilizados en la construcción. La máxima temperatura que soportan estos intercambiadores es de 750 °F. La máxima sección transversal de un canal es de 72 pulgadas² para líquidos y 1500 pulgadas² para el caso de gases.

2.2 CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE PLACA TIPO ESPIRAL. TIPOS BÁSICOS Y OPERACIÓN

La clasificación de los Intercambiadores de placa tipo espiral depende del recorrido de los fluidos en el Intercambiador. Estos pueden tener cualquiera de las siguientes combinaciones:

- Flujo en espiral para ambos fluidos
- Un fluido con flujo en espiral y el otro en flujo cruzado a través del espiral
- Un fluido con flujo en espiral y el otro en una combinación de flujo cruzado con flujo en espiral.

Cuando se tiene flujo en espiral en ambos canales, se utilizan cubiertas planas en cada lado del espiral. Con este tipo de arreglo los fluidos normalmente viajan en contracorriente. El fluido caliente usualmente se introduce por el pasaje central de la unidad y fluye hacia la periferia y el fluido frío entra por el pasaje de la periferia y fluye hacia el centro del Intercambiador. Con esta disposición no se requiere el aislamiento ya que el fluido frío está en la vuelta externa del espiral.

Cuando el Intercambiador de placas tipo espiral es diseñado para el flujo en espiral en un canal y flujo cruzado en el otro, este es provisto con cubiertas cónicas. Con este diseño el canal de flujo cruzado es abierto en ambos lados y el canal en espiral está soldado en ambos lados. Este tipo de intercambiador es recomendado cuando existe una gran diferencia entre los caudales de los fluidos a ser manejados.

En operaciones de condensación y ebullición este Intercambiador es montado verticalmente. Este tipo de montaje puede ser utilizado para permitir la existencia de 2 o más fases en el lado del flujo cruzado.

Para servicios de condensación la cubierta cónica distribuye el vapor dentro de los pasajes para primero condensarlos en flujo cruzado y después de que el volumen ha sido reducido, la condensación final y el subenfriamiento ocurren en flujo espiral.

Una variante de este último tipo de Intercambiador es el del condensador de placas en espiral montado en columna.

Los Intercambiadores de calor de placas en espiral se fabrican en tres tipos básicos.

2.2.1 Intercambiador Tipo I. En este tipo de Intercambiadores ambos fluidos viajan en flujos espirales es decir, un fluido entra por el centro (normalmente el caliente) y fluye en trayectoria espiral alrededor del eje de la unidad hacia la periferia, por donde sale finalmente, el otro fluido (normalmente el frío) entra por la periferia y fluye en espiral para salir por el centro. Este tipo se utiliza principalmente para intercambiar calor entre medios de fase, tal como líquido - líquido, gas - líquido, gas - gas o para enfriamiento de gases o condensación, si el volumen de vapor es tal que pueda ser manejado en la sección del canal. La máxima sección transversal permitida para este tipo de intercambiadores es de 72 pulgadas².

Los intercambiadores de este tipo pueden tener su eje horizontal o vertical y los canales pueden estar cerrados por soldadura en ambos lados. El montaje horizontal tiene canales

soldados alternados, uno de los canales está sellado en una cara del cuerpo del espiral y el otro canal está sellado en la otra cara, esto requiere el uso de cubiertas planas en cada cara. Ver Figura 2.2. En la figura se observa que el canal A es accesible del lado izquierdo del cuerpo y el canal B del lado derecho del mismo.

Para uso de dos fases gaseosas o una fase gaseosa y una líquida el espiral Tipo I es montado verticalmente y se convierte en el tipo IV, para facilitar la separación de fases.

Para algunos servicios, un canal puede ser completamente soldado y el otro completamente abierto, como en el Tipo III, este tipo de diseño es utilizado cuando uno de los fluidos es muy sucio o presenta severos problemas de sello, pero esto no permite que el canal cerrado sea accesible para inspección o limpieza mecánica y que el canal abierto si lo sea por ambos lados. Este tipo de Intercambiador normalmente emplea un fluido en contracorriente. Para operación con fluidos en paralelo ambos fluidos entran en la periferia o en la conexión del corazón central.

Figura 2.2 Intercambiador tipo I con montaje horizontal

La sección transversal de un canal puede ser mas de cuatro veces mayor que la otra y el espaciado esta desde $\frac{3}{8}$ a 1 pulgada de ancho.

Este tipo de intercambiadores es adecuado para el calentamiento o enfriamiento de líquidos altamente viscosos ya que el canal único facilita la distribución del fluido. En otras aplicaciones se ha utilizado para requerimientos de control de temperatura, también se emplea extensivamente para el manejo de líquidos con partículas en

suspensión, fibras o suciedades. Cuando este tipo de líquidos es manejado el Intercambiador de placas tipo espiral es montado horizontalmente. Sin embargo con este montaje la unidad no puede ser drenada. Si los sólidos tienden a depositarse fuera, ellos caerían en la voluta del espiral, pero debido al incremento de la velocidad y a la alta turbulencia que se genera, se dificulta la acumulación de las impurezas y sólidos en el interior del Intercambiador. Se ha encontrado que los sólidos en suspensión pueden ser manejados en este tipo de Intercambiadores con velocidades tan bajas como $2 \frac{ft}{seg}$ o números de Reynolds tan bajos como 1250. Por las mismas razones que puede manejar sólidos en suspensión, este tipo de intercambiadores también puede manejar agua sucia. Debido a esta misma razón y a la existencia de un canal único, se pueden manejar líquidos con escamas, particularmente si estas pueden ser removidas con un chorro de agua a presión o limpieza química. Ya que el Intercambiador puede ser fabricado con espaciados idénticos, este ha sido utilizado en servicios donde el intercambio de los flujos permite a uno de los fluidos remover las escamas depositados por el otro, como en el calentamiento de sulfito líquido y enfriamiento de ácido fosfórico. Además de estas aplicaciones especiales el Intercambiador de placas en espiral se adapta a gran cantidad de operaciones líquido - líquido donde la presión no exceda 215 *psi*.

En las investigaciones que se han realizado se ha determinado que el flujo turbulento ocurre en números de Reynolds entre 1400 y 1800 en aparatos aproximados a los diseños especiales de los Intercambiadores de placa en espiral.

Las ecuaciones desarrolladas para la caída de presión en los Intercambiadores de placa en espiral han tomado en consideración la presencia de los espaciadores.

Las limitaciones de la sección transversal para este tipo de Intercambiadores son de 72 *pulgadas*² y superficies de transferencia de calor de 5400 *pies*², Si se requieren mayores secciones transversales o superficie de transferencia de calor es necesario emplear múltiples unidades para este trabajo. En muchos casos se ha encontrado que el uso de bancos de múltiples unidades es económicamente factible. Ver figura 2.3.

Cuando el Intercambiador de placas en espiral no tiende a encostrarse a la misma rata que los intercambiadores convencionales y se ha establecido que el encostramiento es duro y que solo puede ser removido con taladrado, un intercambiador de este tipo no debe ser usado ya que los canales del espiral no pueden ser perforados.

Figura 2.3 Banco de múltiples intercambiadores

2.2.2 Intercambiador Tipo II. Este tipo de Intercambiadores se utiliza para enfriar altos volúmenes de gas saturado, condensar vapores total o parcialmente que contengan un alto porcentaje de no-condensables y eventualmente para servicio líquido - líquido donde la rata de flujo de un líquido es muchas veces mayor que la otra.

Un canal es completamente cerrado en ambos lados, con líquido en flujo espiral en este conducto y el otro fluido en flujos cruzados en forma paralela al eje del Intercambiador. La posición más común del Intercambiador de tipo II es con su eje vertical y equipado con domos superior e inferior.

El líquido de enfriamiento entra en la periferia y fluye en trayectoria espiral al centro, saliendo por un lado del domo superior, los gases o vapores entran a través de una

boquilla en el domo superior y los gases enfriados o parcialmente condensados lo abandonan a través de una boquilla horizontal en el domo inferior y el condensado drenado a través de una boquilla vertical en el domo inferior. Ver figura 2.4.

Este tipo de Intercambiadores es normalmente usado para servicios de vaporización o condensación donde se obtiene un canal de sección transversal mayor que en el Tipo I, aproximadamente hasta 1500 pulgadas² y longitud del espiral hasta 6 pies. Este tipo es usado para servicios de vacío en donde se requieren bajas caídas de presión.

Figura 2.4 Intercambiador de calor de placas tipo espiral. Tipo II

El flujo de espiral en un lado y cruzado en el otro, en este tipo de Intercambiadores ha sido usado limitadamente para servicios líquido - líquido donde un flujo es grande con pequeños cambios en la temperatura y el otro flujo es pequeño. Esto es ventajoso cuando se debe manejar un gran caudal en uno de los fluidos y se requiere una baja caída de presión, para lograr este propósito, se hace circular el fluido de mayor caudal en flujo cruzado a través del Intercambiador. Similarmente este aparato ha sido utilizado para enfriar grandes flujos de gases que puedan ser manejados en flujo espiral.

Con este tipo de arreglo de flujo se debe hacer una corrección en la *MLDT*. Esto se hace al igual que la corrección para la media de la diferencia de temperatura en Intercambiadores de flujo cruzado con ambos fluidos sin mezclarse y con un arreglo de un solo paso.

Las limitaciones para el uso de estos intercambiadores son: la presión, la sección transversal admisible y el tamaño del equipo. Cuando el canal del flujo en espiral es soldado en ambos lados, no hay acceso para la inspección o limpieza mecánica.

Las conexiones adicionales de venteo o drenado pueden ser provistas en las cubiertas superior o la inferior del lado del flujo cruzado. El corazón central de este tipo de Intercambiadores es normalmente cerrado para prevenir el bypass del flujo cruzado. En operaciones de vaporización con recirculación el corazón central puede ser abierto.

2.2.3 Intercambiador Tipo III. Este tipo de Intercambiador es una combinación de los tipos I y II usado como condensador en el cual se puede combinar el subenfriamiento del condensado y de sobrecalentamiento de los no condensables. Es básicamente un condensador con un postenfriador incorporado para gases no condensables y condensados. La posición normal de este equipo es con su eje vertical y esta equipado con un domo superior con entrada de vapor y una tapa plana en el fondo que sella el pasaje de líquido. Es similar en principio al tipo I, con canales soldados uno abajo y otro arriba. En ciertos casos el canal con fluido de enfriamiento esta totalmente soldado.

El uso de este tipo de Intercambiador está limitado al manejo de volúmenes de vapor

de aproximadamente $20.000 \frac{ft^3}{min.}$ en una unidad simple. Este originalmente fue

usado en la industria de la celulosa para la condensación de los vapores de alivio en las fabricas de sulfatos y sulfitos. Actualmente se utiliza para calentamiento con vapor, así como para condensación de vapores orgánicos e inorgánicos.

El agua de enfriamiento entra en la periferia del cuerpo y sale por medio de una tubería central a través de la periferia. El condensado fluye en la parte mas baja del canal desde el centro hacia la periferia y es removido por medio de un cabezal, el cual incorpora una conexión para no condensables.

Los vapores condensados se separan rápidamente y caen al fondo del canal por donde fluyen hacia afuera y continuamente.

El líquido de enfriamiento entra por la periferia y fluye hacia adentro en una trayectoria espiral alrededor del eje vertical, saliendo luego a través de una boquilla por el domo superior. Este domo tiene diseño especial de tal forma que se logra un flujo en espiral a alta velocidad en la mayor parte del recorrido. El vapor o los gases se alimentan a cada vuelta del canal en cantidades apenas justas para remplazar el volumen sucesivamente condensado. Ver figura 2.4.

Hay un tipo especialmente diseñado como un condensador superior. El canal del líquido de enfriamiento esta soldado arriba y abajo completamente, el vapor va de abajo hacia arriba a través de un gran tubo central y luego axialmente a través del espiral. El medio de enfriamiento entra por la periferia, circula hacia el centro y descarga por encima.

Se puede obtener mínimo sobreenfriamiento haciendo que el vapor circule a través del elemento espiral y caiga a la cámara de condensado. Ver figura 2.5. Este tipo de utilización es adecuado cuando se requieren condensadores en torres de destilación o reactores.

Ciertas aplicaciones por ejemplo involucran fluidos que contienen cantidades considerables de sólidos, por lo cual se requiere el uso de un Intercambiador con eje horizontal para reducir el riesgo de obstrucción. Cuando el calentamiento de los fluidos se hace con vapor un diseño especial es usado (Tipo III con montaje horizontal).

La cubierta de vapor es provista con un baffle el cual se extiende alrededor de $2/3$ a través del Intercambiador dentro del cuerpo del mismo. De esta manera el vapor es obligado a circular en la mitad superior del cuerpo del Intercambiador.

FIGURA 2.5 Intercambiador de calor tipo condensador.

FIGURA 2.6 Intercambiador de calor para columnas de destilación.

2.2.4 Variantes.

2.2.4.1 Condensadores Overhead. Estas son variantes de los tipos básicos **I -II - III**.

La construcción es tal que el vapor es admitido al Intercambiador directamente por medio de la cubierta. Eliminando así un trabajo extra para el vapor cuando las unidades son usadas como condensadores en columnas de destilación. Este tipo de condensador espiral es conocido como el tipo **G** y puede ser construido con cualquiera de los tipos de flujo para el lado del vapor. Este tipo de intercambiador es igual que los otros tipos de condensadores excepto que está montado directamente en una columna o reactor. Además puede ser construido con un flange montado para acoplarse con el flange de la columna o con una tobera para acoplarse con la tobera de la columna. Ya que los volúmenes de vapor son normalmente grandes para el centro estándar de los espirales de 12 pulgadas, el elemento espiral es rolado en un tubo grande. El vapor fluye hacia arriba a través del centro del tubo. Si todo el flujo en espiral es permitido el vapor entonces fluye dentro del canal espiral. Si el volumen de vapor es más grande

del que puede ser manejado en flujo espiral el vapor fluye recirculando en el elemento espiral en flujo cruzado.

Como en otros tipos de condensadores de espiral el elemento puede ser arreglado para condensación final y subenfriamiento en flujo espiral. Este puede ser arreglado para que el condensado caiga del elemento espiral para prevenir el subenfriamiento del condensado, a pesar de permitir un gran subenfriamiento de los no condensables. Este tipo de condensador también puede ser diseñado para incluir una cámara de refluo o un tanque de oleaje para el condensado, al cual el flange de montaje es sujetado.

Fig. 2.7 Sección transversal de un condensador overhead.

Como en otros tipos de Condensadores de espiral, el medio de enfriamiento normalmente entra en la periferia del Intercambiador y fluye en flujo espiral hacia el centro, donde este sale a través de una tobera a la parte superior del conjunto.

Ya que el elemento espiral es compacto, este puede ser fácilmente instalado en una columna o reactor. Con el montaje de condensadores en columna, los soportes, las grandes tuberías de vapor, el tanque de reflujo y frecuentemente la bomba de reflujo pueden ser evitados. Una desventaja es que el canal con el medio de enfriamiento no puede ser inspeccionado, excepto en diseños especiales.

Este tipo de condensadores tiene las limitaciones de los intercambiadores de calor de placa tipo espiral, como la presión, el área de la sección transversal y el tamaño del Intercambiador. Este ha sido usado extensivamente en condensación de gases, hidrocarburos y otros químicos.

2.2.4.2 Horizontal tipo III. En ciertas aplicaciones que involucran fluidos que contienen una cantidad de sólidos, se requiere de un Intercambiador de placa tipo espiral con eje horizontal para reducir el riesgo de obstrucción. Cuando el calentamiento de estos fluidos se hace con vapor, un diseño especial es utilizado.

La cubierta del vapor esta provista con un bafle el cual se extiende cerca de 2/3 del ancho del cuerpo del Intercambiador. Así, el vapor es obligado a fluir en la mitad superior del cuerpo del espiral. El fluido que empieza a ser calentado entra en la periferia, sale por medio de una conexión central en la cubierta plana en el lado opuesto. Los canales son soldados alternadamente.

2.3 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS INTERCAMBIADORES DE PLACA EN ESPIRAL COMPARADOS CON LOS DE TUBO Y CORAZA

2.3.1 Ventajas.

- La presencia de un único canal lo hace ideal para el calentamiento y enfriamiento de fluidos que llevan incrustaciones o suciedades. La suciedad puede ser manejada en el espiral a velocidades tan bajas como $2 \frac{ft}{seg}$. sin que se deposite sobre las paredes del canal.
- Para algunos tamaños y presiones de diseño, eliminando las barras espaciadoras, el Intercambiador puede manejar líquidos con un gran contenido de fibras, como los que se requieren en la industria papelera.

- La distribución del fluido dentro del canal es buena ya que existe un único paso a través del mismo.
- Los Intercambiadores de placa en espiral requieren mas tiempo entre limpiezas que los intercambiadores de tubo y coraza, debido a que la curvatura de los canales que crea un efecto de flujo secundario ocasionando con esto mayor turbulencia dificultando la acumulación de las suciedades y produciendo un efecto de restregado sobre las paredes de los canales. Ver figura 2.8.
- La limpieza mecánica, con agua a presión o vapor es más fácil debido a que el ancho máximo del canal es de 6 pies facilitando la limpieza. El Intercambiador de placa tipo espiral es muy conveniente para el calentamiento y enfriamiento de líquidos viscosos, ya que su relación L/D es mas baja que para intercambiadores tubulares. Consecuentemente, la transferencia de calor en flujo laminar es mucho mayor para intercambiadores de placa tipo espiral. Cuando se requiere calentar o enfriar un líquido viscoso el Intercambiador debe orientarse con su eje en el sentido axial. Con el eje vertical el líquido viscoso se estratifica y este reduce la transferencia de calor tanto como un 50%.
- Los grandes pasajes hace que sea posible alcanzar temperaturas cercanas a la requerida y obtener un control preciso de la misma.
- Los intercambiadores de placa espiral evitan los problemas asociados con la expansión térmica diferencial en servicios no cíclicos.

- En flujo axial se logran bajas caídas de presión lo cual es importante cuando ocurre condensación en vacío o se manejan grandes caudales.
- El Intercambiador de placa tipo espiral es muy compacto. Ver figura 2.9. Por ejemplo: se puede tener 5400 pies² de superficie de transferencia de calor en un aparato de 66 pulgadas de diámetro con un ancho de canal de 72 pulgada. De esta manera se disminuyen los costos de instalación.
- Son de fácil acceso ya que removiendo las tapas todo el espiral es accesible para inspección y limpieza . Ver figura 2.10.
- Cuando se deposita la suciedad en los canales de los intercambiadores tipo I horizontal, la sección transversal del canal disminuye y con esto crea un incremento de la velocidad que a su vez crea un efecto de restregado sobre el punto que es afectado. Ver Figura 2.11.

Figura 2.8 Flujo secundario en los canales debido al efecto de curvatura.

Figura 2.9 Requerimientos de espacio de un intercambiador de placas tipo espiral y un intercambiador de tubo y coraza para una misma superficie de transferencia de calor.

Figura 2.10 Facilidad de acceso al intercambiador de calor de placas tipo espiral.

Figura 2.11 Efecto de autolimpieza en los canales

2.3.2 Desventajas.

- Aparte de las limitaciones de tamaño y presión, las reparaciones en el campo constituyen otra desventaja de los intercambiadores de placa en espiral. Una fuga no puede ser taponada como en un equipo tubular, pero la posibilidad de una fuga en un espiral es reducida porque este es fabricado de una placa de material de mayor espesor que los espesores de tubería normales. Además este no tiene los mismos problemas de turbulencia en la entrada y expansión como en los intercambiadores de tubo y coraza. Si un espiral necesita ser reparado el espiral puede ser expuesto para la soldadura o se puede hacerse removiendo la cubierta. Sin embargo, las reparaciones en las partes interiores de las placas son complicadas.
- El intercambiador de placas tipo espiral muchas veces no es recomendado para servicios en los cuales se presentan variaciones cíclicas de las temperaturas. Cuando es utilizado en este tipo de servicios, el diseño mecánico debe ser alterado para hacerlo más resistente a los esfuerzos térmicos que se ocasionan. Para el caso de los empaques de sellado total en este tipo de servicios, no se recomienda el uso de empaques de asbesto, ya que la expansión y contracción del espiral bajo los efectos de las variaciones de la temperatura corta el empaque, lo cual resulta en un bypass excesivo y en algunos casos, erosión de la cubierta. Para este tipo de servicio los sellos metal a metal son generalmente necesarios.
- Este tipo de intercambiadores no debe ser usado cuando es posible que durante el servicio se pueda presentar la formación de depósitos duros, debido a que la presencia de los espaciadores de canal dificulta la remoción de estos depósitos por taladrado o perforado, aunque esta operación puede ocasionar daños al espiral.

Cuando por razones de condiciones de servicio como presión o caudal, los espaciadores son omitidos, esta limitación no está presente.

- Para flujo en espiral y cruzado, la diferencia de temperatura debe ser corregida. La corrección convencional para flujo cruzado es aplicada. En esta los flujos no están mezclados y el flujo es de un solo paso. El flujo axial puede ser de múltiples pasos.

3. DESCRIPCION DE COMPONENTES DEL INTERCAMBIADOR DE PLACA TIPO ESPIRAL

3.1 ESPIRAL

El espiral del Intercambiador lo constituyen dos láminas metálicas largas que han sido enrolladas a partir de un centro redondo y formando dos canales concéntricos espirales, un canal para cada uno de los medios entre los cuales se va a intercambiar calor. Ver figura 2.1.

El espaciamiento entre las láminas se garantiza mediante pines de distanciamiento soldados a una o a las dos láminas. El ancho de la lámina está entre las 4 y 72 pulgadas. El máximo diámetro del espiral que puede ser rolado es de aproximadamente 66 pulgadas y la máxima superficie que puede ser contenida en una unidad simple es de aproximadamente 5400 pies². No hay límite para la mínima superficie, pero económicamente 5 pies² es considerado la mínima. El espesor de la placa de acuerdo a la presión va desde 0.078 pulgadas hasta 0.3125 pulgadas, aunque es posible construir el espiral con laminas de un menor calibre como en el caso de diseño

presentado en esta tesis el cual fue de 0.045 pulgadas debido a que la presión de diseño fue de solo 40 psi y con este espesor se podían controlar las posibles deformaciones que sufriera el canal espiral. Ya que las vueltas del espiral son relativamente de gran diámetro la presión de diseño es limitada, el máximo de la misma está alrededor de 215 psi. Sin embargo para unidades de diámetros más pequeñas, mayores presiones de diseño pueden ser obtenidas, llegando a 430 Psi en diseños especiales, aunque esto aumenta de manera muy significativa los costos del equipo. Las limitaciones en la temperatura de diseño están gobernadas por las limitaciones de los materiales utilizados en la construcción.

Los espirales deben ser fabricados con una capa de resina fenólica, particularmente para la protección contra la corrosión del agua fría. Ellos también pueden ser construidos con electrodos alrededor dentro del elemento para proteger a la superficie contra la corrosión galvánica. Los espirales no pueden ser construidos con metales diferentes, ya que se puede presentar corrosión galvánica severa con materiales que no sean pasivos. El acero inoxidable puede ser utilizado en conjunto con otro material, con el fin de reducir los costos, sin que se presenten mayores problemas ya que su contenido de cromo lo hace muy pasivo.

3.2 CORAZÓN

Esta ubicado en la parte central del intercambiador y tiene entre sus funciones, la de servir de deposito de recibo o salida del flujo para asegurar una adecuada distribución del fluido dentro de los canales. Además suministra rigidez al intercambiador, lo cual

es importante para evitar deformaciones en los canales que alteren las condiciones de transferencia de calor.

3.3 CABEZALES PERIFÉRICOS

El cuerpo del espiral está provisto con cabezales periféricos que tienen incorporados las conexiones de los fluidos. El número y localización de estas conexiones depende del tipo y función del Intercambiador de placas. Ver Figura 3.1.

Su función es similar a la del corazón en cuanto a que sirve como depósito de recibo para la entrada o salida del fluido. Cuando se trata de la entrada del fluido, evita que este choque directamente contra el espiral, lo que ocasionaría una erosión en el mismo con consecuencias devastadoras para el intercambiador. Sirve además para dar uniformidad al fluido antes de entrar a los canales.

3.4 TAPAS

Se fabrican a partir de una lámina plana, reforzadas con un doble cono para lograr rigidez en la tapa sin que esta tenga un peso excesivo, cada tapa es maquinada ligeramente cónica de tal forma que la tapa colocada en el Intercambiador este pretensionada lo cual evita deflexiones de la misma a la máxima presión de operación, de manera que se produzca una pérdida del sellado entre los canales. La tapa además

debe estar provista de las conexiones para la entrada o salida de los fluidos a través del corazón. Esta tapa es diseñada de acuerdo con las normas establecidas por el código ASME sección 1 para recipientes de presión.

Figura 3.1 Cabezales Periféricos

3.5 EMPAQUES

Estos Intercambiadores se equipan con dos tipos principales de empaques, siendo el más común el de la lámina de asbesto, pegada a la cara de la tapa con pegante tipo AXW. Este empaque presenta dos funciones: Sella la tapa a la brida periférica del cuerpo espiral y sella los pasajes espirales por contacto con los bordes de la lámina de la espiral evitando el paso del fluido de vuelta a vuelta del pasaje espiral. El otro tipo de empaque es el de tipo Flexitallic.

Los empaques entre las cubiertas y el cuerpo del espiral no son perfectamente circulares y deben además ser cortadas de una hoja de material de sello, usando la cubierta como una plantilla. Para servicios donde se presenten bajas presiones y temperaturas, se puede utilizar caucho butílico como material de sello.

3.6 PINES DE SEPARACIÓN

Estos pines de separación se localizan en el corazón del Intercambiador y en los canales del espiral. Su principal función es mantener la separación de las láminas metálicas que conforman el espiral. Ver Figura 3.2. Esto es muy importante ya que una óptima ubicación de los pines asegura que el canal no sufra deformaciones excesivas que varíen las condiciones del flujo y por lo tanto los coeficientes de transferencia de calor. Se debe

tener en cuenta que al aumentar el número de pines en un intercambiador, se logra que resista una presión mayor sin sufrir una deformación excesiva pero, se aumenta la caída de presión dentro del mismo. El número de espaciadores recomendado por ft^2 de superficie es de 18.

Figura 3.2 de pines de separación

El otro efecto de los pines es que se logra aumentar la turbulencia en cada uno de los fluidos, ya que se encuentran ubicados en todo lo largo del canal. Estos pines van soldados a las dos láminas y su longitud puede variar entre 5 y 25 mm dependiendo del diseño del espiral.

Se ha encontrado casos, cuando se manejan fluidos con alto contenido de fibras o con incrustaciones muy fuertes, en que los pines de separación generan problemas ya que facilitan la obstrucción del canal y/o dificultan la limpieza mecánica. En estos casos se recomienda fabricar el espiral sin los espaciadores, aunque esto limita el tamaño del Intercambiador y la presión de diseño.

3.7 CONEXIONES DE VENTEO

Para operar adecuadamente un intercambiador de placas en espiral de acuerdo a sus condiciones de diseño es importante que todo el aire residual o gas que haya entrado sea removido de lo contrario, se puede presentar una sensible disminución de los coeficientes de transferencia de calor ya que, como es sabido, el calor específico para los gases es mucho menor que para los líquidos. Los montajes verticales de los intercambiadores Tipo I, II y III tienen autoventeo debido a la configuración de la unidad, esto se observa en la figura 3.3.

Figura 3.3 a tipo I

figura 3.3 b tipo II

figura 3.3 c tipo III

Figura 3.3 Venteo para los diferentes tipos de Intercambiadores.

El otro canal está autoventeado por la parte superior gracias a la conexión central en la cubierta, como se observa en el canal B de la figura 3.3a.

En las unidades de montaje horizontal. Ver figura 3.3 d, también ocurre autoventeo aunque en los intercambiadores tipo I se colocan conexiones en la parte superior del Intercambiador tanto para el canal del lado frío como para el canal del lado caliente para cumplir esta misma función durante el arranque del equipo.

3.8 CONEXIONES DE DRENAJE

Cuando el Intercambiador es parado y aislado del proceso y de las corrientes de servicio este debe ser secado o drenado. Los intercambiadores tipo I en posición vertical tienen un drenado colocado en el punto mas bajo del canal, el cual tiene la conexión de salida en la parte superior central de la cubierta como se observa en el canal B de la Figura 3.4a. El otro canal tiene autodrenado debido a que la conexión de entrada está en la cubierta inferior como se observa en el canal A de la figura 3.4a.

En los intercambiadores tipo II y tipo III de montaje vertical, normalmente con agua de enfriamiento como flujo en espiral, el drenaje es obtenido de manera similar al caso anterior. Cuando estos intercambiadores, en vez de agua utilizan vapor, son normalmente autodrenado debido a las conexiones del fluido. Ver figuras 3.4b y 3.4c.

En montajes horizontales para los intercambiadores tipo I y tipo III una conexión de drenaje esta localizada en la parte inferior de la cubierta. Ver Figura 3.4 d.

Figura 3.4a

Figura 3.4b

Figura 3.4c

Figura 3.4d

Figura 3.4. Tipos de drenado.

3.9 SELLO DE CANALES

Los bordes de las láminas del espiral pueden ser sellados de una variedad de formas dependiendo del tipo y función del Intercambiador para evitar la mezcla de los fluidos.

Hay dos métodos para el sellado de los canales. Ver figuras 3.5.

- El borde de la lámina es roldado y soldado a la placa adyacente.
- Una barra que puede ser cuadrada o redonda, es insertada y soldada a cada lámina. Si el espesor de la lamina es considerable y se manejan grandes presiones, se recomienda que la barra se solde de manera continua a las dos placas. En caso contrario se puede soldar la barra con cordones de soldadura de manera intermitente a cada lado de la barra, para no someter la placa a altas temperaturas que la deformen, y sellar el espacio que quede entre la barra y las placa con un sellante adecuado como por ejemplo silicona que resiste hasta 2 atmósferas de presión y aproximadamente 100 °C.

3.10 MATERIAL DE CONSTRUCCIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES

Los intercambiadores en espiral pueden ser fabricados en cualquier material que pueda ser doblado en frío y soldado.

Cuando se trata de hacer tipos compactos, estos no se pueden fabricar de materiales frágiles como acero del alto cromo, aleaciones de circonio, aleaciones de titanio, etc. El material mas utilizado y que más ventajas ofrece para tal efecto es el acero inoxidable, aunque

Figura 3.5 Métodos para el sellado de canales

también se utiliza el acero de bajo carbono cuando ninguno de los dos fluidos es corrosivo. Se pueden utilizar además materiales como el Hastelloys, Níquel y aleaciones de níquel, aleaciones de cobre, aleaciones de aluminio y titanio. Estos Intercambiadores pueden ser diseñados para tener una superficie protegida con protección anódica o capas protectoras.

Los intercambiadores en espiral se diseñan en material delgado, lo cual los hace más livianos y más flexibles, pero la presión de uso se limita normalmente a 215 psi a 750 °C; a temperaturas mayores no soportan la presión o necesitan diseño especial con incremento notable en los costos.

4. MÉTODO DE CÁLCULO

El diseño de los intercambiadores de placas tipo espiral, esta basado en el cálculo de los coeficientes de película y los coeficientes globales de transferencia de calor, que a su vez se utilizan para el cálculo del área de transferencia. Luego se determina si el diseño térmico es el adecuado mediante la evaluación de las caídas de temperaturas a través de cada resistencia (Método del SOP). Finalmente se verifica que las caídas de presión en cada canal estén dentro de los valores permisibles.

En este capítulo se enunciarán cada una de las expresiones utilizadas para llevar a cabo todos los cálculos pertinentes para el diseño del Intercambiador.

4.1 NOMENCLATURA Y UNIDADES

Cuadro 1. Nomenclatura y Unidades

Nomenclatura	Significado	Unidades
<i>A</i>	Area de transferencia de calor	<i>ft</i> ²
B	Espesor de película $\left(\frac{0.0187ZT}{g_c S^2}\right)^{1/3}$	<i>ft</i>
<i>C</i>	Diámetro corazón del espiral	<i>ft</i>
<i>c</i>	Calor específico	$\frac{BTU}{lb^\circ F}$
<i>D_e</i>	Diámetro equivalente	<i>ft</i>
<i>D_H</i>	Diámetro de espiral o Hélice	<i>ft</i>
<i>D_S</i>	Diámetro exterior del Intercambiador	<i>in</i>
<i>d_s</i>	Espaciado de canales	<i>in</i>
<i>f</i>	Factor de fricción	Adimensional
<i>G</i>	Velocidad de masa	$\frac{lb}{hrft^2}$
<i>g_c</i>	Constante gravitacional	$\frac{ft}{hr^2 4.18 \times 10^8}$
<i>H</i>	Ancho de la placa del canal	<i>in</i>
<i>h</i>	Coefficiente de película de transferencia de calor	$\frac{BTU}{hrft^2^\circ F}$
<i>k</i>	Conductividad térmica	$\frac{BTU}{hrft^2^\circ F/ft}$
<i>L</i>	Longitud de placa	<i>ft</i>
<i>M</i>	Peso molecular	<i>Adimensional</i>
<i>P</i>	Presión	<i>Psi_a</i>
<i>p</i>	Espesor de placa	<i>In</i>

Nomenclatura	Significado	Unidades
ΔP	Caída de presión	<i>Psi</i>
Q	Calor transferido	<i>BTU</i>
s	gravedad específica (referida al agua a 20°C)	<i>Adimensional</i>
ΔT_M	Diferencia media logarítmica de temperatura	<i>°C</i>
U	Coefficiente global de transferencia de calor	$\frac{BTU}{hrft^2 \text{ } ^\circ F}$
W	Rata de flujo	$\left(\frac{lb}{hr}\right) / 1000$
Γ	Carga de condensado	$\frac{lb}{hrft}$
Z	Viscosidad cinemática	<i>Cp</i>
θ	Tiempo	<i>hr</i>
λ	Calor de vaporización	$\frac{BTU}{lb}$
μ	Viscosidad Absoluta	$\frac{lb}{hrft}$
ρ_L	Densidad del líquido	$\frac{lb}{ft^3}$
ρ_V	Densidad del vapor	$\frac{lb}{ft^3}$
\sum, \sum'	Factor de condición de superficie	<i>Adimensional</i>
σ	Tensión superficial	$\frac{dinas}{cm}$

Continuación Cuadro 1. Nomenclatura y Unidades

Cuadro 2. Subíndices utilizados

Subíndices	Significado
<i>C</i>	Vapor frío
<i>B</i>	Propiedades de la película del fluido
<i>H</i>	Temperatura alta
<i>H</i>	Vapor caliente
<i>L</i>	Temperatura baja
<i>M</i>	Temperatura media
<i>S</i>	material sucio
<i>W</i>	pared de la placa

Cuadro 3. Nomenclatura de grupos adimensionales

Nomenclatura	Grupos Adimensionales
N_{Re}	Número de Reynolds
N_{Rec}	Número de Reynolds critico
N_{Pr}	Número de Prandtl

4.2 ECUACIONES GENERALES PARA EL CÁLCULO DE COEFICIENTES DE PELÍCULA PARA UN INTERCAMBIADOR DE PLACAS TIPO ESPIRAL

Cuadro 4. Ecuaciones generales para coeficientes de película

Mecanismos o restricción	Ecuaciones empíricas de transferencia de calor
Flujo en espiral	
1) No hay cambio de fase (líquido) $Re > Rec$	$h = \left(1 + 3.54 \frac{D_e}{D_h}\right) 0.023cG(N_{Re})^{-0.2} (P_r)^{-2/3}$
2) No hay cambio de fase (Gas) $Re > Rec$	$h = \left(1 + 3.54 \frac{D_e}{D_h}\right) 0.0144cG^{0.8} (D_e)^{-0.2}$
Mecanismos o restricción	
Ecuaciones empíricas de transferencia de calor	
3) No hay cambio de fase (líquido) $Re < Rec$	$h = 1.86cG(N_{Re})^{-2/3} (P_r)^{-2/3} \left(\frac{L}{D_e}\right)^{-1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_b}\right)^{-0.14}$
Flujo axial o espiral	
4) Vapor condensado, vertical $Re < 2100$	$h = 0.925K \left[\frac{g_c \rho_L^2}{\mu \Gamma} \right]^{1/3}$
5) Condensado subenfriado, Vertical $Re < 2100$	$h = 1.225k/B \left[\frac{cB}{kL_B} \right]^{5/6}$
Flujo axial	
6) No hay cambio de fase Líquido $Re > 10000$	$h = 0.023cG(N_{Re})^{-0.2} (P_r)^{-2/3}$
7) No hay cambio de fase (Gas) $Re > 10000$	$h = 0.0144cG^{0.8} (D_e)^{-0.2}$
8) Vapor condensando, horizontal $Re < 2100$	$h = 0.76K \left[\frac{g_c \rho_L^2}{\mu \Gamma} \right]^{1/3}$
9) Ebullición nucleada, Vertical	$h = 4.02cG(N_{Re})^{-0.3} (P_r)^{-0.6} \left(\frac{\rho_L \sigma}{P^2} \right)^{-0.426} \Sigma$
Placa	

10) Transferencia de calor sensible en la placa	$h = \frac{12k_w}{p}$
11) Transferencia de calor latente en la placa	$h = \frac{12k_w}{p}$
Suciedad	
12) Transferencia de calor sensible en la suciedad	$h = \text{asumido}$
13) Transferencia de calor latente en la suciedad	$h = \text{asumido}$

Continuación Cuadro 4. Ecuaciones generales para coeficientes de película

Factor de condición de superficie

Para cobre y acero = 1

(Σ') Para superficies pulidas = 2.5

Para acero inoxidable = 1.7

4.3 CONSIDERACIONES Y RESTRICCIONES PARA LAS ECUACIONES DE LOS COEFICIENTES DE PELICULA.

4.3.1 Ecuaciones para flujo en espiral.

- ECUACIÓN 1

En esta ecuación el número de Reynolds debe ser mayor que el Reynolds crítico. Ya

que el término $\left(1 + 3.54 \frac{D_e}{D_h}\right)$ no es constante para cualquier Intercambiador, se ha

tomado un valor de 1.1 para el desarrollo de este método.

- ECUACIÓN 2

No hay cambio de fase, se utiliza para gases con número de Reynolds mayor que Reynolds crítico. Ya que el número de Prandtl de gases comunes es aproximadamente igual a 0.78, las relaciones de las propiedades físicas para los gases es esencialmente una constante. Esta constante, cuando se combina con el coeficiente numérico en la ecuación 1, para eliminar el factor de propiedades físicas para gases, resulta siendo la ecuación 2.

Como la ecuación 1, el término $\left(1 + 3.54 \frac{D_e}{D_h}\right)$ ha sido tomado como 1.1.

• ECUACIÓN 3

No hay cambio de fase, se utiliza para líquidos con número de Reynolds menor que el Reynolds crítico, un cambio de temperatura moderado y una gran viscosidad cinemática. La exactitud de la correlación decreciente como las condiciones de operación o la geometría de la superficie sean cambiadas para incrementar el efecto de la convección natural.

Para un Intercambiador de placas tipo espiral

$$\left(\frac{D}{L}\right)^{\frac{1}{3}} = \left[\frac{12^{\frac{1}{2}} D_e}{(D_H d_S)^{\frac{1}{2}}} \right]^{\frac{1}{3}} = 2^{\frac{1}{3}} \left(\frac{d_S}{d_H} \right)^{\frac{1}{6}}$$

El valor de $\left(\frac{d_S}{d_H}\right)^{\frac{1}{6}}$ varía de 0.4 a 0.6. Un valor de 0.5 ha sido tomado para este método.

4.3.2 Ecuaciones para flujo en espiral o axial.

- **ECUACIÓN 4**

Vapor condensando verticalmente, $N_{Re} < 2100$ es para condensación de vapores en una placa vertical con un número de Reynolds terminal $\left(\frac{4\Gamma}{\mu}\right)$ menor que 2100. La carga de condensado Γ para placas verticales es $\Gamma = \frac{W}{2L}$. Para números de Reynolds mayores que 2100, o grandes números de Prandtl, la ecuación debe ser ajustada.

El anterior procedimiento solo se aplica a la condensación de vapores condensables. La presencia de no condensables en el vapor disminuye el coeficiente de película, la reducción depende del tamaño relativo de la carga de gas enfriado y la carga total enfriada y condensada.

- **ECUACIÓN 5**

Condensado subenfriado verticalmente y número de Reynolds menor de 2100. Esta ecuación es usada cuando el condensado de un condensador vertical es subenfriado por debajo del punto de ebullición.

Figura 4.1 Cálculo de temperatura media para condensado subenfriado verticalmente

La Figura 4.1 muestra las suposiciones que deben ser hechas para determinar la altura de cada sección así como para calcular la temperatura intermedia del MLDT. La ecuación 4 es usada en combinación con expresiones apropiadas para otras resistencias de resistencias de calor para calcular la altura de la sección de subenfriamiento.

En el caso de la sección de subenfriamiento la media aritmética de la diferencia de temperatura de dos fluidos es $\frac{[(T_{hm} - T_{cm}) + (T_{hL} - T_{cL})]}{2}$ y debe ser usada en vez de la MLDT.

- **ECUACIÓN 6**

No hay cambio de fase (líquido), número de Reynolds mayor de 10000.

- **ECUACIÓN 7**

No hay cambio de fase (gas), número de Reynolds mayor de 1000.

- **ECUACIÓN 8**

Es utilizada para condensación de película en espirales de placa arreglados para flujo axial horizontal y número de Reynolds terminal menor de 2100. Para los intercambiadores de calor tipo placas en espiral, la carga de condensado Γ depende de la longitud de la placa y del espaciamiento entre placas. Para cualquier longitud de placas y espaciado de canal dado, el área de transferencia de calor para cada 360 grados se incrementa con el diámetro del espiral. El número de revoluciones afecta la carga de condensado de dos maneras:

- Los cambios en el área de transferencia de calor resultan en que una cantidad mayor de condensado se empieza a formar en los espirales externos.

- La longitud efectiva sobre la cual el condensado se forma, está determinada por el número de revoluciones y el ancho de la placa. Las ecuaciones presentadas dependen de un valor para el número efectivo de espirales de $L/7$. Además la carga de condensado esta dada por:

$$\Gamma = \frac{W(1000)7(12)}{4HL} = \frac{21000W}{HL}$$

Esta ecuación puede ser corregida si un diseño es obtenido con una insignificante diferencia en la carga de condensado. Esto no incluye la disminución debido al chapoteo del condensado. En cargas altas de condensado, el líquido condensado en el fondo de los canales del espiral, puede cubrir parte del área efectiva de transferencia de calor del Intercambiador.

- **ECUACIÓN 9**

Ebullición nucleada en placas verticales. En un análisis riguroso de un rehervidor de termosifón, el cálculo de la transferencia de calor es combinado con la hidrodinámica del sistema para determinar la rata de circulación a través del rehervidor, sin embargo para propósitos de diseño este cálculo no es necesario. Para valores de la presión

mayores o iguales a la presión atmosférica, el asumir que la ebullición nucleada ocurre en la parte alta de la placa, da resultados satisfactorios.

Un factor de condición de superficie \sum , aparece en las correlaciones empíricas para coeficientes de ebullición. Este es una medida del número de ciclos de nucleación para la formación de burbujas de superficies calentadas. La ecuación para el $\frac{\Delta T_f}{\Delta T_M}$, contiene el término \sum' (el recíproco de \sum), el cual tiene valores de 1.0 para cobre y acero, 1.7 para acero inoxidable o aleaciones de cromo níquel y 2.5 para superficies pulidas.

- **ECUACIÓN 10**

Transferencia de calor a través de la placa. La forma integrada de la ecuación de Fourier es: $\frac{Q}{\theta} = \frac{(k_w A \Delta T_w)}{X}$, donde X es el espesor de la placa. Expresado en la forma de coeficiente de transferencia de calor. Esta expresión es usada tanto para transferencia de calor sensible como para transferencia de calor latente (Ecuación 11).

- **ECUACIÓN 12**

La transferencia de calor ocurre por conducción a través de las escamas o depósitos sólidos. Los coeficientes de suciedad son seleccionados por el diseñador, basado en su

experiencia. Los coeficientes de suciedad de 1000 a 500, normalmente requieren intercambiadores de un 10 a un 30 por ciento más grande que para un servicio limpio.

La selección del factor de obstrucción es arbitraria ya que no existe suficiente información para determinar el grado de obstrucción para un diseño dado. Generalmente el factor de obstrucción para un Intercambiador de calor de placas en espiral es considerablemente menor que para los de tubo y coraza. La ecuación 12 es usada para transferencia de calor sensible para cada fluido y la ecuación 13 cuando el calor latente es transferido en ambos lados de la placa.

4.4 ECUACIONES EMPIRICAS PARA LA CAIDA DE PRESION DENTRO UN INTERCAMBIADOR DE PLACAS TIPO ESPIRAL

Mecanismos o restricción	Ecuaciones empíricas de caídas de presión
Flujo en espiral	
14) No hay cambio de fase $Re > N_{Rec}$	$\Delta P = 0.001 \frac{L}{s} \left[\frac{W}{d_s H} \right]^2 \left[\frac{1.3Z^{1/3}}{(d_s + 0.125)} \left(\frac{H}{W} \right)^{1/3} + 1.5 + \frac{16}{L} \right]$
15) No hay cambio de fase $100 < N_{Re} < N_{Rec}$	$\Delta P = 0.001 \frac{L}{s} \left[\frac{W}{d_s H} \right]^2 \left[\frac{1.3Z^{1/2}}{(d_s + 0.125)} \left(\frac{Z_f}{Z_b} \right)^{0.17} \left(\frac{H}{W} \right)^{1/2} + 1.5 + \frac{16}{L} \right]$
Mecanismo o restricción	Ecuaciones empíricas de caídas de presión
16) No hay cambio de fase $N_{Re} < 100$	$\Delta P = \frac{LsZ}{3385d_s^{2.75}} \left(\frac{Z_f}{Z_b} \right)^{0.17} \left(\frac{W}{H} \right)$
17) Condensación	$\Delta P = 0.005 \frac{L}{s} \left[\frac{W}{d_s H} \right]^2 \left[\frac{1.3Z^{1/3}}{(d_s + 0.125)} \left(\frac{H}{W} \right)^{1/3} + 1.5 + \frac{16}{L} \right]$

Flujo axial	
18) No hay cambio de fase $N_{Re} > 10000$	$\Delta P = \frac{4 \times 10^{-5}}{s d_s^2} \left(\frac{W}{L} \right)^{1.8} \left[0.0115 Z^{0.2} \frac{H}{d_s} + 1 + 0.03 H \right]$
19) Condensación	$\Delta P = \frac{2 \times 10^{-5}}{s d_s^2} \left(\frac{W}{L} \right)^{1.8} \left[0.0115 Z^{0.2} \frac{H}{d_s} + 1 + 0.03 H \right]$

Continuación Cuadro 5. Ecuaciones empíricas para la caída de presión en el intercambiador

4.4.1 Consideraciones y restricciones para las ecuaciones de caída de presión.

- **ECUACIÓN 14**

Es usada cuando no hay cambio de fase y el número de Reynolds mayor que el Reynolds crítico. Esta basada en la ecuación propuesta por SANDER.

$$\Delta P = \frac{LV^2 s}{415} \times \left[\frac{A}{N_{Re}^{0.33}} + B + \frac{16.4}{L} \right]$$

Esta ecuación es valida para líquidos.

El término A puede ser aproximado al valor de c.

El término B tiene en cuenta las barras espaciadoras. El valor de 1.5 asume que hay 18 barras por pie cuadrado y un diámetro de barra de 5/16 pulgadas.

- **ECUACIÓN 15**

No hay cambio de fase y el número de Reynolds es mayor que 100 y menor que el Reynolds crítico. También esta basada en la ecuación propuesta por SANDER.

Para estas condiciones, el término A puede ser aproximado al valor $\frac{103.5}{(d_s + 0.125)}$.

Como en la ecuación 14 el factor 1.5 tiene en cuenta las barras espaciadoras.

- **ECUACIÓN 16**

No hay cambio de fase, número de Reynolds menor que 100. También esta basada en la ecuación de SANDER. Para este régimen de flujo el término A, puede ser aproximado al valor de $2170d_s^{1.75}$

Para este régimen de flujo los espaciadores tienen muy poco efecto en la caída de presión, por lo cual no se considera en la ecuación de SANDER.

- **ECUACIÓN 17**

Es utilizada para el cálculo de la caída de presión para vapores condensando y es idéntica a la ecuación utilizada cuando no hay cambio de fase, excepto por un factor de 1.5 usado en la ecuación de condensación. Para condensadores totales la rata de flujo usada en el cálculo debe ser la rata de flujo hacia el interior del Intercambiador. Ya que el promedio de flujo para condensadores parciales es más grande que para condensadores totales el factor multiplicador debe ser 0.7 en vez de 0.5. Ya que la estimación de la caída de presión para vapores condensando no es muy clara, la

ecuación debe ser usada únicamente para aproximar la caída de presión y así prevenir el diseño de un Intercambiador con pérdidas excesivas de presión

- **ECUACIÓN 18.**

Es utilizada cuando no hay cambio de fase, el flujo es axial y el número de Reynolds mayor que 10000. Es una expresión de la ecuación de FANNING para fluidos no compresibles, en la cual el factor de fricción $f = \frac{0.046}{N_{Re}^{0.2}}$. La ecuación ha sido revisada

para tener en cuenta la pérdida de presión en las toberas de entrada y salida y en los cabezales de entrada y salida. La ecuación también incluye la corrección para los espaciados de canales.

- **ECUACIÓN 19**

Es utilizada para condensación. Se utiliza la misma ecuación utilizada cuando no hay cambio de fase, excepto con un factor de 0.5. Otra vez, para condensadores parciales, un valor de 0.7 debe ser usado en vez de 0.5. Esta ecuación solo aproxima un resultado para prevenir un diseño que pueda resultar con excesiva caída de presión.

Para condensadores utilizados en la parte superior de las torres de destilación y reactores, la caída de presión en el tubo central debe ser adicionada a la caída de presión de la ecuación 19.

4.5 MÉTODO DE LA SUMA DE LOS PRODUCTOS (SOP)

Este es un método que permite evaluar rápidamente el diseño térmico de un Intercambiador de placas tipo espiral. El método combina relaciones entre las ecuaciones clásicas de transferencia de calor con las ecuaciones de balance de calor y correlaciones que describen la geometría del Intercambiador.

Cada una de las ecuaciones obtenidas en cada resistencia, se pueden separar en tres grupos que contienen factores que relacionan las propiedades físicas del fluido, el servicio del Intercambiador y el diseño mecánico o arreglo de la superficie de transferencia de calor.

Estos grupos a su vez son multiplicados por un factor numérico para obtener un producto que es igual a una fracción de la fuerza total conductora (Media logarítmica de la diferencia de temperatura) o potencial térmico disponible, que es disipado a través de cada elemento de resistencia en la trayectoria del flujo de calor.

Cuando la suma de los productos de las resistencias individuales es igual a 1, el diseño de prueba puede ser asumido como satisfactorio para la transferencia de calor. El significado físico es que la suma de las caídas de temperatura a través de cada resistencia es igual al potencial térmico disponible MLDT.

Una vez obtenido el diseño térmico óptimo, se debe verificar que no exceda las caídas de presión permisibles. Usualmente se requieren mucho intentos para obtener un balance entre el diseño térmico óptimo y las caídas de presión que se presentan en el Intercambiador.

Figura 4.2 Resistencias térmicas en un Intercambiador de calor de placas tipo espiral.

4.5.1 Ecuaciones generales para las resistencias térmicas del método de los factores.

En todas las expresiones que se presentan a continuación, el último factor involucra el diseño mecánico, el penúltimo es el factor de servicio que presta el Intercambiador y el antepenúltimo, que no aparece en las ecuaciones para gases, es el factor de las propiedades del fluido.

Cuadro 6. Ecuaciones generales para las resistencias térmicas del método de los factores

Restricciones	Ecuaciones empíricas
1) No hay cambio de fase (líquido) $Re > Rec$	$\frac{\Delta T_f}{\Delta T_M} = 20.6 \times \frac{Z^{0.467} M^{0.222}}{s^{0.889}} \times \frac{W^{0.2} (T_H - T_L)}{\Delta T_M} \times \frac{d_s}{LH^{0.2}}$
2) No hay cambio de fase (Gas) $Re > Rec$	$\frac{\Delta T_f}{\Delta T_M} = 19.6 \times \frac{W^{0.2} (T_H - T_L)}{\Delta T_M} \times \frac{d_s}{LH^{0.2}}$
3) No hay cambio de fase (líquido) $Re < Rec$	$\frac{\Delta T_f}{\Delta T_M} = 32.6 \times \frac{M^{2/9}}{s^{2/9}} \left(\frac{Z_f}{Z_B} \right)^{0.14} \times \frac{W^{2/3} (T_H - T_L)}{\Delta T_M} \times \frac{d_s}{LH^{2/3}}$
Flujo axial o espiral	
4) Vapor condensando, vertical $Re < 2100$	$\frac{\Delta T_f}{\Delta T_M} = 3.8 \times \frac{Z^{1/3} M^{1/3}}{cs^2} \times \frac{W^{4/3} \lambda}{\Delta T_M} \times \frac{1}{L^{4/3} H}$
5) Condensado subenfriado, vertical $Re < 2100$	$\frac{\Delta T_f}{\Delta T_M} = 1.18 \times \frac{Z^{1/18} M^{1/18}}{s^{1/3}} \times \frac{W^{2/9} (T_H - T_L)}{\Delta T_M} \times \frac{1}{L^{2/9} H^{1/6}}$
Flujo axial	
6) No hay cambio de fase Líquido $Re > 10000$	$\frac{\Delta T_f}{\Delta T_M} = 167 \times \frac{Z^{0.467} M^{0.222}}{s^{0.889}} \times \frac{W^{0.2} (T_H - T_L)}{\Delta T_M} \times \frac{d_s}{LH^{0.2}}$
7) No hay cambio de fase (Gas) $Re > 10000$	$\frac{\Delta T_f}{\Delta T_M} = 158 \times \frac{W^{0.2} (T_H - T_L)}{\Delta T_M} \times \frac{d_s}{LH^{0.2}}$
8) Vapor condensando, horizontal $Re < 2100$	$\frac{\Delta T_f}{\Delta T_M} = 16.1 \times \frac{Z^{1/3} M^{1/3}}{cs^2} \times \frac{W^{4/3} \lambda}{\Delta T_M} \times \frac{1}{L^{4/3} H^{4/3}}$
9) Ebullición nucleada, Vertical	$\frac{\Delta T_f}{\Delta T_M} = 0.619 \times \frac{Z^{0.3} M^{0.2} \sigma^{0.425}}{cs^{1.075}} \times \frac{\rho_v^{0.7}}{P^{0.75}} \times \frac{W^{0.3} \lambda}{\Delta T_M} \times \frac{d_s^{0.3} \sum'}{L^{0.3} H^{0.3}}$
Restricciones	
Placa	
11) Transferencia de calor latente en la placa	$\frac{\Delta T_w}{\Delta T_M} = 278 \times \frac{1}{k_w} \times \frac{W \lambda}{\Delta T_M} \times \frac{p}{LH}$
Suciedad	

12) Transferencia de calor sensible en la suciedad	$\frac{\Delta T_S}{\Delta T_M} = 6000 \times \frac{c}{h} \times \frac{W(T_H - T_L)}{\Delta T_M} \times \frac{1}{LH}$
13) Transferencia de calor latente en la suciedad	$\frac{\Delta T_S}{\Delta T_M} = 3333 \times \frac{1}{h} \times \frac{W\lambda}{\Delta T_M} \times \frac{1}{LH}$

Continuación Cuadro 6 Ecuaciones generales para las resistencias térmicas del método de los factores

5. ECUACIONES DE DISEÑO PARA EL INTERCAMBIADOR DE PLACAS

TIPO ESPIRAL DESARROLLADO EN LA TESIS

Con relación a la figura 4.2 las ecuaciones de balance de calor a través de cada resistencia son :

Para la resistencia de fluido caliente:

$$W_H c_H (T_h - T_l) = h_H A \Delta t_H$$

De donde

$$\Delta t_H = \frac{W_H c_H (T_h - T_l)}{h_H A}$$

(5.1)

Para la resistencia de la placa:

$$W_H c_H (T_h - T_l) = h_W A \Delta t_W$$

De donde

$$\Delta t_W = \frac{W_H c_H (T_h - T_l)}{h_W A}$$

(5.2)

Para la resistencia del fluido frío:

$$W_L c_L (T_h - T_l) = h_L A \Delta t_L$$

De donde

$$\Delta t_L = \frac{W_L c_L (T_h - T_l)}{h_L A}$$

(5.3)

Para la resistencia de la película de suciedad:

$$W_H c_H (T_h - T_l) = h_S A \Delta t_S$$

De donde

$$\Delta t_S = \frac{W_H c_H (T_h - T_l)}{h_S A}$$

(5.4)

La suma de estas cuatro caídas de temperatura es igual al potencial de temperatura disponible, es decir :

$$\Delta t_H + \Delta t_W + \Delta t_L + \Delta t_S = MLDT$$

(5.5)

Dividiendo la ecuación (5.5) por **MLDT** y reemplazando las ecuaciones (5.1), (5.2), (5.3) y (5.4) en esta última, se obtiene la ecuación general que define la transferencia de calor a través del Intercambiador de calor por ambos fluidos :

$$\frac{W_H c_H (T_h - T_l)}{h_H A MLDT} + \frac{W_H c_H (T_h - T_l)}{h_W A MLDT} + \frac{W_L c_L (T_h - T_l)}{h_L A MLDT} + \frac{W_H c_H (T_h - T_l)}{h_S A MLDT} = 1$$

(5.6)

Donde :

W_H, W_L : Flujo masico para el fluido caliente y el fluido frío

en $\frac{lb}{hr}$

c_H, c_L : Calor especifico para el fluido caliente y el fluido

frío en $\frac{BTU}{lbm^{\circ}F}$

T_h, T_l : Temperaturas alta y baja del fluido en °F

h_H, h_W, h_L, h_S : Coeficientes de transferencia de calor en cada

resistencia térmica

en $\frac{BTU}{hrft^2^{\circ}F}$

Los coeficientes de transferencia de calor a través de cada resistencia térmica son difíciles de calcular debido a que dependen de diversos parámetros, no obstante se han desarrollado expresiones con base en la experimentación para determinar el valor de cada uno de ellos de acuerdo a la trayectoria que tenga el fluido dentro del Intercambiador y a las condiciones de flujo, que para el caso de este proyecto son líquidos fluyendo en trayectoria espiral sin cambio de fase y en flujo turbulento. Estas expresiones son las siguientes:

- **Fluido Caliente**

$$h_H = \left(1 + 3.54 \frac{D_e}{D_h}\right) 0.023cG(N_{Re})^{-0.2}(P_r)^{-2/3} \quad (5.7)$$

- **Fluido frío**

$$h_L = \left(1 + 3.54 \frac{D_e}{D_h}\right) 0.023cG(N_{Re})^{-0.2}(P_r)^{-2/3} \quad (5.8)$$

- **Placa**

$$h_w = \frac{12k_w}{p} \quad (5.9)$$

- **Suciedad**

$$h_s = \text{Asumido}$$

(5.10)

Ahora bien, si se reemplaza cada uno de los coeficientes en la ecuación 5.6, se obtiene entonces la ecuación específica que nos define el comportamiento térmico del Intercambiador de calor. Con el objeto de hacer más manejable dicha ecuación, se trabaja separadamente cada resistencia, y luego se suman las cuatro para chequear si la suma total es igual a 1.

Luego de hacer los reemplazos mencionados y organizar las ecuaciones, obtenemos las siguientes expresiones para cada resistencia:

Factores para flujo en espiral y $N_{Re} > N_{Rec}$.

- **Fluido caliente**

$$\frac{\Delta T_{Hf}}{\Delta T_M} = 20.6 \times \frac{Z^{0.467} M^{0.222}}{S^{0.889}} \times \frac{W^{0.2} (T_H - T_L)}{\Delta T_M} \times \frac{d_s}{LH^{0.2}} \quad (5.11)$$

- **Fluido frío**

$$\frac{\Delta T_L}{\Delta T_M} = 20.6 \times \frac{Z^{0.467} M^{0.222}}{S^{0.889}} \times \frac{W^{0.2} (T_H - T_L)}{\Delta T_M} \times \frac{d_s}{LH^{0.2}} \quad (5.12)$$

- **Factor de placa**

$$\frac{\Delta T_W}{\Delta T_M} = 500 \times \frac{c}{k_W} \times \frac{W(T_H - T_L)}{\Delta T_M} \times \frac{p}{LH}$$

(5.13)

- **Factor de suciedad**

$$\frac{\Delta T_S}{\Delta T_M} = 6000 \times \frac{c}{h} \times \frac{W(T_H - T_L)}{\Delta T_M} \times \frac{1}{LH}$$

(5.14)

Para llegar a estas expresiones, se supuso que $(1 + 3.54 D_e/D_H) = 1.1$. Además se sabe que el área de intercambio de calor es igual a $2LH$ y que el diámetro hidráulico D_h es igual a cuatro veces el área de flujo dividida por el perímetro húmedo, es decir,

$$D_h = \frac{4Hd_s}{2(H + d_s)}$$

Donde :

d_s : Espaciamiento del canal (*in*).

L : Longitud de la espiral (*ft*).

H : Altura del canal (*in*).

La rata de flujo W entra a la ecuación como $\frac{W}{1000}$ en $\frac{lb}{hr}$

La solución de las ecuaciones (5.11) a (5.14), consiste entonces en suponer un área de intercambio de calor LH para cada una de las condiciones de intercambio de calor; al reemplazar en cada ecuación o resistencia térmica el valor de todos los parámetros y

variables que la conforman, se obtiene el valor de la respectiva resistencia; una vez encontrados los valores de cada resistencia se hace la sumatoria de las cuatro, si esta es igual a uno implica que el Intercambiador de calor esta correctamente dimensionado, pero si es mayor que uno, es necesario aumentar el área de intercambio de calor y viceversa.

Para aproximar el valor de SOP al valor óptimo a se puede variar además de la longitud, el espaciado de los canales.

Ya teniendo solucionada la parte térmica, es necesario chequear la caída de presión tanto para el fluido frío como para el fluido caliente; para tal efecto también se han desarrollado expresiones experimentales de acuerdo a la trayectoria que tenga el fluido dentro del Intercambiador, y a las condiciones de flujo. Para las condiciones de este diseño, con flujo en espiral y turbulento en ambos canales se utiliza la siguiente expresión:

Para $N_{Re} > N_{Rec}$ crítico

$$\Delta P = 0.001 \frac{L}{s} \left[\frac{W}{d_s H} \right]^2 \left[\frac{1.3Z^{1/3}}{(d_s + 0.125)} \left(\frac{H}{W} \right)^{1/3} + 1.5 + \frac{16}{L} \right] \quad (5.15)$$

Donde :

s : *Gravedad especifica.*

Z : Viscosidad (Cp).

En caso de que la caída de presión para cualquiera de los dos fluidos sea diferente a la permitida, es necesario aumentar o disminuir el espaciado del respectivo canal, lo cual implica que debe chequearse de nuevo la suma de las resistencias térmicas ya que estas varían directamente con el espaciado del canal (d_s).

Al tener solucionada tanto la parte térmica, como la de presión, es necesario hacer un chequeo a la velocidad de cada fluido por el respectivo canal.

Es de anotar que las expresiones (5.11) a (5.15) son validas solo si el número de Reynolds es mayor que el número de Reynolds crítico para cada uno de los fluidos, estos valores pueden ser calculados con las siguientes expresiones:

$$N_{Re} = 10000 \left(\frac{W}{HZ} \right)$$

(5.16)

$$N_{Rec} = 20000 \left(\frac{D_e}{D_H} \right)^{0.32}$$

(5.17)

5.1 APROXIMACIONES DE LAS PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

Para muchos líquidos orgánicos los datos de conductividad térmica no son difíciles de obtener por que son conocidos el peso molecular, el calor específico, y cumplen la

ecuación de Weber que es satisfactoria para propósitos de diseño. La ecuación de Weber está dada por:

$$k = 0.86 \left(\frac{cs^{4/3}}{M^{1/3}} \right) \quad (5.18)$$

Cuando no se conoce un peso molecular, se puede despejar de la anterior expresión, quedando expresado de la siguiente manera:

$$M = 0636 \left(\frac{c}{k} \right)^3 s^4 \quad (5.19)$$

El valor hallado en esta expresión es llamado peso pseudomolecular y puede ser reemplazado en las ecuaciones de transferencia de calor utilizadas para el diseño de los intercambiadores de placa tipo espiral que han sido dadas anteriormente.

5.2 DIÁMETRO EQUIVALENTE PARA CANALES DE UN INTERCAMBIADOR DE PLACAS TIPO ESPRAL

Cuando un fluido fluye por un conducto que tiene sección diferente a la circular, como es el caso de una sección rectangular (canales del Intercambiador de placas en espiral) es conveniente expresar los coeficientes de transferencia de calor, mediante los mismos tipos de ecuación y curvas usadas para tuberías y tubos. Para permitir este tipo de representación en una sección rectangular, se ha encontrado ventajoso emplear un diámetro equivalente D_e .

El diámetro equivalente se define como 4 veces el radio hidráulico y el radio hidráulico

r_H se define como la razón de área de flujo A_f y

Perímetro húmedo P_H . Para un canal como el mostrado en la figura 5.2:

$$A_f = H \times d_s \quad (5.20)$$

$$P_H = 2(H + d_s) \quad (5.21)$$

$$D_e = \frac{2Hd_s}{(H + d_s)} \quad (5.22)$$

5.3 ECUACIÓN DE VELOCIDAD DE MASA

Un término conveniente de uso casi universal en ingeniería es la velocidad de masa y corresponde al peso del flujo por pie² del área de flujo. Este término es de vital importancia para el diseño de Intercambiadores de Calor de placas tipo espiral.

La velocidad de masa está definida de la siguiente manera:

$$G = \frac{W}{A_f} \quad (5.23)$$

5.4 NÚMERO DE REYNOLDS

Cuando un fluido fluye en un ducto horizontal, puede hacerlo en forma de movimiento de torbellino no localizado conocido como flujo turbulento, como se muestra en la figura 5.1. Cuando las partículas del fluido fluyen en líneas paralelas a lo largo de eje del tubo, se dice que el flujo es laminar. Ver figura 5.1.

El número de Reynolds utilizado para el diseño de los Intercambiadores de placa tipo espiral difiere del utilizado en las fórmulas tradicionales ya que el efecto de la curvatura de los canales genera un flujo secundario transversal al canal, que aumenta la turbulencia en el mismo. Por esto es posible que pueda ocurrir flujo turbulento con valores de número de Reynolds tan bajos como 1400. El valor del Número de Reynolds es función del flujo de masa, del ancho del canal y la viscosidad del fluido. Está dado por:

$$N_{Re} = 10000 \left(\frac{W}{HZ} \right)$$

(5.24)

Para determinar la naturaleza del flujo, laminar o turbulento, se utiliza la siguiente expresión que define el número de Reynolds crítico:

$$N_{Rec} = 20000 \left(\frac{D_e}{D_H} \right)^{0.32}$$

(5.25)

Los trabajos que se han desarrollado han demostrado que en los intercambiadores de placa en espiral no existe un verdadero flujo laminar ya que las barras espaciadores crean una distorsión en el flujo.

Figura 5.1 Flujo laminar y flujo turbulento.

5.5 ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN INTERCAMBIADOR DE PLACA TIPO ESPIRAL

El canal del intercambiador lo conforman dos láminas. Con esta disposición de placas en espiral se consigue un área de transferencia mayor para un mismo volumen, comparándolo con otros tipos de intercambiadores como los de tubo y coraza y los de doble tubo.

El área de transferencia de calor está dada por:

$$A=2HL$$

(5.26)

El coeficiente de la ecuación 5.26 indica que existen dos áreas de transferencia de calor con las cuales el fluido que está dentro del canal va a estar en contacto. Ver figura 5.2.

5.6 LA DIFERENCIA VERDADERA DE TEMPERATURA EN UN INTERCAMBIADOR DE PLACA EN ESPIRAL

En este tipo de Intercambiadores cuando ambos fluidos fluyen en espiral el flujo puede ser en contracorriente, aunque esto no es totalmente cierto ya que a través de cada canal el fluido adquiere una trayectoria ascendente y descendente, como se muestra en la figura 5.3. Este tipo de trayectoria se presenta debido al efecto de la curvatura que genera un flujo secundario con movimiento transversal al canal.

Figura 5.2 Area de transferencia de calor en un Intercambiador de placa tipo espiral.

Figura 5.3 Trayectoria del fluido dentro del canal (ascendente y descendente)

Otra razón para que no ocurra el verdadero flujo a contracorriente es que las áreas de transferencia de calor de cada lado del canal no son iguales ya que el radio de curvatura para las dos láminas que conforman el canal tienen radios de curvatura diferente, además la temperatura del fluido a cada lado del canal es diferente, debido a que el fluido que va por fuera del canal tiene una temperatura cuando hace contacto con un punto en una parte interior del canal y luego cuando da una vuelta y pasa por el mismo punto pero en la parte exterior del canal lleva otra temperatura debido a que ha transferido calor. Para tener en cuenta estos factores un factor de corrección puede ser aplicado, sin embargo, las causas mencionadas anteriormente tienen efectos que por lo general pueden ser ignorados.

Cuando se tiene flujo en espiral en un lado y flujo axial en otro también debe hacerse una corrección en el MLDT. Esta corrección puede ser tomada como la utilizada en los Intercambiadores de tubo y coraza para flujo cruzado sin mezcla de los fluidos y un arreglo de un paso único.

