



Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Estudios Superiores Zaragoza

Fascículo sobre el diseño de Intercambiadores de calor
De doble tubo.

Tesis
Que para obtener el título de
Ingeniero Químico

Presenta:
Oscar Casasola Gómez

Asesor:
Antonio Valiente Barderas





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.

Dedicada:

A toda persona que en algún momento formó parte de mi vida familiar, personal y escolar. . .

No alcanzan las palabras para expresar mi gratitud por el apoyo en todos los ámbitos en los que su paciencia y entendimiento fueron cruciales para llegar a este punto en mi vida en el que solo es necesario el último esfuerzo para culminar la obra de 24 años y empezar una nueva en donde se que seguiré contando con su incondicional apoyo.

Agradecimientos

A mi casa la Facultad de Estudios Superiores Zaragoza que durante 4 años y medio me acogió entre sus brazos desde el primer momento y que siempre portare su insignia con orgullo.

Gracias Universidad Nacional Autónoma de México por darme la oportunidad de probar que soy digno de pertenecer a la máxima casa de estudios.

Índice

	<i>Página</i>
<i>Lista de figuras.....</i>	<i>iii</i>
<i>Lista de apéndices.....</i>	<i>iv</i>
<i>Resumen.....</i>	<i>v</i>
<i>Justificación del tema.....</i>	<i>v</i>
<i>Planteamiento del problema.....</i>	<i>vi</i>
<i>Objetivo.....</i>	<i>vi</i>
<i>Hipótesis.....</i>	<i>vi</i>
 <i>Introducción Transferencia de calor</i>	
<i>Conducción.....</i>	<i>1</i>
<i>Convección.....</i>	<i>3</i>
<i>Radiación.....</i>	<i>5</i>
 <i>Capitulo 1 Intercambiadores de calor</i>	
<i>1.1 Intercambiadores de calor de tubos y coraza.....</i>	<i>7</i>
<i>1.2 Intercambiadores de calor de tubos de placas.....</i>	<i>8</i>
<i>1.3 Intercambiadores de calor de tubos doble tubo.....</i>	<i>9</i>
<i>1.4 Usos y ventajas.....</i>	<i>10</i>
<i>1.5 Intercambiadores de calor con superficies extendidas.....</i>	<i>11</i>
 <i>Capitulo 2 Conceptos fundamentales relacionados con el cálculo de los intercambiadores de doble tubo</i>	
<i>2.1 Ecuación general de diseño.....</i>	<i>13</i>
<i>2.2 Diferencia de temperatura media logarítmica.....</i>	<i>14</i>
<i>2.3 Factores de obstrucción.....</i>	<i>16</i>
<i>2.4 Coeficiente global de transferencia de calor.....</i>	<i>20</i>
<i>2.5 Correlación de Sieder Tate.....</i>	<i>22</i>
<i>2.4 Temperatura calórica.....</i>	<i>23</i>
<i>2.5 Temperatura de la pared del tubo.....</i>	<i>24</i>
<i>2.8 Diámetro equivalente para fluidos que fluyen en un anulo.....</i>	<i>25</i>
<i>2.9 Caída de presión en tuberías y ánulos.....</i>	<i>26</i>
 <i>Capitulo 3 Variaciones en el cálculo de los intercambiadores de doble tubo</i>	
<i>3.1 Intercambiadores de calor de doble tubo en arreglo serie paralelo.....</i>	<i>28</i>

3.2 Diferencia verdadera de temperatura.....	28
3.3 Intercambiadores de doble tubo con cambio de fase.....	30
3.4 Intercambiadores de doble tubo aletados.....	31

Capitulo 4 Método de cálculo

4.1 Método de cálculo.....	36
4.2 Ejemplo 1 Intercambiador de calor de doble tubo.....	44
4.3 Ejemplo 2 Intercambiador de calor de doble tubo arreglo serie-paralelo.....	52
4.4 Ejemplo 3 Intercambiador de calor de doble tubo con cambio de fase.....	60
4.5 Ejemplo 4 Intercambiador de calor de doble tubo aletado.....	66

Capitulo 5

Presentaciones.....	71
----------------------------	-----------

Capitulo 6

Resultados.....	75
Conclusiones.....	76
Recomendaciones.....	76

Lista de figuras

Figura I.1 Mecanismos de transferencia de calor

Figura I.2 Conducción

Figura I.3 Convección

Figura I.4 Radiación

Figura 1.1 Intercambiador de calor de tubos y coraza.

Figura 1.2 Intercambiador de calor de placas.

Figura 1.3 Intercambiadores de tubos concéntricos a) Flujo paralelo b) Contraflujo.

Figura 1.4 intercambiador de doble tubo

Figura 1.5 Tubos aletados.

Figura 2.1 LMDT

Figura 2.2 Factores de obstrucción

Figura 2.3 Coeficientes de intercambio de calor interno y externo

Figura 3.1 Arreglo serie paralelo en intercambiador de doble tubo.

Figura 3.2 Aleta

Fig.3.3 Eficiencia de aleta.

Fig.3.4 Coeficientes y dimensiones de una aleta.

Fig. 3.5 Coeficientes y factor de fricción para tubos aletados.

Apéndices

- A. Hojas de Fabricantes
- B. Acervo fotográfico
- C. Factores que intervienen para una adecuada selección de materiales.
- D. Fluidos de transferencia de calor

Resumen

En este trabajo se hizo una búsqueda de toda información relacionada con intercambiadores de calor de doble tubo así como de su cálculo (Intercambiadores de calor de doble tubo, Intercambiadores de calor de doble tubo en arreglo serie-paralelo, Intercambiadores de calor de doble tubo aletados, Intercambiadores de calor de doble tubo con cambio de fase), y se realizaron presentaciones sobre: 1.- Tipos de intercambiadores en donde se da una breve descripción de tres tipos de intercambiadores de calor. 2.- Ecuaciones Básicas para el cálculo. 3.- Calculo de los intercambiadores de calor de doble tubo. El propósito de estas presentaciones es que servirán para la enseñanza en transferencia de calor.

Justificación de la Elección del Tema

El estudio de la transferencia de calor es fundamental en todas las ingenierías, ya que el calor es una de las formas en que se transmite la energía y la forma final en que transforman todas. La aplicación de los conocimientos de cómo se transfiere el calor ha llevado a la transformación del mundo mediante la creación de todo tipo de máquinas y aparatos. En especial, los ingenieros pueden ver su utilidad inmediata en el diseño de calderas, intercambiadores de calor, radiadores, condensadores, rehervidores, refrigeradores, acondicionadores, etc.

El diseño de un intercambiador de calor es, en consecuencia, un problema muy complicado que requiere más que el análisis de la transferencia de calor necesaria, ya que se deben tener en cuenta también los costos, el peso, el tamaño y las condiciones económicas.

Así y todo, cabe destacar que, por el hecho de ser tan importantes y ampliamente utilizados para y por la industria, sus diseños han experimentado grandes desarrollos, existiendo inclusive normas específicas que detallan los materiales a utilizar, los métodos de construcción, las técnicas de diseño y las dimensiones que se deben tener en cuenta a la hora de fabricar un intercambiador de calor.

Intercambiador de doble tubo. Es el tipo de intercambiador de calor más sencillo, debido a que se compone simplemente de un tubo dentro de otro. Este montaje funciona tanto a contracorriente como a corrientes paralelas, que son las sub clasificaciones que indican si los fluidos circulan en distintos sentidos o en el mismo sentido respectivamente. El ejemplo más común de un intercambiador de calor de doble tubo es el refrigerante utilizado en los laboratorios.

A pesar de que los intercambiadores de calor de doble tubo es el tipo más simple de intercambiador que podemos encontrar en la industria también su calculo contiene muchos o casi todos de los conceptos necesarios para la comprensión y calculo de intercambiadores de calor mas complejos.

Planteamiento del problema

Se plantea el problema de la realización de un fascículo dedicado a los intercambiadores de doble tubo así como variantes de este como: un arreglo serie paralelo, intercambiadores de doble tubo aletados e intercambiadores de doble tubo con cambio de fase.

Existe información acerca de los intercambiadores de doble tubo en varios medios y en forma dispersa así como de su cálculo en forma simplificada o resumida pero no existe un fascículo dedicado a éste tipo de intercambiadores que aun siguen siendo de gran importancia en la industria.

Objetivos

- Realizar un recorrido bibliográfico alrededor de los fundamentos de transferencia de calor en intercambiadores de tubos concéntricos.
- Describir los tipos básicos de Intercambiadores de Calor,
- Estudiar el funcionamiento de un intercambiador de calor de doble tubo.
- Exponer el método de cálculo de un intercambiador de calor, identificando la superficie de intercambio, dimensiones y
- Desarrollar material para el diseño y correcto análisis de operación de un intercambiador de calor

Hipótesis

Utilizando material bibliográfico disponible en internet y en bibliotecas se podrá realizar un Fascículo sobre intercambiadores de calor de doble tubo de utilidad en la enseñanza de Transferencia de Calor

Introducción

Transferencia de calor

La transferencia de calor es la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas. Siempre que exista una diferencia de temperaturas en un cuerpo o entre cuerpos debe ocurrir una transferencia de calor.

Cuando existe un gradiente de temperatura en un medio estacionario, que puede ser un sólido o un fluido, utilizamos el término "Conducción" para referirnos a la transferencia de calor que ocurrirá a través del medio. El termino "Convección" se refiere a la transferencia de calor que ocurrirá en entre una superficie y un fluido en movimiento cuando están a diferentes temperaturas. El tercer modo de transferencia de calor se denomina "Radiación térmica". Todas las superficies con temperatura finita emiten energía en forma de ondas electromagnéticas. Por tanto, en ausencia de un medio, existe una transferencia neta de calor por radiación entre dos superficies a diferentes temperaturas.

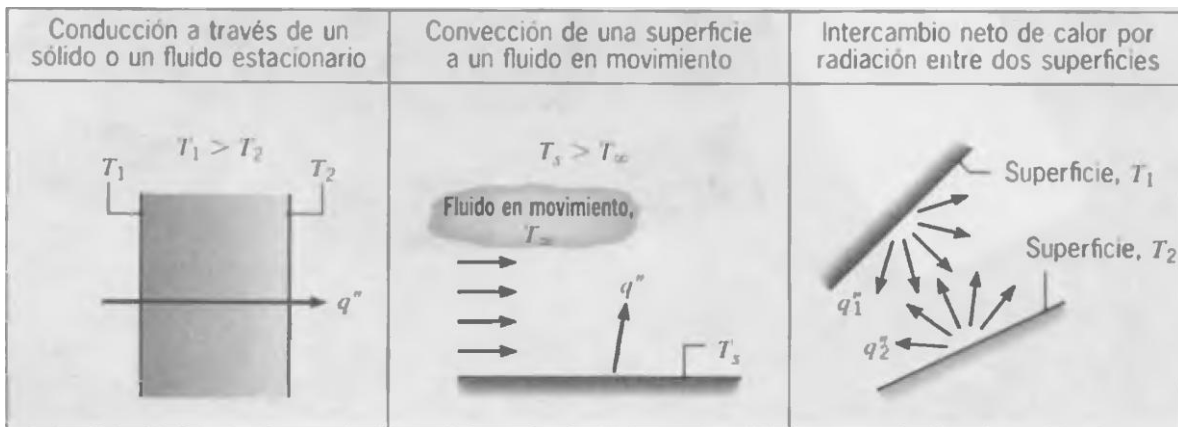


Figura I.1 Mecanismos de transferencia de calor

Conducción

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos o líquidos. En los gases y líquidos se debe a las colisiones y la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. En sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una retícula y al transporte de energía por parte de los electrones libres.

La velocidad de conducción de calor a través de un medio depende de la configuración geométrica de éste, su espesor y el material del que esté hecho, así como de la diferencia de temperatura a través de él.

Es posible cuantificar los procesos de transferencia de calor en términos de las ecuaciones o modelos apropiados. Estas ecuaciones o modelos sirven para calcular la cantidad de energía que se transfiere por unidad de tiempo. Para la conducción de calor, la ecuación o modelo se conoce como ley de Fourier. Para la pared plana unidimensional que se muestra en la figura 1.2 la cual tiene una distribución de temperatura $T(x)$, la ecuación o modelo se expresa como:

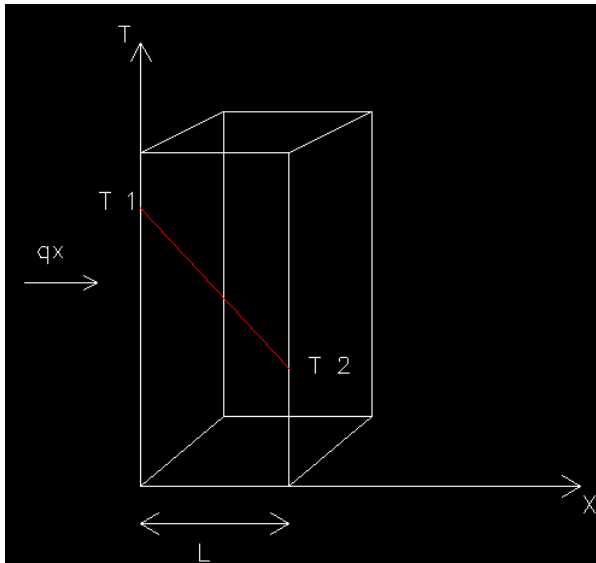


Figura 1.2 Conducción

$$q_x^n = -k \frac{dT}{dx}$$

El flujo de calor o transferencia de calor por unidad de área q_x^n (W/m^2) es la velocidad con que se transfiere el calor en la dirección x por unitaria perpendicular a la dirección de transferencia, y es proporcional al gradiente de temperatura, dT/dx en esta dirección. La constante de proporcionalidad, k , es una propiedad de transporte conocida como conductividad térmica $W/m * K$ y es una característica del material de la pared. El signo menos es una consecuencia del hecho de que el calor se transfiere en la dirección de la temperatura decreciente. En condiciones de estado estable que se muestra en la figura 1.2, donde la distribución de temperatura es lineal, el gradiente de temperatura se expresa como:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T2 - T1}{L}$$

Y el flujo de calor entonces es:

$$q_x^n = -k \frac{T2 - T1}{L}$$

Ó

$$q_x^n = -k \frac{T_2 - T_1}{L} = k \frac{\Delta T}{L}$$

Observe que esta ecuación proporciona un flujo de calor, es decir, la velocidad del calor transferido por unidad de área. El calor transferido por conducción por unidad de tiempo $q_x(W)$, a través de una pared plana de área A, es entonces el producto del flujo y el área $q_x = q_x^n * A$

Convección

El modo de transferencia de calor por convección se compone de dos mecanismos. Además de la transferencia de energía debido al movimiento molecular aleatorio (difusión), la energía también se transfiere mediante el movimiento global, o macroscópico del fluido. El movimiento del fluido se asocia con el hecho de que, en cualquier instante, grandes números de moléculas se mueven de forma colectiva o como agregados. Tal movimiento, en presencia de un gradiente de temperatura, contribuye a la transferencia de calor. Como las moléculas en el agregado mantienen su movimiento aleatorio, la transferencia total de calor se debe entonces a una superposición de transporte de energía por el movimiento aleatorio de las moléculas y del movimiento global del fluido.

Considere el flujo del fluido sobre la superficie calentada de la figura 1.3. Una consecuencia de la interacción fluido-superficie es el desarrollo de una región en el fluido en la que la velocidad varía de cero en la superficie a un valor u_x finito asociado con el flujo. Esta región se conoce como "Capa límite hidrodinámica o de velocidad". Más aun, si las temperaturas de la superficie y el fluido difieren habrá una región del fluido a través de la cual la temperatura varía de T_s en $y=0$ a T_x en el flujo exterior. Esta región denominada "Capa límite térmica" puede ser más pequeña, mas grande o del mismo tamaño que aquella en la que varía la velocidad. En cualquier caso, si $T_s > T_x$, ocurrirá la transferencia de calor por convección entre la superficie y el flujo exterior.

El modo de transferencia de calor por convección se sustenta tanto en el movimiento molecular aleatorio como en el volumétrico del fluido en la capa límite. La contribución debida al movimiento molecular aleatorio (Difusión) domina cerca de la superficie donde la velocidad del fluido es baja. De hecho, en la interfaz entre la superficie y el fluido ($y=0$), la velocidad del fluido es cero y el calor se transfiere solo por este mecanismo la contribución debida al movimiento volumétrico del fluido se origina del hecho de que la capa límite crece a medida que el flujo avanza en la dirección x. en efecto, el calor que se conduce en esta capa es arrastrado corriente abajo y finalmente se transfiere al fluido fuera de la capa límite.

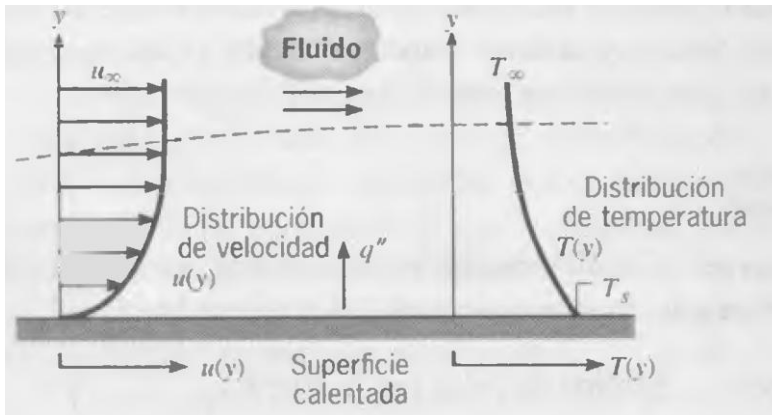


Figura I.3 Convección

La transferencia de calor por convección se clasifica de acuerdo con la naturaleza del flujo. Hablamos de convección forzada cuando el flujo es causado por medios externos como un ventilador o una bomba. En cambio, en la convección natural el flujo es inducido por fuerzas de empuje que surgen a partir de diferencias de densidad ocasionadas por variaciones de temperatura en el fluido.

Sin importar la naturaleza particular del proceso de transferencia de calor por convección, la ecuación apropiada es:

$$q^n = h(T_s - T_\infty)$$

Donde q^n es el flujo de calor por convección W/m^2 es proporcional a la diferencia entre las temperaturas de la superficie y del fluido, T_s y T_∞ respectivamente. Esta expresión se conoce como la ley de enfriamiento de Newton, y la constante de proporcionalidad h ($W/m^2 * K$) se denomina coeficiente de transferencia de calor por convección. Este depende de las condiciones en la capa límite, en las que influyen la geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido y una variedad de propiedades termodinámicas del fluido y de transporte.

Cuando se usa la ecuación anterior se supone que el flujo de calor por convección es positivo si el calor se transfiere desde la superficie $T_s > T_\infty$ y negativo si el calor se transfiere hacia la superficie $T_\infty - T_s$. Sin embargo no hay nada que nos impida expresar la ley de Newton como:

$$q^n = h(T_\infty - T_s)$$

En cuyo caso la transferencia de calor es positiva si es hacia la superficie.

Radiación

La radiación térmica es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones), como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos de las moléculas. A diferencia de la conducción u la convección, la transferencia de energía por radiación no requiere la presencia de un medio interpuesto. De hecho la transferencia de energía por radiación es la más rápida y no sufre atenuación en el vacío.

La velocidad máxima de radiación que puede ser emitida desde una superficie a una temperatura T_s (en K o R) se expresa por la ley de Stefan-Boltzman como:

$$Q_{emitida\ mx} = \sigma A_s T_s^4$$

Donde $\sigma = 5.76 * 10^{-8} \frac{W}{m^2} * K^4$ es la constante de Stefan-Boltzman. La superficie idealizada que emite radiación a esta velocidad máxima se llama cuerpo negro y la radiación emitida por este es la radiación del cuerpo negro. La radiación emitida por todas las sustancias reales es menor que la emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura se expresa como:

$$Q_{emitida} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4$$

Donde ε es la emisividad de la superficie. La emisividad cuyo valor está en el intervalo $0 \leq \varepsilon \leq 1$, es una medida de cuan próxima está una superficie de ser un cuerpo negro, para el cual $\varepsilon = 1$

Otra importante propiedad relativa a la radiación de una superficies es su absortividad α , la cual es la fracción de la energía de radiación incidente sobre una superficie que es absorbida por ésta. Como la emisividad su valor esta en el intervalo $0 \leq \alpha \leq 1$. Un cuerpo negro absorbe toda la radiación incidente sobre él. Es decir, un cuerpo negro es un absorbente perfecto ($\alpha=1$) del mismo modo que es un emisor perfecto.

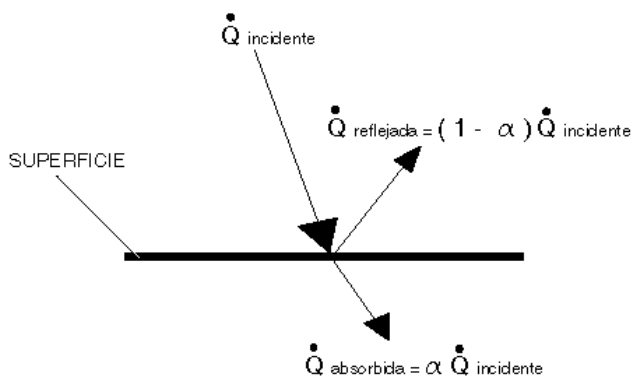


Figura I.4 Radiación

En general, tanto α como ϵ dependen de la temperatura y de la longitud de onda de la radiación. La ley de Kirchhoff de la radiación afirma que la emisividad y la absorptividad de una superficie a una temperatura y longitud de onda dadas son iguales.

La velocidad a la cual una superficie absorbe la radiación se determina por a partir de la figura 1.4:

$$Q_{absorbida} = \alpha * Q_{incidente}$$

Donde $Q_{incidente}$ es la velocidad a la cual la radiación incide sobre la superficie y α es la absorptividad de la superficie. Para superficies opacas la parte de la radiación incidente no absorbida por la superficie se refleja.

La diferencia entre las velocidades de la radiación emitida por la superficie y la radiación absorbida es la transferencia neta de calor por radiación. Si la velocidad de absorción de la radiación es mayor que de la emisión, se dice que la superficie está ganando energía por radiación, de lo contrario se dice que la superficie está perdiendo energía por radiación.

La transferencia de calor por radiación hacia una superficie, o desde esta, rodeada por un gas como el aire, ocurre paralela a la conducción (o convección, si se tiene un movimiento masivo del gas) entre esa superficie y el gas. Po tanto la transferencia total de calor se determina al sumar las contribuciones de los dos mecanismos de transferencia. Por sencillez y conveniencia esto se lleva a cabo con frecuencia mediante la definición de un coeficiente combinado de transferencia de calor, $h_{combinado}$ que incluye los efectos tanto de la convección como de la radiación. Entonces la velocidad total de transferencia de calor hacia una superficie, o desde esta, por convección y radiación se expresa como:

$$Q_{total} = h_{combinado} A_s (T_s - T_{\infty})$$

Capítulo 1

Intercambiadores de calor.

Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En un intercambiador la transferencia de calor suele comprender convección en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa. En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente trabajar con un coeficiente de transferencia de calor total U que toma en cuenta las contribuciones de todos estos efectos sobre dicha transferencia. La velocidad de la transferencia de calor entre los dos fluidos en un lugar dado a un intercambiador depende de la magnitud de la diferencia de temperatura local, la cual varía a lo largo de dicho intercambiador. En el análisis de los intercambiadores de calor, suele ser conveniente trabajar con la diferencia de temperatura media logarítmica, LMTD (por sus siglas en inglés), la cual es una diferencia media equivalente de temperatura entre los dos fluidos para todo el intercambiador.

Las distintas aplicaciones de la transferencia de calor requieren de diferentes tipos de accesorios y configuraciones del equipo para dicha transferencia. En el intento de acoplar los accesorios para la transferencia de calor a cada tipo de necesidades, dentro de las restricciones específicas, ha conducido a un numeroso tipo de diseños innovadores de intercambiadores de calor.

1.1 Intercambiador de calor de tubos y coraza

Quizá el tipo más común de intercambiador de calor en las aplicaciones industriales sea el caso de tubos y coraza mostrado en la figura 1.6. Estos intercambiadores de calor contienen un gran número de tubos empacados en un casco con sus ejes paralelos al de éste. La transferencia de calor tiene lugar a medida que uno de los fluidos se mueve por dentro de los tubos, en tanto que el otro se mueve por fuera de éstos, pasando por el casco. Es común la colocación de desviadores en el casco para forzar al fluido a moverse en dirección transversal a dicho casco con el fin de mejorar la transferencia de calor, y también para mantener un espaciado uniforme entre los tubos.

Los intercambiadores de calor de tubos y coraza se clasifican todavía más por el número de pasos que se realizan por el casco y por los tubos. Por ejemplo los intercambiadores de calor en los que todos los tubos forman una U en el casco se dice que son de un paso por el casco y dos pasos por los tubos, de modo semejante, a un intercambiador que comprende dos pasos por el casco y cuatro pasos por los tubos se llama de dos pasos por el casco y dos pasos por los tubos.

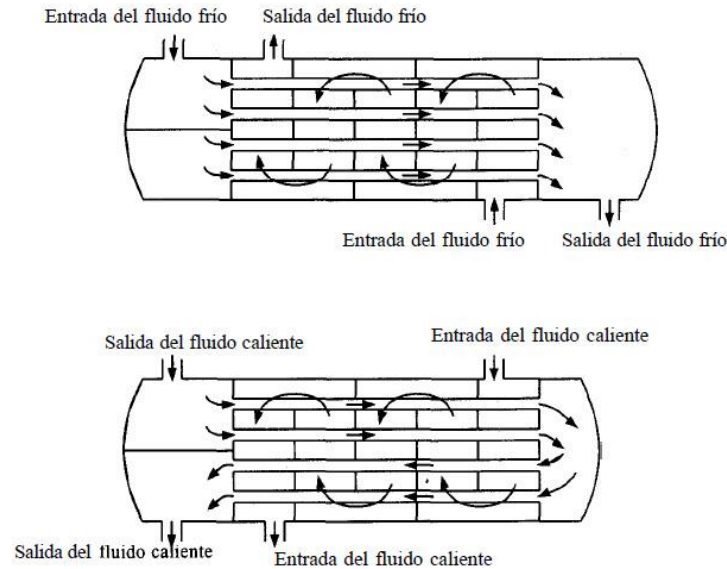


Figura 1.1 Intercambiador de calor de tubos y coraza.

1.2 Intercambiador de calor de Placas

Un tipo innovador de intercambiador de calor que ha encontrado un amplio uso es el de placas, el cual consta de una serie de placas con pasos corrugados y aplastados para el flujo (Figura 1.2). Los fluidos caliente y frío fluyen en pasos alternados, de este modo cada corriente de fluido frío queda rodeada por dos corrientes calientes, lo que da por resultado una transferencia de calor muy eficaz. Así mismo este tipo de intercambiadores pueden crecer al aumentar la demanda de transferencia de calor sencillamente montando más placas. Resultan muy apropiados para aplicaciones de intercambio de calor liquido-liquido, siempre que las corrientes de los fluidos caliente y frío se encuentren más o menos a la misma presión.

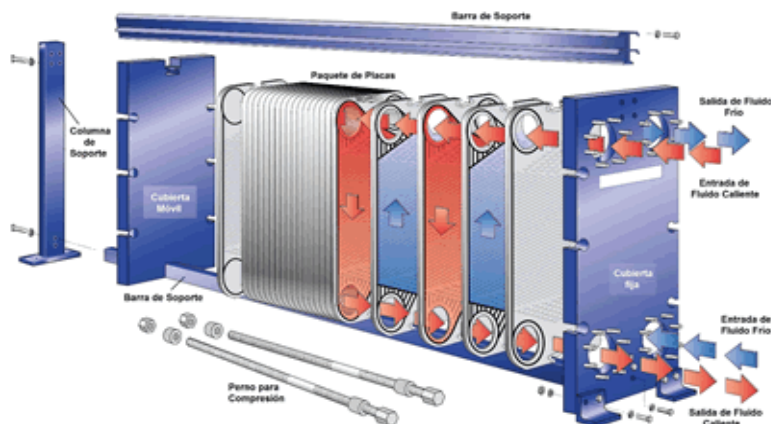


Figura 1.2 Intercambiador de calor de placas.

1.3 Intercambiador de calor de doble tubo

El tipo más simple de intercambiador de calor consta de dos tubos concéntricos de diámetros diferentes, como se muestra en la figura 1.3, llamada intercambiador de doble tubo. En un intercambiador de este tipo uno de los fluidos pasa por el tubo más pequeño, en tanto que el otro lo hace por el espacio anular entre los dos tubos. En un intercambiador de calor de doble tubo son posibles dos disposiciones del flujo: en el flujo paralelo los dos fluidos, el frío y el caliente, entran en el intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la misma dirección. Por otra parte, en el contraflujo los fluidos entran en el intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones opuestas.

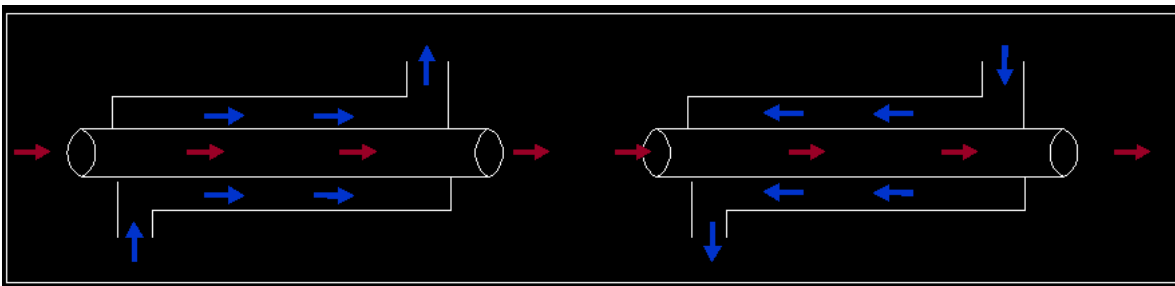


Figura 1.3 Intercambiadores de tubos concéntricos a) Flujo paralelo b) Contraflujo.

El intercambiador está formado por varias unidades como las mostradas en la figura 1.4. Cada una de ellas se llama "horquilla" y se arma con un tubo roscado o bridado común y corriente. Las uniones pueden ser soldadas, pero esto no es habitual pues dificulta el armado y desarmado para la limpieza de las piezas.

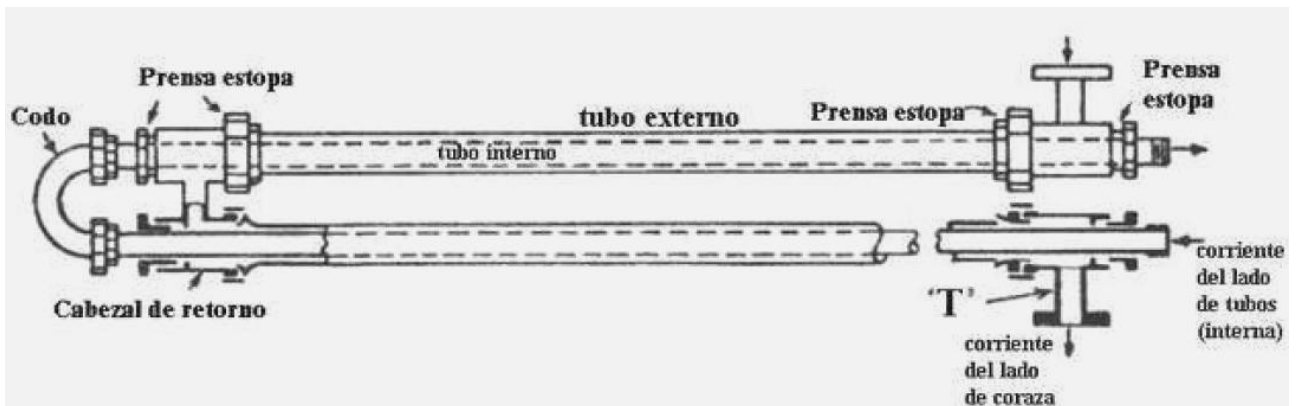


Figura 1.4 intercambiador de doble tubo

El flujo en este tipo de intercambiadores y en similares es a contracorriente pura, excepto cuando se tienen caudales grandes que demandan un arreglo serie-paralelo. El flujo a contracorriente resulta hasta en 20% más de intercambio de calor comparado con el arreglo en equicorrientes de modo que si se manejan corrientes pequeñas equipo es el mejor, y también el más económico.

Las longitudes de horquilla máximas son del orden de 18 a 20 pies. Si se usan largos no soportados mayores, el tubo interno se dobla y distorsiona el espacio anular, causando mala distribución del flujo en el mismo y disminuye el coeficiente global de transferencia de calor.

1.4 Ventajas y Usos (Intercambiador de doble tubo)

- Son flexibles, fáciles de armar y mantener.
- La cantidad de superficie útil de intercambio es fácil de modificar para adaptar el intercambiador a cambios en las condiciones de operación.
- Se modifican en poco tiempo con materiales abundantes en cualquier taller.
- No se requiere de mano de obra especializada para el armado y mantenimiento.
- Los repuestos son fácilmente intercambiables.

Algunas de sus aplicaciones: cuando un fluido es gas, o un líquido viscoso, o su caudal es pequeño, mientras que el otro es un líquido de baja viscosidad, o con alto caudal. Son adecuados para servicios con corrientes de alto ensuciamiento, con lodos sedimentables o sólidos o alquitranes por la facilidad con la que se limpian. Si hay una buena respuesta a la limpieza química o los fluidos no ensucian, las uniones pueden ser soldadas para resistir altas presiones de operación. Son bastante comunes en procesos frigoríficos.

En una variante del intercambiador de doble tubo, intermedia entre éstos y los intercambiadores de tubos y coraza, se reemplaza el tubo interior único por una pequeña cantidad de tubos finos. Esto se hace para aumentar la superficie de intercambio y la velocidad lineal en el espacio de la coraza, lo que a su vez aumenta el intercambio de calor.

Las diferencias entre estos tipos de intercambiadores y los de tubos y coraza son las siguientes:

- En los intercambiadores de tipo horquilla de tubos internos múltiples los mismos pueden estar más cerca unos de otros que en el de tubos y coraza. En los intercambiadores de tubos y coraza la relación (espaciado de los tubos)/ (diámetro de tubos internos) normalmente es del orden de 1.25 a 1.5, mientras que en los intercambiadores de tipo horquilla de tubos internos múltiples esta relación puede ser menor de 1.25.
- El largo no soportado de tubos admisible en el tipo horquilla nos es tan grande como en los de tubos y coraza, debido a la ausencia de baffles y estructuras auxiliares de soporte.

1.5 Intercambiadores con superficies extendidas

Cuando uno de los fluidos tiene un coeficiente de transferencia de calor bajo, tal como sucede con los gases o en fluidos muy viscosos, la manera más adecuada de mejorar la transferencia de calor es mediante el aumento de la superficie exterior del tubo interno, lo cual se logra mediante el uso de cambiadores aletados. Las aletas se fabrican de una gran variedad de diseños y formas geométricas. Las aletas longitudinales se usan en intercambiadores de doble tubo, mientras que las aletas transversales circulares cortas (lowfins) se usan en intercambiadores de tubos y coraza. Esto se debe al hecho de que en los intercambiadores de doble tubo el flujo es paralelo a los tubos, mientras que en los de tubos y coraza es normal al banco de tubos. Aletas más altas (highfins) se usan en intercambiadores sin coraza o con flujo normal al eje del banco de tubos.

Existe una enorme variedad de diseños de intercambiadores con superficies extendidas, pero lo más comunes son los derivados de los diseños básicos de intercambiadores de tubos lisos, es decir, intercambiadores de doble tubo.

Tanto en el caso de de intercambiadores de un solo tubo como multitubo las aletas son longitudinales, continuas y rectas. Otros tipos de aletas son poco usadas, porque la resistencia hidráulica que ofrecen es mayor sin aumentar la eficacia del intercambio, además de ser más caras. Se usan principalmente en el calentamiento de líquidos viscosos, en casos en que los líquidos tienen propiedades de intercambio de calor y de ensuciamiento muy diferentes, y cuando la temperatura del fluido a calentar no puede exceder un máximo. Por lo general la disposición geométrica de las aletas es en la parte externa del tubo interno, como podemos ver en la figura 1.5.

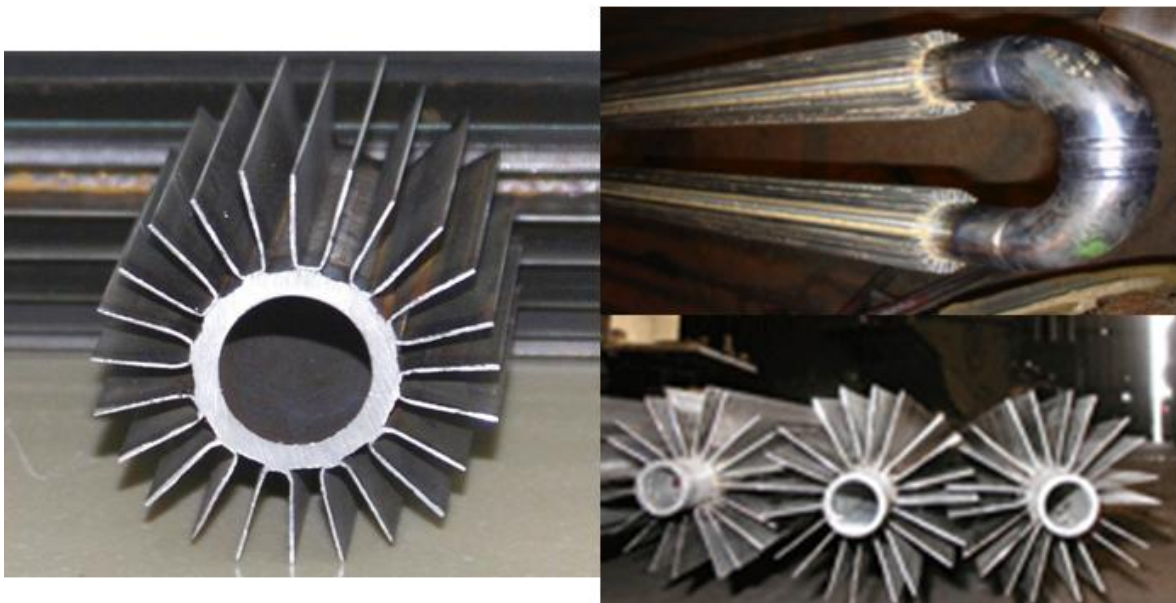


Figura 1.5 Tubos aletados.

El uso de aletas también tiene su justificación económica porque reduce significativamente el tamaño y cantidad de unidades de intercambio requeridas para un determinado servicio.

Otra aplicación de los tubos aletados es el calentamiento de líquidos sensibles al calor, lodos o pastas. Debido a la mayor área de intercambio, las aletas distribuyen mejor el flujo de calor más uniformemente. Al calentar aceites o asfalto, por ejemplo, la temperatura de las aletas es menor que la del área externa del tubo interior. Por tanto la temperatura de la capa de aceite o asfalto en contacto con las aletas es menor, reduciendo en consecuencia el peligro del deterioro o carbonización, producción de coque y dañar o eventualmente ocluir parcialmente el intercambiador, reduciendo drásticamente su eficiencia de intercambio.

En aplicaciones de enfriamiento, colocando la corriente a enfriar del lado de las aletas se obtiene un enfriamiento a mayor temperatura, de modo que la solidificación de ceras en hidrocarburos viscosos o la cristalización o depósitos en barros es menor o inexistente.

Capítulo 2

Conceptos fundamentales relacionados con el cálculo de los intercambiadores de calor de doble tubo

Ecuación general de diseño

$$Q = U_o A_o LMTD \quad \text{ó} \quad Q = U_i A_i LMTD \quad (1.1)$$

En donde:

$$Q = w C_p (\Delta T) \quad (1.2)$$

w =Flujo

C_p = Capacidad calorífica

$\Delta T = T_1 - T_2$ $LMTD =$ Diferencia de temperatura media logaritmica

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{x D_o}{k_w D_{wm}} + \frac{D_o}{D_i * h_i} + R_{di} * \frac{D_o}{D_i}} \quad (1.3)$$

ó

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + R_{di} + \frac{x D_i}{k_w D_{wm}} + \frac{D_i}{D_o * h_o} + R_{do} * \frac{D_i}{D_o}} \quad (1.4)$$

h_o = Coeficiente externo de película

h_i = Coeficiente interno de película

R_{do} = Resistencia provocada por la suciedad o incrustación externa

R_{di} = Resistencia provocada por la suciedad o incrustación interna

D_i = Diámetro interno del tubo

D_o = Diámetro externo del tubo

x = Espesor del tubo

k_w = Conducitividad térmica del tubo

A_o = Área externa del tubo A_i = Área Area interna del tubo

D_{wm} = Diámetro promedio

Diferencia de temperatura logarítmica media.

La diferencia de temperaturas entre los fluidos caliente u frio varia a lo largo de del intercambiador de calor y resulta conveniente tener una Diferencia media de temperatura ΔT_m para usarse en la relación $Q = UA_s \Delta T_m$ (1.5)

Con el fin de desarrollar una relación para la diferencia de temperatura promedio equivalente entre los fluidos considérese el intercambiador de calor de doble tubo y flujo paralelo que se muestra en la figura 2.3. Nótese que la diferencia de temperatura ΔT entre los fluidos caliente y frio es grande en la entrada del intercambiador, pero disminuye en forma exponencial hacia la salida.

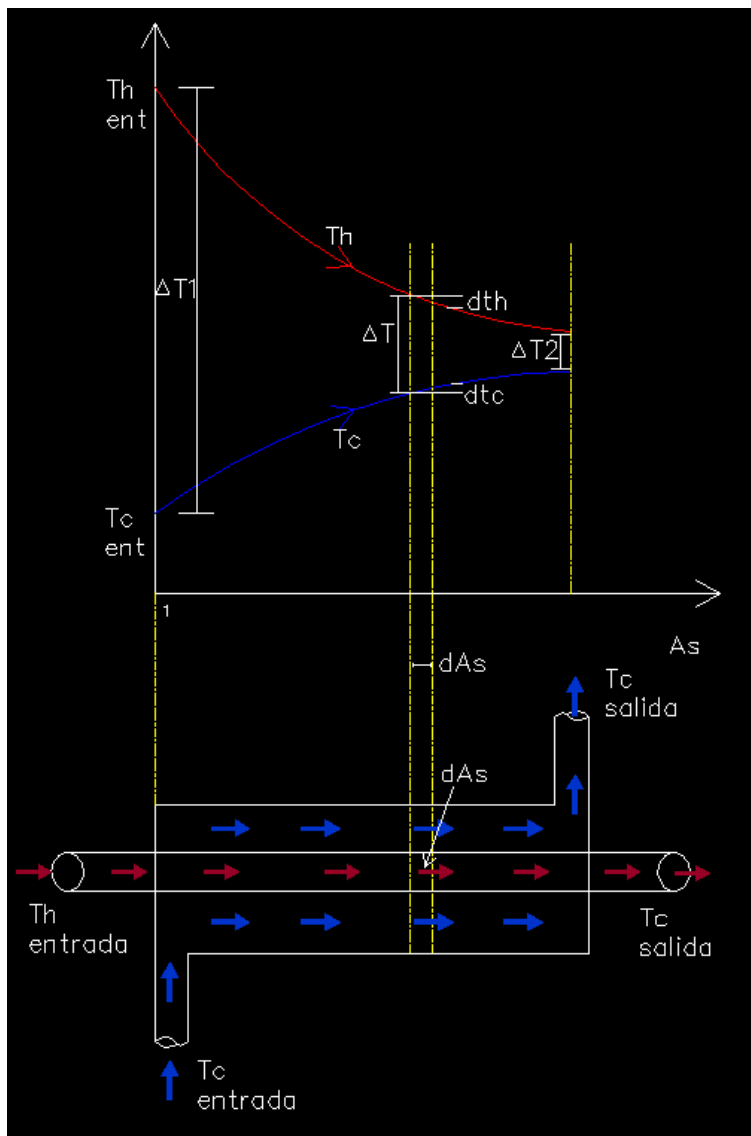


Figura 2.1 LMDT

Si suponemos que la superficie exterior del intercambiador está bien aislada, de modo que cualquier transferencia de calor entre los dos fluidos y se descartan cualesquiera cambios en la energía potencial y cinética, un balance de energía en cada fluido, en una sección diferencial del intercambiador, se puede expresar como:

$$\partial Q = -m_h C_{ph} dT_h \quad (1.6)$$

$$\partial Q = -m_c C_{pc} dT_c \quad (1.7)$$

Es decir que la velocidad de la pérdida de calor desde el fluido caliente, en cualquier sección del intercambiador, es igual a la velocidad de la ganancia de calor por el fluido frío en esa sección. El cambio en la temperatura del fluido caliente es una cantidad negativa y, por consiguiente, se añade un signo negativo a la ecuación 2.1 para hacer que la velocidad de la transferencia de calor Q sea una cantidad positiva. Si se despejan de las dos ecuaciones dadas dT y dT_h nos queda:

$$dT_h = \frac{\partial Q}{m_h C_{ph}} \quad y \quad dT_c = \frac{\partial Q}{m_c C_{pc}} \quad (1.8)$$

Restando la primera de la segunda obtenemos:

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -\partial Q \left(\frac{1}{m_h C_{ph}} + \frac{1}{m_c C_{pc}} \right) \quad (1.9)$$

La velocidad de la transferencia de calor en la sección diferencial del intercambiador se puede expresar como:

$$\partial Q = U(T_h - T_c) dA_s \quad (1.10)$$

Al sustituir esta ecuación en la 2.4 y reacomodando los términos nos queda:

$$\frac{d(T_h - dT_c)}{T_h - dT_c} = U dA_s \left(\frac{1}{m_h C_{ph}} + \frac{1}{m_c C_{pc}} \right) \quad (1.11)$$

Integrando desde la entrada del intercambiador hasta la salida:

$$\ln \frac{(T_{h,sal} - dT_{c,sal})}{T_{h,ent} - dT_{c,ent}} = \left(\frac{1}{m_h C_{ph}} + \frac{1}{m_c C_{pc}} \right) \quad (1.12)$$

Por último si se despejan de las ecuaciones 1.8 y 1.9 $m_c C_{pc}$ y $m_h C_{ph}$ y se sustituyen en la ecuación 2.19 y reacomodando obtenemos:

$$Q = UA_s \Delta T_{ml} \quad (1.13) \quad \Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 - \Delta T_2)} \quad (1.14)$$

En donde ΔT_{ml} es la diferencia de temperatura media logarítmica, que es la forma apropiada de la diferencia de temperatura promedio que se debe usar en el análisis de los intercambiadores de calor. La diferencia de temperatura media logarítmica es ΔT_{ml} se obtiene siguiendo el perfil real de temperaturas de los fluidos a lo largo del intercambiador de calor y es una representación exacta de la diferencia de temperatura promedio entre los fluidos caliente y frío.

LMTD a contracorriente:

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)} \right)} \quad (1.15)$$

LMTD en paralelo:

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \left(\frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)} \right)} \quad (1.16)$$

Factores de obstrucción

El rendimiento de los intercambiadores de calor se suele deteriorar con el paso del tiempo como resultado de la acumulación de depósitos sobre las superficies de transferencia de calor. La capa de depósitos representa una resistencia adicional para esta transferencia y hace que disminuya la velocidad de la misma en un intercambiador. El efecto neto de estas acumulaciones sobre la transferencia de calor se presenta como un factor de incrustación el cual es una medida de la resistencia térmica introducida por la incrustación.

El tipo más de incrustación es la precipitación de depósitos sólidos que se encuentran en un fluido sobre las superficies de transferencia de calor, otra forma de incrustación, la cual es común en la industria de procesos químicos es la corrosión y otra la incrustación química. En este caso las superficies se incrustan por la acumulación de los productos de las reacciones químicas sobre ellas; esta forma de incrustación se puede evitar recubriendo los tubos metálicos con vidrio ó usando tubos de plástico en lugar de los metálicos. Los intercambiadores también pueden incrustarse por el crecimiento de algas en los fluidos calientes, este tipo de incrustación se conoce como incrustación biológica y se puede impedir mediante el tratamiento químico.

Los mecanismos por los cuales se produce el ensuciamiento varían con la aplicación pero pueden ser ampliamente clasificados en cuatro tipos claramente identificables.

Tipos de ensuciamiento

- Ensuciamiento químico, en el que cambios químicos en el fluido causan que se deposite una capa de ensuciamiento sobre la superficie (interna o externa) de los tubos. Un ejemplo común de este fenómeno es la expansión en una olla o caldera causados por el depósito de sales de calcio en los elementos de calentamiento conforme la solubilidad de las sales disminuye al aumentar la temperatura. Este tipo está fuera del control del diseñador de intercambiadores de calor pero puede ser minimizado controlando cuidadosamente la temperatura del tubo en contacto con el fluido. Cuando se presenta este tipo de ensuciamiento normalmente es eliminado mediante tratamiento químico o procesos mecánicos (cepillos de acero, taladros o incluso pistolas de agua a alta presión en algunos casos).
- Ensuciamiento biológico, causado por el crecimiento de organismos en el fluido que se depositan en la superficie. Este tipo también está fuera del control del diseñador del intercambiador pero puede verse influido por la elección de los materiales ya que algunos, notablemente los latones no ferrosos, son venenosos para algunos organismos. Cuando se presenta este tipo de ensuciamiento normalmente es eliminado mediante tratamiento químico o procesos mecánicos abrasivos.
- Ensuciamiento por depósito, en el que las partículas en el fluido se acumulan en la superficie cuando la velocidad cae por debajo de cierto nivel crítico. Esto está en gran medida bajo el control del diseñador ya que la velocidad crítica de cualquier combinación fluido/partícula puede ser calculada para permitir un diseño en el que la velocidad mínima sea siempre mayor que la crítica. Montar el intercambiador de calor verticalmente también puede minimizar los efectos ya que la gravedad tiende a llevar las partículas fuera del intercambiador fuera de la superficie de intercambio térmico. Cuando se presenta este tipo de ensuciamiento normalmente es eliminado mediante procesos de cepillado mecánico.
- Ensuciamiento por corrosión, en el que una capa producto de la corrosión se acumula en la superficie del tubo, formando una capa extra, normalmente de material con un alto nivel de resistencia térmica. Mediante la elección adecuada de los materiales de construcción los efectos pueden ser minimizados ya que existe a disposición del fabricante de intercambiadores un amplio rango de materiales resistentes a la corrosión basados en acero inoxidable.

Tubos corrugados

El uso de tubos corrugados se ha demostrado beneficioso para minimizar los efectos de al menos dos de estos mecanismos: ensuciamiento por depósito, porque un mayor nivel de turbulencias son generadas a una velocidad más baja y ensuciamiento químico, porque la mejora en los coeficientes de intercambio térmico cuando existe corrugación en el tubo resultan en temperaturas de la pared del tubo más cercanas a la temperatura del grueso del fluido.

Cuando U se ha obtenido de los valores de h_{i0} y h_o los valores de Q y ΔT se evalúan de las condiciones de proceso y se puede calcular A . el cálculo de A se conoce como de *diseño*. Cuando los equipos han estado en servicio por algún tiempo, se depositan incrustaciones en la parte interior y exterior de las tuberías añadiendo dos resistencias más de las que fueron incluidas en el cálculo de U . estas dos resistencias reducen el valor original de U por lo que la cantidad de calor que se requiere transferir en el proceso ya no se transfiere a través de la superficie A .

Es costumbre diseñar el intercambiador de calor anticipando la formación de incrustaciones, introduciendo el Factor de incrustación u obstrucción R_d . Cuando U se calcula a partir de h_{i0} y h_o , se considera como coeficiente de global de transferencia de calor limpio designado por U_c , el coeficiente que incluye la resistencia de las incrustaciones se llama Coeficiente global de transferencia de calor de diseño, designado por U_D

$$U_c = \frac{h_{i0} * h_o}{h_{i0} + h_o} \quad (1.17) \quad \frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_c} + R_{di} + R_{do} \quad (1.18)$$

$$R_{di} + R_{do} = R_d \quad (1.19)$$

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_c} + R_d \quad (1.20)$$

Donde:

h_o = Coeficiente externo de película

h_i = Coeficiente interno de película

R_{do} = Resistencia provocada por la suciedad o incrustación externa

R_{di} = Resistencia provocada por la suciedad o incrustación interna

U_c = Coeficiente Global de transferencia de calor limpio

U_D = Coeficiente Global de transferencia de calor de diseño

El área A de transferencia de calor requerida en el intercambiador de calor se calcula a partir de este coeficientes de U_d . Dicho valor proporciona las bases del diseño para equipo de transferencia de calor.

Cuando se desea conocer la velocidad a la que se forman incrustaciones sobre una superficie conocida, U_c permanece constante si la incrustación no altera la velocidad del flujo, mientras que U_d y ΔT se calculan con las temperaturas observadas en lugar de las de proceso obteniendo las siguientes ecuaciones:

$$U_{D \text{ observado}} = \frac{Q}{A * \Delta T_{obs}} \quad (1.21)$$

$$R_{d \text{ observado}} = \frac{1}{U_{D \text{ observado}}} - \frac{1}{U_c} \quad (1.22)$$

Cuando $R_{d \text{ observado}} \geq R_{d \text{ de diseño}}$ el equipo debe ser limpiado.

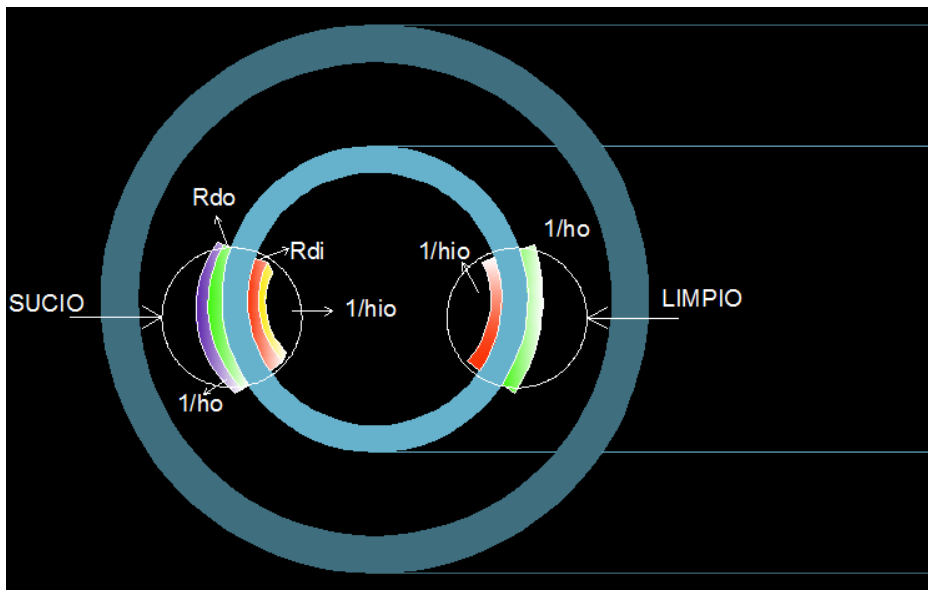


Figura 2.2 Factores de obstrucción

El valor de las suciedades y de los factores de suciedad se obtienen a partir de datos experimentales como se muestra en la siguiente tabla.

Factor de fricción $R_d = 1/h_d - 1/h_{d1}$ ($m^2 h^\circ C/kcal$)	
Agua a 1 m/s y temp. Menores a 50°C	
Destilada	$1.02 * 10^{-4}$
Mar	$1.02 * 10^{-3}$
Agua de rio clara	$2.45 * 10^{-4}$
Agua de torre de enfriamiento s/tratar	$6.76 * 10^{-4}$
Agua de torre de enfriamiento tratada	$3 * 10^{-4}$
Agua tratada para calderas	$3 * 10^{-4}$
Agua dura	$6.76 * 10^{-4}$
Agua de rio lodosa	$6.14 * 10^{-4}$
Vapor de Agua	
Libre de aceites	$6.14 * 10^{-5}$
Proveniente de maquinas	$2.04 * 10^{-4}$
Líquidos	
Downtherm	$1.43 * 10^{-3}$
Salmuera	$3.07 * 10^{-4}$
Orgánicos	$2.04 * 10^{-4}$
Aceites combustibles	$12.29 * 10^{-4}$
Alquitranes	$20.49 * 10^{-4}$
Dietanolamina y monoetanolamina	$1.43 * 10^3$
Gases	
Aire	$3.7 a 6 * 10^{-4}$
Vapores de solventes	$1.63 * 10^{-4}$
Vapores de refrigerantes	$3.5 * 10^{-4}$

Tabla 2.1 Factor de ensuciamiento

Coeficiente global de transferencia de calor

El coeficiente global se obtiene a partir de los coeficientes individuales y de la resistencia de la pared del tubo.

El coeficiente de película o coeficiente de convección, representado habitualmente como h , cuantifica la influencia de las propiedades del fluido, de la superficie y del flujo cuando se produce transferencia de calor por convección. Cuando uno de los coeficientes de película es muy pequeño con respecto del otro, el mismo se convierte en el coeficiente de película controlante, ya que cambios considerables en el valor del coeficiente de película de mayor magnitud no afectan significativamente el valor del coeficiente global de transferencia de calor.

Correlación de área de transferencia para h_i : Debido a que la tubería por pie lineal tiene diferentes áreas con respecto a sus diferentes diámetros interior y exterior h_i y h_o deben referirse a la misma área de flujo de calor.

Para los intercambiadores de tubo concéntricos es costumbre utilizar la superficie exterior del tubo interior como la superficie de referencia en $Q=UA\Delta T$, y como h_i se determina para A_i (la superficie interior del tubo interior), dicho coeficiente de película se debe corregir para que este éste referido al área A .

$$h_{io} = h_i * \frac{A_i}{A} = h_i * \frac{d_i}{d_o} \quad (1.23)$$

En donde:

h_{io} = Coeficiente de película para el tubo interior referido al área A (exterior del tubo)

h_i = coeficiente de película para el tubo interior referido al área A_i (interior del tubo)

d_i = Diametro interno del tubo externo

d_o = Diametro externo del tubo interno



Figura 2.3 Coeficientes de intercambio de calor interno y externo

Coeficiente global de transferencia de calor: en el caso de los tubos concéntricos, las resistencias al flujo de calor encontradas son:

- Película de fluido en el tubo interior, h_{io}
- Resistencia de la pared del tubo L/k
- Película de fluido en el ánulo, h_i

De acuerdo con la ecuación de Fourier:

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{\Delta T}{\sum R} \quad (1.24)$$

$$\sum R = \frac{1}{h_{io}} + \frac{L}{K} + \frac{1}{h_o} \quad (1.25)$$

Donde:

$\sum R$ es la resistencia al flujo total de calor. Es costumbre sustituir $\sum R$ por $1/U$, donde U = Coeficiente global de transferencia de calor.

Generalmente, la resistencia de la pared del tubo se desprecia, teniendo la siguiente expresión para el coeficiente global de transferencia de calor, U :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} \quad (1.26)$$

$$U = \frac{h_{io} * h_o}{h_{io} + h_o} \quad (1.27)$$

Correlación de Sieder-Tate

El Número de Nusselt (Nu) es un número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción.

Así por ejemplo en transferencia de calor dentro de una cavidad por convección natural, cuando el número de Rayleigh es inferior a 1000 se considera que la transferencia de calor es únicamente por conducción y el número de Nusselt toma el valor de la unidad. En cambio para números de Rayleigh superiores, la transferencia de calor es una combinación de conducción y convección, y el número de Nusselt toma valores superiores.

Esta correlación se utiliza en aplicaciones en donde la influencia de la temperatura en las propiedades físicas es significativa.

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} * Pr^{\frac{1}{3}} \quad (1.28)$$

$$Nu = \frac{h_i * d_i}{k_i} \quad (1.29)$$

Donde:

$$Re = \frac{d_i * U \rho}{\mu} = \frac{d_i * G t}{\mu} \quad (1.30)$$

$$Pr = \frac{C_p * \mu}{k} \quad (1.31)$$

$$h_i = \frac{0.27k}{d_i} Re^{0.8} * Pr^{\frac{1}{3}} \quad (1.32)$$

Para ho:

$$Re = \frac{d_o * U \rho}{\mu} = \frac{d_i * G a}{\mu} \quad (1.33)$$

$$Pr = \frac{C_p * \mu}{k} \quad (1.34)$$

$$h_o = \frac{0.027k}{d_o} Re^{0.8} * Pr^{\frac{1}{3}} \quad (1.35)$$

Temperatura calórica

De las suposiciones empleadas para llevar a cabo la derivación de la LMTD, la que está sujeta a una mayor desviación es la que establece un coeficiente global de transferencia de calor U constante. Las propiedades tanto del fluido caliente como del frío varían conforme va cambiando su temperatura. Existe una terminal caliente (T_1, t_2) y una terminal fría $(T_2 - t_1)$ para contracorriente. Los valores h_{io} y h_o varían a lo largo del tubo para producir una U mayor en la terminal caliente que en la fría.

Bajo condiciones reales, la variación de U puede ser mayor que la de cualquiera de los coeficientes individuales de película h_{io} y h_o , ya que ambos varían en la misma dirección.

Las variaciones de U pueden tomarse en cuenta por integración numérica de dQ, calculando el calor transferido sobre longitudes diferenciales de tubería $a'' dL=dA$ y usando un valor promedio de U en dL. Este es un método muy laborioso y lo más recomendable es implementarlo en un programa de computo, sin embargo se requerirían expresiones matemáticas que describen la variación de cada propiedad física del fluido con respecto a la temperatura.

Colburn comprendió la solución del problema suponiendo que U varía linealmente con la temperatura, derivando una expresión de acuerdo con esto para diferencia de temperatura verdadera. La relación de LMTD para U constante y la diferencia de temperatura verdadera variando U se emplean entonces como la base para establecer un coeficiente total que representa el promedio verdadero en lugar del promedio aritmético

Se hacen las siguientes suposiciones:

- La variación de U se da por la expresión $U=a(1+bT)$
- Flujos másicos constantes.
- Calores específicos constantes.

- No existen cambios parciales de fase.
- Las pérdidas de calor con los alrededores son despreciables.

Después de un desarrollo matemático se obtienen las siguientes expresiones:

$$F_c = \frac{\frac{1}{K_c} + \frac{1}{(r-1)}}{1 + \frac{\ln(K_c + 1)}{\ln(r)}} - \frac{1}{K_c} \quad K_c = \frac{U_{cal} - U_{fria}}{U_{fria}} \quad r = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} \quad (1.36, 1.37, 1.38)$$

La temperatura calórica para el fluido caliente es:

$$T_c = T_2 + F_c(T_1 - T_2) \quad (1.39)$$

La temperatura calórica para el fluido frío es:

$$t_c = t_1 + F_c(t_2 - t_1) \quad (1.40)$$

Donde

F_c = Fracción calórica (adimensional).

K_c = Factor calórico (adimensional).

U_{cal} = Coeficiente global evaluado en la terminal caliente

U_{fria} = Coeficiente global evaluado en la terminal fría

T_c = Temperatura calórica del fluido caliente

t_c = Temperatura calórica del fluido frío

Temperatura de la pared del tubo

La temperatura de pared del tubo se puede calcular a partir de las temperaturas calóricas cuando se conocen tanto h_{i0} y h_o .

Es costumbre considerar que el tubo se encuentra a la misma temperatura tanto en su cara externa como en la interna. La temperatura de pared en el tubo se denomina t_w y se calcula de la siguiente manera:

Si el fluido frío viaja en el interior del tubo:

$$t_w = t_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad \text{ó} \quad t_w = T_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad (1.41)$$

Si el fluido caliente viaja en el interior del tubo:

$$t_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad \text{ó} \quad t_w = T_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad (1.42)$$

Diámetro equivalente para fluidos que fluyen en un ánulo

Cuando un fluido fluye por un conducto que tiene una sección diferente a la circular, tal como un ánulo, es conveniente expresar los coeficientes de transferencia de calor y factores de fricción mediante los mismos tipos de ecuación y curvas usadas para tuberías. Para permitir este tipo de representación para la transferencia de calor en ánulos, es ventajoso emplear un diámetro equivalente D_e . El diámetro equivalente es cuatro veces el radio hidráulico, y el radio hidráulico es, a su vez, el radio de un tubo equivalente a la sección del ánulo. El radio hidráulico se obtiene como la razón del área del flujo al perímetro húmedo. Para un fluido que fluye en un ánulo el área del flujo es $(4\pi)(D_i^2 - d_o^2)$ pero los perímetros húmedos para transferencia de calor y caída de presión son diferentes. Para la transferencia de calor el perímetro húmedo es la circunferencia exterior del tubo interior con diámetro D_1 , y para la transferencia de calor en el ánulo.

Para transferencia de calor:

$$D_e = 4r_h \quad (1.43)$$

Donde:

D_e = Diámetro equivalente para transferencia de calor.

r_h = Radio para transferencia de calor.

$$r_h = \frac{\text{Área de flujo}}{\text{Perímetro húmedo para transferencia de calor}} \quad (1.44)$$

$$r_h = \frac{\frac{\pi}{4} * (D_i^2 - d_o^2)}{\pi * d_o} = \frac{D_i^2 - d_o^2}{4 * d_o} \quad (1.45)$$

$$D_e = 4 * \left(\frac{D_i^2 - d_o^2}{4 * d_o} \right) = \frac{D_i^2 - d_o^2}{d_o} \quad (1.46)$$

Donde:

D_i = Diámetro interior del tubo exterior

d_o = Diámetro exterior del tubo interior

Para caída de presión:

$$D'_e = 4r'_h \quad (1.47)$$

Donde:

D'_e = Diámetro equivalente para transferencia de calor.

r'_h = Radio hidráulico para transferencia de calor.

$$r'_h = \frac{\text{Area de flujo}}{\text{Perímetro húmedo para transferencia de calor}} \quad (1.48)$$

$$r'_h = \frac{\frac{\pi}{4} * (D_i^2 - d_o^2)}{\pi(D_i + d_o)} = \frac{D_i^2 - d_o^2}{4 * (D_i + d_o)} \quad (1.49)$$

$$D'_e = 4 * \left(\frac{D_i^2 - d_o^2}{4 * (D_i + d_o)} \right) = \frac{D_i^2 - d_o^2}{(D_i + d_o)} = D_i - d_o \quad (1.50)$$

Caída de presión en tubería y ánulos

La caída de presión es un parámetro extremadamente importante en el diseño de un intercambiador de calor. Pueden imponerse limitaciones ya sea por consideraciones económicas (costo de bombeo) o por limitaciones del proceso - o por ambas. Cualquier limitación en la caída de presión que sea impuesta debe revisarse detalladamente para un diseño económico.

La caída de presión es, claro está, un precio pagado para transferir calor. Por lo tanto, el intercambiador de calor debe ser diseñado de manera que se eviten caídas de presión improductivas al mayor grado posible - pérdidas de entrada/salida y regreso deben minimizarse juntas con las pérdidas del remolino de la corriente por ondulaciones del plato. Por este motivo, debe escogerse un sistema de paso tan bajo como sea posible, consistente con la eficiencia de transferencia de calor

La presión disponible debe emplearse al máximo y su mejor uso consiste en aumentar la velocidad e flujo, lo cual aumenta la turbulencia y el coeficiente de transferencia de calor, lo que a su vez se traduce en un intercambiador de menor tamaño y menor costo.

Muchos usuarios e ingenieros aparentemente seleccionan caídas de presión permisibles basados en estadísticas históricas de 5 a 10 psig sin considerar las caídas de presión reales que el sistema del proceso completo puede tolerar. Es importante usar todas las caídas de presión disponibles para obtener la mayor eficiencia en transferencia de calor al menor costo del intercambiador.

La caída de presión en tuberías puede ser calculada mediante la ecuación de Fanning. Para la caída de presión de fluidos que fluyen por un anulo, se emplea D_e (Diámetro equivalente para caída de presión).

$$\Delta F = \frac{2fG^2L}{g\rho^2D_i} \quad (1.51) \quad \Delta P = \rho\Delta F \quad (1.52)$$

Donde:

ΔF = Caída de presión, ft (columna)

ΔP = Caída de presión lb/ft^2

f = Factor de fricción.

G = Masa velocidad lb/hft^2

L = Longitud total, ft.

g = Aceleración de la gravedad $4.18 * 10^8 ft/h^2$

ρ = Densidad lb/ft^3

d_i = Diámetro ft

Para el flujo turbulento en tubería de acero comercial, el factor de fricción puede ser evaluado a partir de:

$$\Delta F = \frac{0.264}{Re^{0.42}} \quad (1.53)$$

La caída de presión calculada con la ecuación anterior no incluye la caída de presión que ocurre cuando el fluido entra y/o sale de los intercambiadores. Para los interiores de los intercambiadores conectados en serie, la pérdida de presión usualmente es despreciable pero en los ánulos puede ser importante. Ordinariamente se estima la caída de presión por cada horquilla mediante:

$$\Delta F_{ent/horq} = \frac{V^2}{2g} \quad (2.54)$$

Donde:

$\Delta F_{ent/horq}$ = Caída de presión por entrada en el ánulo en una horquilla, ft (Columna)

V = Velocidad del fluido lb/h

g = Aceleración de la gravedad $4.18 * 10^8 ft/h^2$

Capítulo 3 Variaciones en el cálculo de los intercambiadores de doble tubo

3.1 Intercambiadores de doble tubo en arreglo serie-paralelo

Cuando se diseña un sistema de intercambiadores de tubos concéntricos la primera secuencia se calcula considerando un solo banco de intercambiadores con un arreglo en serie para ambas corrientes, es decir, tanto la corriente del tubo interior como la corriente del ánulo deben recorrer el total de horquillas resultante. En muchos casos por ejemplo cuando resulta un número importante de horquillas, las caídas de presión máximas permisibles se sobrepasan en el tubo interior, en el ánulo o en ambas.

Cuando se sobrepasa la caída de presión máxima permisible en el ánulo, sin importar si en el tubo interior se sobrepasa también la presión máxima permisible o no, la única forma de reducir la caída de presión es proponiendo un banco en paralelo de intercambiadores. En dicho arreglo, las corrientes de ambos fluidos se divide entre el número de bancos paralelos (m) y se realiza el procedimiento de cálculo con los nuevos flujos. Con este arreglo se reducen ambas caídas de presión. El número resultante de horquillas con los flujos divididos corresponde a un banco de intercambiadores por lo que el número total de horquillas deberá calcularse como las horquillas resultantes por el número de bancos considerados.

Cuando se sobrepasa la presión máxima permisible solo en el tubo interior, entonces se debe poner un arreglo serie-paralelo. En este arreglo, la corriente que va por el tubo interior se debe dividir entre el número de corrientes paralelas (n) y repetir el procedimiento de cálculo con los nuevos flujos.

3.2 Diferencia verdadera de temperatura.

Cuando se tiene un sistema de intercambiadores de calor de doble tubo en arreglo serie-paralelo, la distribución de temperaturas es diferente a la de un arreglo en serie por lo que la LMTD no aplica como promedio de las diferencias de temperatura, siendo necesaria la evaluación de lo que se denomina diferencia verdadera de temperatura en un arreglo serie paralelo.

$$\Delta T = \gamma(T_1 - t_1) \quad (3.1)$$

Para una corriente caliente en serie (ánulo) y n corrientes frías en paralelo (tubo interior).

$$\gamma = (1 - P') \left\{ \left(\frac{nR'}{R' - 1} \right) \ln \left[\left(\frac{R' - 1}{R'} \right) \left(\frac{1}{P'} \right)^{\frac{1}{n}} + \left(\frac{1}{R'} \right) \right] \right\}^{-1} \quad (3.2)$$

Donde:

$$P' = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (3.3)$$

$$R' = \frac{T_1 - T_2}{m(t_2 - t_1)} \quad (3.4)$$

Para una corriente fría en serie (ánulo) y n corrientes calientes en paralelo (tubo interior).

$$\gamma = (1 - P'') \left\{ \left(\frac{n}{1 - R''} \right) \ln \left[(1 - R'') \left(\frac{1}{P''} \right)^{\frac{1}{n}} + R'' \right] \right\}^{-1} \quad (3.5)$$

Donde:

$$P'' = \frac{T_1 - t_2}{T_1 - t_1} \quad (3.6)$$

$$R'' = \frac{n(T_1 - T_2)}{t_2 - t_1} \quad (3.7)$$

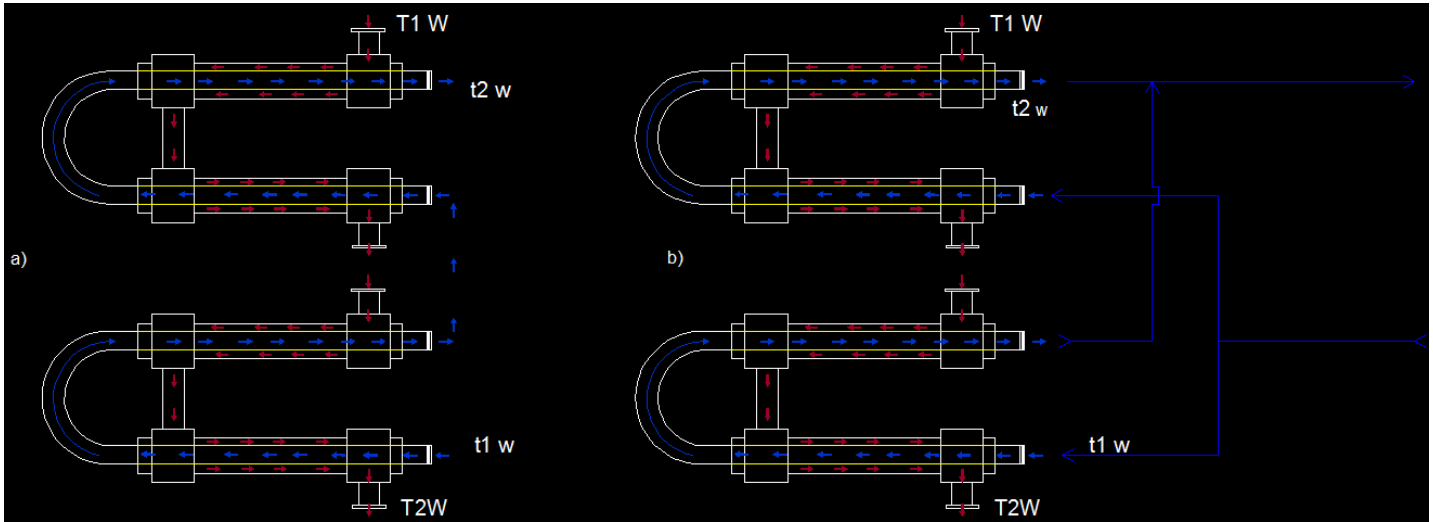


Figura 3.1 Arreglo serie paralelo en intercambiador de doble tubo.

3.3 Correlación empleada en la condensación

El coeficiente de transferencia de calor depende del tipo de superficies sobre la que esta se efectúa, además de propiedades del condensado como: calor latente, conductividad térmica, viscosidad y densidad.

Condensación en tubo horizontal

$$\frac{hD_o}{k} = 0.73 \left(\frac{D_o^3 \rho^2 g \lambda}{k \mu \Delta T} \right)^{1/4} = 0.76 * \left(\frac{D_o^3 \rho^2 g}{k \mu \Gamma} \right)^{1/3} \quad (3.8)$$

Donde

g = Aceleración de la gravedad

ρ = Densidad del condensado

μ = Viscosidad del condensado

k = Conductividad térmica del condensado

D_o = Diámetro exterior del tubo

λ = Calor latente de condensación

$\Delta T = T_v - T_s$

T_v = Temperatura del vapor

T_s = Temperatura de la superficie del tubo

Γ = Masa del condensado por unidad de superficie

$$\Gamma = \frac{W}{\pi d} \quad (3.9)$$

Donde:

W = Masa de condensado por tiempo y tubo

Las propiedades físicas del condensado se obtienen a la temperatura de la película T_f .

$$T_f = T_v - \frac{3}{4}(T_v - T_s) \quad (3.10)$$

3.4 Intercambiadores de doble tubo aletados

Como ya se mencionó anteriormente las aletas son muy útiles en casos como cuando se deben calentar gases o fluidos líquidos muy viscosos sin embargo las aletas no tienen la misma eficiencia que el tubo por lo tanto en esta sección se abordará el tema del cálculo de dicha eficiencia.

Propiedades y coeficientes de las aletas

Entonces la ecuación fundamental para el diseño de estos intercambiadores sería:

$$Q = U_i A_i \Delta T_m \quad (3.11)$$

En donde :

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h f i'} + \frac{1}{h i'}} \quad h i' = \frac{h i' \times h d i'}{h i' + h d i'} \quad (3.12 \text{ } 3.13)$$

$$h f i' = (\Omega A f + A_o) \frac{h f'}{A_i} \quad h f' = \frac{h d o \times h f}{h d o + h f} \quad (3.14 \text{ } ,3.15)$$

En donde:

U_i = Coeficiente total de transferencia de calor basado en el área interna del tubo interno

$A f$ = área de transferencia de calor de las aletas

A_o = Área de tubo sin aletas

A_i = Área interna de transferencia de calor

h_i = Coeficiente interno de transferencia de calor

$h_{di} = \frac{1}{R_{di}}$ R_{di} = Resistencia por suciedad interna

$h_{do} = \frac{1}{R_{do}}$ R_{do} = Resistencia por suciedad externa

h_f = Coeficiente externo de aletas

$h_{f'}$ = Coeficiente de aletas corregido por suciedad

h'_{fi} = Coeficiente de aletas corregido por eficiencia

Los coeficientes de transferencia de calor para tubos aletados se pueden obtener mediante gráficas. Las caídas de presión se obtienen a partir de la misma gráfica.

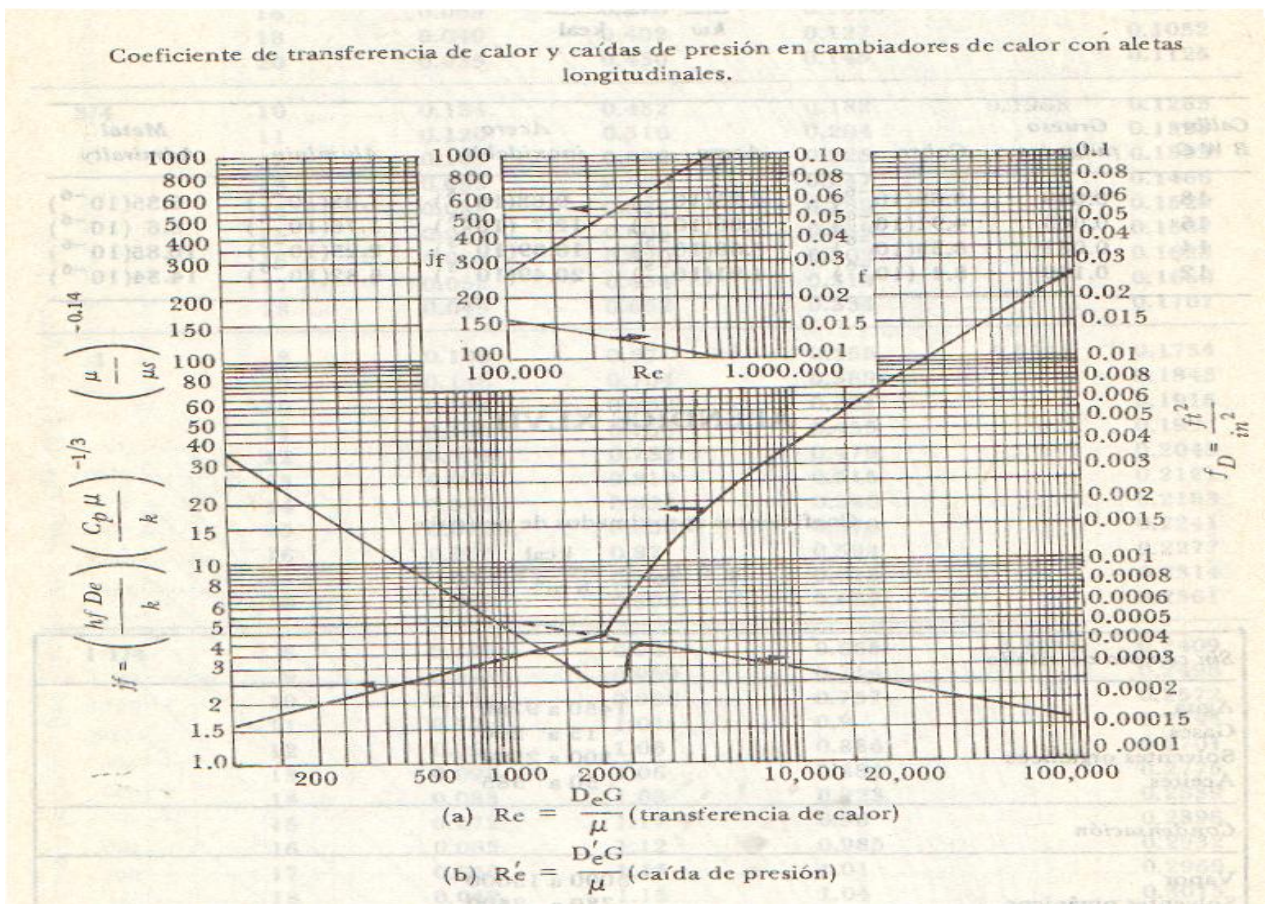


Fig. 3.2.- Coeficientes y factor de fricción para tubos aletados.

En donde De es el diámetro equivalente que en este caso se calcula por:

$$De = \frac{4 * \text{área de flujo}}{\text{Perímetro mojado de transferencia de calor}} \quad (3.16)$$

La superficie de la aleta no está a la misma temperatura que la superficie del tubo, por lo que no transmite el calor con la misma eficacia que el tubo liso, de allí que deba utilizarse una eficiencia de aleta Ω .

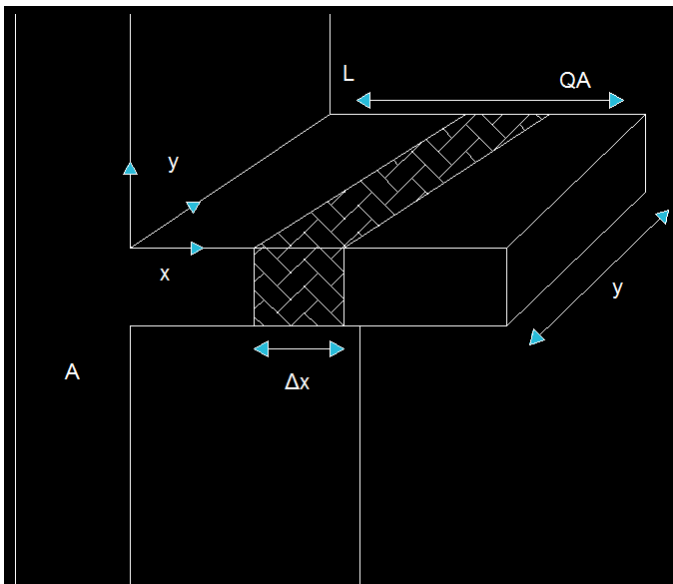


Figura 3.3. Aleta

Si la aleta es delgada y tiene alta conductividad térmica, la distribución de la temperatura en la dirección x es uniforme, siendo la temperatura en la superficie igual a la del centro de la aleta a cualquier x . Un balance de energía aplicado a la sección Δx de la aleta dará, si se desprecia el calor perdido por el extremo de la aleta.

El calor transferido desde la base de la aleta se calcula por:

$$Q_b = \int_0^L h P \theta dx \quad (3.17)$$

Mientras tanto el calor transferido en toda la aleta es :

$$Q = \sqrt{hPkA} \theta_b \tanh BL \quad (3.18)$$

El factor de eficiencia Ω se define como el calor transferido desde la aleta entre el calor transferido si la aleta estuviera a la temperatura uniforme T_b

$$\Omega = \frac{Q_{aleta}}{h P L \theta_b} = \frac{\sqrt{h P k A} \theta_b \tanh BL}{h P L \theta_b} = \frac{\tanh BL}{BL} \quad (3.19)$$

En donde:

$$\sqrt{\frac{h f P}{k A}} \quad (3.20)$$

Ω = Eficiencia de aleta

La Ec. (3.19) se aplica únicamente a la aleta y no a la porción del tubo entre ellas. Para tener el calor total removido por el tubo aleteado, el calor que fluye hacia la aleta con un coeficiente h_f debe ser finalmente combinado con el que fluye al tubo sin aletas considerando el diámetro exterior. Para esto es necesario establecer alguna superficie de referencia a la que el coeficiente en diferentes partes pueda reducirse al mismo flujo de calor. En un intercambiador ordinario h , está referido al diámetro exterior del tubo. Debido a que no existen superficies simples de referencia en la parte exterior de los tubos aleteados, es conveniente usar el diámetro interior del tubo como la superficie de referencia a la que los coeficientes locales se corrigen para el mismo flujo térmico. Por definición, h , es el coeficiente a toda la superficie exterior, ya sea la aleta o el tubo liso.

Naturalmente en la base de las aletas hay mayor flujo térmico que en el tubo liso entre ellas, puesto que el calor que fluye a través de la base de las aletas es mayor por unidad de área de tubo. Puede también esperarse que parte del calor que pasa de las bases de las aletas sea conducido al tubo metálico, de manera que la diferencia de temperatura entre el fluido del ángulo y el tubo liso no sea estrictamente constante. De ordinario no es necesario corregir para este efecto, puesto que el área del tubo liso que está afectada por este aumento de flujo térmico en las bases de las aletas, es ordinariamente pequeña comparada con el área total del tubo liso. Sin embargo, en el diámetro interior del tubo, el calor que fluye tanto de las aletas como en las partes lisas del tubo se supone que ha alcanzado un flujo estable.

Debido a los diferentes tipos de aletas que pueden utilizarse, habitualmente el área de transferencia de calor para estos intercambiadores se calcula a partir del área interna del tubo interno A_i .

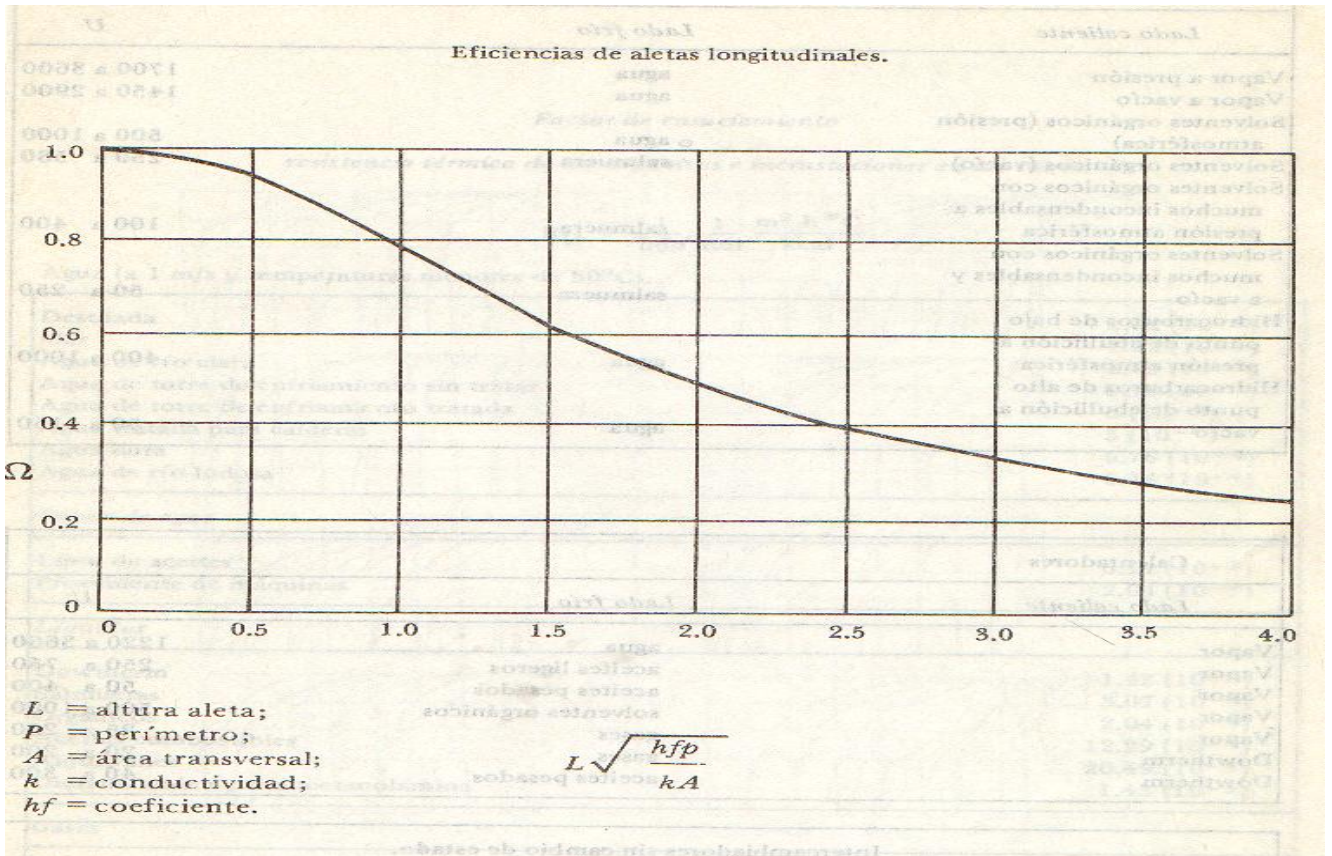


Fig.3.4. Eficiencia de aleta.

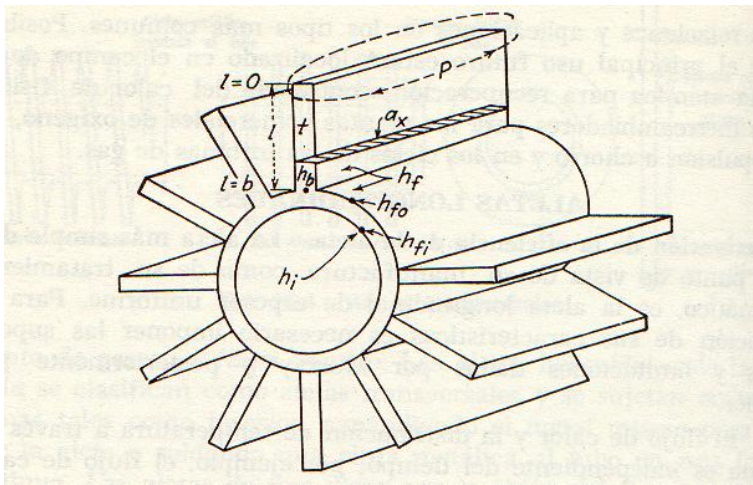


Fig.3.5. Coeficientes y dimensiones de una aleta.

Capítulo 4

4.1 Método de cálculo

1. Comprobar el balance de energía, hemos de conocer las condiciones de procesamiento, caudales, temperaturas, presiones y propiedades físicas de los fluidos.

Fluido Frío:

$w = \underline{\hspace{2cm}}$ kg/h

$t_1 = \underline{\hspace{2cm}}$ °C

$t_2 = \underline{\hspace{2cm}}$ °C

$t_m = \underline{\hspace{2cm}}$ °C

$C_p \text{ a } t_m = \underline{\hspace{2cm}}$ kcal/kg°C

$Q = \underline{\hspace{2cm}}$ kcal/h

Fluido Caliente:

$W = \underline{\hspace{2cm}}$ kg/h

$T_1 = \underline{\hspace{2cm}}$ °C

$T_2 = \underline{\hspace{2cm}}$ °C

$T_m = \underline{\hspace{2cm}}$ °C

$C_p \text{ a } t_m = \underline{\hspace{2cm}}$ kcal/kg°C

Los problemas resolver en el balance de calor pueden ser:

- Se conocen los caudales de las dos corrientes, (Q_1 y Q_2), el calor transferido (q) y las temperaturas de entrada y salida de ambas corrientes (T_1 , T_2 , t_1 , t_2), en este caso solo se comprueban los calores específicos y latentes de ambas corrientes y el calor transferido por ambas.
- Se conocen los caudales de las dos corrientes, (Q_1 y Q_2) y las temperaturas de entrada y salida de una corriente así como la entrada de la otra (T_1 , T_2 , t_1), en este caso solo se calcula el calor cedido en una corriente (q) y se utiliza este para determinar la temperatura de salida de la otra (t_2).
- Se conocen el caudal de una corriente, (Q_1) y las temperaturas de entrada y salida de ambas (T_1 , T_2 , t_1 , t_2), en este caso solo se calcula el calor cedido en una corriente (q) y se utiliza este para determinar el caudal de la otra (Q_2).
- Se conocen los caudales de las dos corrientes, (Q_1 y Q_2) y las temperaturas de entrada de ambas corrientes (T_1 , t_1), en este caso hay que calcular las temperaturas de salida de ambas (T_2 , t_2), y el calor transferido (q). Este cálculo introduce el concepto de

Los valores típicos de Temperatura de Acercamiento son:

Aplicaciones	ΔT (°F)	ΔT (°C)
Unidades criogénicas	5 - 10	3 - 6
Intercambiadores enfriados por agua	15 - 25	8 - 14
Intercambiadores en refinerías	40 - 50	20 - 30
Hornos de convección	75 - 100	40 - 55

Tabla 3.1 Valores típicos de Temperatura de Acercamiento

2. Cálculo de la LMTD

LMTD= _____ °C (Contracorriente)

3. Cálculo de áreas de flujo y diámetros equivalentes

d_i = _____ in = _____ m

d_o = _____ in = _____ m

D_i = _____ in = _____ m

D_e = _____ in = _____ m

D_e' = _____ in = _____ m

Área de flujo en el tubo interior = _____ m² $a_t = (\pi/4) * d_i^2$

Área de flujo en el ánulo = _____ m² $a_a = (\pi/4) * (D_i^2 - d_o^2)$

4. Colocación de flujos en el ánulo y tubo

Fluido en el tubo interior = _____

Fluido en el ánulo = _____

“El fluido con mayor flujo másico se coloca en la sección con más área de flujo”

5. Calculo de Masa Velocidad

Masa velocidad en el tubo (Gt)= _____ kg/sm²

Masa velocidad en el ánulo (Ga)= _____ kg/sm²

$$Gt = \frac{W_{int}}{A_{int}}$$

$$Ga = W_{ánulo} / A_{ánulo}$$

6. Temperaturas Calóricas

Si las viscosidades son menores a 1cP se pueden considerar las temperaturas medias como las temperaturas calóricas, en caso contrario, se deben evaluar los coeficientes globales en la terminal fría y caliente para obtener Kc

6.1 Calculo de U_{caliente}

Propiedades a temperatura de corriente

Fluido A:

Cp= _____ kcal/kg°C

μ= _____ kg/ms

k= _____ kcal/hm°C

Fluido B:

Cp= _____ kcal/kg°C

μ= _____ kg/ms

k= _____ kcal/hm°C

$$r = \frac{Cp * \mu}{k} \quad Re = \frac{di * Gt}{\mu} \quad hi = \frac{.27k}{di} Re^{0.8} * Pr^{\frac{1}{3}} \quad hio = hi * \left(\frac{di}{do}\right)$$

$$Re = \frac{di * Ga}{\mu} \quad ho = \frac{.27k}{di} Re^{0.8} * Pr^{\frac{1}{3}} \quad U_{caliente} = \frac{hio * ho}{hio + ho}$$

Re= _____

Re= _____

Pr= _____

Pr= _____

hi= _____ kcal/hm²°C

ho= _____ kcal/hm²°C

hio= _____ kcal/hm²°C

6.2 Calculo de U_{fria}

Propiedades a temperatura de corriente

Fluido A:

$$Cp = \text{_____ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$\mu = \text{_____ kg/ms}$$

$$k = \text{_____ kcal/hm}^\circ\text{C}$$

Fluido B:

$$Cp = \text{_____ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$\mu = \text{_____ kg/ms}$$

$$k = \text{_____ kcal/hm}^\circ\text{C}$$

$$r = \frac{Cp * \mu}{k} \quad Re = \frac{di * Gt}{\mu} \quad hi = \frac{.27k}{di} Re^{0.8} * Pr^{\frac{1}{3}} \quad hio = hi * \left(\frac{di}{do}\right)$$

$$Re = \frac{di * Ga}{\mu} \quad ho = \frac{.27k}{di} Re^{0.8} * Pr^{\frac{1}{3}} \quad U_{fria} = \frac{hio * ho}{hio + ho}$$

$$Re = \text{_____}$$

$$Re = \text{_____}$$

$$Pr = \text{_____}$$

$$Pr = \text{_____}$$

$$hi = \text{_____ kcal/hm}^2\text{C}$$

$$ho = \text{_____ kcal/hm}^2\text{C}$$

$$hio = \text{_____ kcal/hm}^2\text{C}$$

6.3 Temperaturas calóricas

$$kc = \frac{U_{caliente} - U_{fria}}{U_{fria}} \quad r = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} \quad Fc = \frac{\frac{1}{kc} + \frac{r}{(r-1)}}{1 + \frac{\ln(kc+1)}{\ln(r)}} - \frac{1}{kc}$$

$$Tc = T_2 - Fc(T_1 - T_2)$$

$$tc = t_1 + Fc(t_2 - t_1)$$

kc=_____

Tc=_____ °C

r=_____

tc=_____ °C

Fc=_____

7. Propiedades a las temperaturas calóricas

Fluido A:

Cp=_____ kcal/kg°C

μ=_____ kg/ms

k=_____ kcal/hm°C

Fluido B:

Cp=_____ kcal/kg°C

μ=_____ kg/ms

k=_____ kcal/hm°C

8. Coeficiente de película

Lado de los tubos

Re t=_____

Pr t=_____

hi=_____ kcal/hm²°C

hio=_____ kcal/hm²°C

Lado del ánulo

Re a=_____

Pr a=_____

ho=_____ kcal/hm²°C

9. Correcciones por viscosidad de pared

$$tw = tc + \frac{ho}{hio + ho}$$

tw=_____ °C

Fluido frío a tw :

μ=_____ kg/ms

Fluido caliente a tw:

μ=_____ kg/ms

ϕ Tubo= _____

ϕ Anulo= _____

Coeficientes de película corregidos

h_i = _____ kcal/hm²°C

h_{io} = _____ kcal/hm²°C

10. Coeficiente global de calor

$$U_c = \frac{h_{io} * h_o}{h_{io} + h_o}$$

$$UD = \left(\frac{1}{U_c} + R_d \right)^{-1}$$

U_c = _____ kcal/hm²°C

UD = _____ kcal/hm²°C

11. Área de transferencia de calor requerida

$$A_{requerida} = \frac{Q}{UD * LMTD}$$

$$A_{horquilla} = \pi * d_o * L_{ef} * 2$$

A_{req} = _____ m²

$A_{horquilla}$ = _____ m²

12. Numero de horquillas requeridas

El numero de horquillas se deben ajustar a un numero entero siendo este múltiplo de n (numero de corrientes paralelas en un arreglo serie paralelo) cuando no hay arreglo serie-paralelo n=1

$$N_{horquillas} = \frac{A_{req}}{A_{horq}}$$

N horq=_____

N horq ajustado =_____

13. Área de transferencia de calor instalada

$$A_{instalada} = N_{horquillas} * A_{horquillas}$$

A ins=_____

14. Coeficiente de transferencia de calor final

$$UD_{final} = \frac{Q}{A_{instalada} * \Delta T_{LMTD}}$$

UD=_____ kcal/hm²°C

15. Factor de obstrucción total

$$Rd_{final} = \frac{1}{UD_{final}} - \frac{1}{Uc}$$

Rd=_____

16. Caída de presión en el tubo

$$\Delta F_t = \frac{2fGt^2l_t}{g\rho_t^2di} \quad f = 0.0035 + \frac{0.264}{Re_t^{0.42}} \quad L_t = \frac{L_{ef} * 2 * N_{horquillas}}{h} \quad \Delta P_{tubo} = \Delta F_t \rho$$

f= _____

ΔP_{tubo} = _____ kg/cm²

17. Caída de presión en el ánulo

$$\Delta F_{recto} = \frac{2 * f * Ga * La}{g\rho_t^2De'} \quad f = 0.0035 + \frac{0.264}{R'ea^{0.42}} \quad R'ea = \frac{D'e * Ga}{\mu_a}$$

$$La = L_{ef} * 2 * N_{horq} \quad \Delta Fa_{entrada/horq} = \frac{V^2}{2g} \quad V = \frac{Ga}{\rho}$$

$$\Delta Fa_{entrada} = \Delta Fa_{entrada/horq} * N_{horquillas} \quad \Delta Fa = \Delta F_{recto} + \Delta Fa_{entrada}$$

$$\Delta Pa = \Delta Fa * \rho$$

V= _____ m/s

R'ea= _____

f= _____

ΔF recto= _____ m

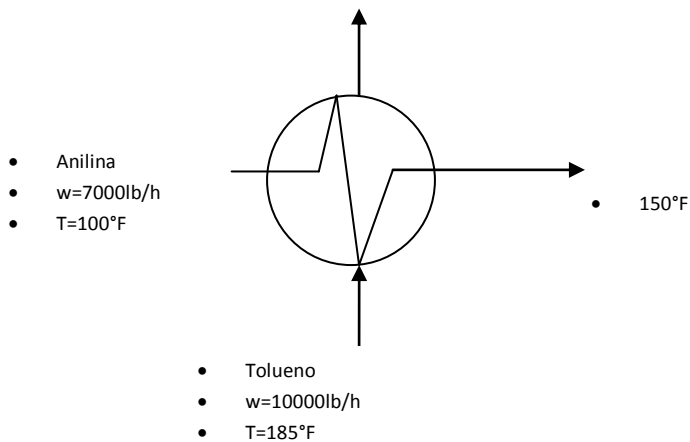
ΔF ent-sal = _____ m

ΔP ánulo = _____ kg/m²

4.2 Ejemplo: Intercambiador de calor de doble tubo

7000lb/h de anilina deben calentarse de 100 a 150°F mediante el enfriamiento de 10000lb/h de tolueno con $T_1=185^\circ\text{F}$ en la horquilla de doble tubo de 2X1'' IPS por 15ft de largo, se permiten caídas de presión de 10lb/in² y se requiere de un factor de obstrucción de .005hft²/BTU.

- Cuántas secciones de horquilla se requieren
- Como deben arreglarse
- Cuál es el factor de obstrucción



- Resolver el balance de calor

Datos		corriente Caliente	Corriente fria
°C	T1	85	37.7778
°C	T2	63.58	65.5556
Kg/h	W	4535.9237	3175.1465
kcal/kg°C	Cp	0.4591	0.5057

$$Q = wCp(t_2 - t_1) \quad Q = 3175.14 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * .5057 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} (65.556^\circ\text{C} - 37.7778^\circ\text{C}) = 44604.7 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

$$T_2 = T_1 - \frac{Q}{wCp} \quad T_2 = 85^\circ\text{C} - \frac{44604.7 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}}{4535.92 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * .459 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}} = 63.58^\circ\text{C}$$

		k J/smK	μ kg/m s	Cp
Tolueno	T1	2.819 E-05	3.30E-04	0.3541
	T2	2.893 E-05	3.80E-04	0.5
Anilina	t1	4.229 E-05	2.90E-03	0.4347
	t2	4.035 E-05	1.49E-03	0.5118

2) LMTD

$$LMTD = \frac{(85 - 65.5) - (63.58 - 37.77)}{\ln \frac{(85 - 65.5)}{(63.58 - 37.77)}} = 22.4750$$

3) Áreas de flujo y diámetros equivalentes

Diámetros	M
di	0.02664
do	0.03340
Di	0.05250

$$De = \frac{0.0525^2 * 0.0334^2}{0.0334} = 0.04912m$$

$$De' = 0.0525 - 0.0334 = 0.0191m$$

$$at = \frac{\pi}{4} * 0.02664^2 = 0.0005575m^2$$

$$aa = \frac{\pi}{4} (0.0525^2 - 0.0334^2) = 0.001288m^2$$

4) Colocación de los flujos

Tubo interior--- Anilina

Ánulo---Tolueno

5) Masa velocidad

$$Gt = \frac{3175.14 \frac{kg}{h}}{.00055758m^2 3600s} = 1581.8014 \frac{kg}{sm^2} \quad Ga = \frac{4535.92 \frac{kg}{h}}{0.0012886m^2 3600s} = 977.7176 \frac{kg}{sm^2}$$

6) Temperaturas calóricas

6.1) Calculo de U_{caliente}

$$Re = \frac{0.02664\text{m} * 1581.8014 \frac{kg}{sm^2}}{0.00149 \frac{kg}{s}} = 28286.219$$

$$Pr = \frac{.5118 \frac{kcal}{kg^{\circ}C} * 1.49x10^{-3} \frac{kg}{ms}}{4.0358x10^{-5} \frac{kcal}{sm^{\circ}C}} = 18.896$$

$$hi = \frac{.0270 * 4.0358x10^{-5} \frac{kcal}{sm^{\circ}C}}{0.02664\text{m}} 28286.219^{0.8} * 18.896^{\frac{1}{3}} * 3600 = 1427.94 \frac{kcal}{hm^2^{\circ}C}$$

$$hio = 1427.94 \frac{kcal}{hm^2^{\circ}C} * \left(\frac{.02664\text{m}}{.03341\text{m}} \right) = 1139.097 \frac{kcal}{hm^2^{\circ}C}$$

$$Re = \frac{0.04912\text{m} * 997.7176 \frac{kg}{sm^2}}{0.00033 \frac{kg}{sm}} = 145545.551$$

$$Pr = \frac{.5118 \frac{kcal}{kg^{\circ}C} * 3.3x10^{-4} \frac{kg}{ms}}{2.8195x10^{-5} \frac{kcal}{sm^{\circ}C}} = 5.3037373$$

$$ho = \frac{.0270 * 2.8195x10^{-5} \frac{kcal}{sm^{\circ}C}}{0.04912\text{m}} 145545.551^{0.8} * 5.3037373^{\frac{1}{3}} * 3600 = 1313.65 \frac{kcal}{hm^2^{\circ}C}$$

$$U_{caliente} = \frac{1139.097 \frac{kcal}{hm^2\text{°C}} * 1313.65 \frac{kcal}{hm^2\text{°C}}}{1139.097 \frac{kcal}{hm^2\text{°C}} + 1313.65 \frac{kcal}{hm^2\text{°C}}} = 610 \frac{kcal}{hm^2\text{°C}}$$

6.2) Calculo de $U_{fría}$

$$Re = \frac{0.02664m * 1581.8014 \frac{kg}{sm^2}}{0.0029 \frac{kg}{sm}} = 14533.2645$$

$$Pr = \frac{.5 \frac{kcal}{kg\text{°C}} * 0.0029 \frac{kg}{ms}}{4.229x10^{-5} \frac{kcal}{sm\text{°C}}} = 34.2586$$

$$hi = \frac{.0270 * .4.229x10^{-5} \frac{kcal}{sm\text{°C}}}{0.02664m} 14533.2645^{0.8} * 34.2586^{\frac{1}{3}} * 3600 = 1071.0638 \frac{kcal}{hm^2\text{°C}}$$

$$hio = 1071.0638 \frac{kcal}{hm^2\text{°C}} * \left(\frac{.02664m}{.03341m} \right) = 854.407 \frac{kcal}{hm^2\text{°C}}$$

$$Re = \frac{0.04912m * 997.7176 \frac{kg}{sm^2}}{0.00038 \frac{kg}{s}} = 126394.8203$$

$$Pr = \frac{.434 \frac{kcal}{kg\text{°C}} * 3.8x10^{-4} \frac{kg}{ms}}{2.8936x10^{-5} \frac{kcal}{sm\text{°C}}} = 5.7098$$

$$ho = \frac{.0270 * 2.8936x10^{-5} \frac{kcal}{sm\text{°C}}}{0.04912m} 126394.8203^{0.8} * 5.7098^{\frac{1}{3}} * 3600 = 1234.26 \frac{kcal}{hm^2\text{°C}}$$

$$U_{fria} = \frac{854.407 \frac{kcal}{hm^2\text{°C}} * 1234.26 \frac{kcal}{hm^2\text{°C}}}{854.407 \frac{kcal}{hm^2\text{°C}} + 1234.26 \frac{kcal}{hm^2\text{°C}}} = 504.89 \frac{kcal}{hm^2\text{°C}}$$

6.3) Temperaturas calóricas

$$Kc = \frac{610 - 504.89}{504.89} = 0.2083$$

$$r = \frac{63.58 - 37.77}{85 - 65.55} = 1.32712$$

$$Fc = \frac{\frac{1}{0.2083} + \frac{1.32712}{1.32712 - 1}}{1 + \frac{\ln(0.2083 + 1)}{\ln 1.32712}} = .50779$$

$$Tc = 63.58 + .50779 * (85 - 63.58) = 74.45\text{°C}$$

$$tc = 37.77 + .50779 * (65.55 - 37.77) = 51.88\text{°C}$$

7) Propiedades de Temperaturas calóricas

	Anilina	Tolueno		Anilina	tolueno
Cp a Tc	0.51574	0.44391	Cp a tc	0.5058	0.4254
μ a Tc	0.00386	0.00035	μ a tc	0.002	0.00042
k a Tc	4.01E-5	2.877E-5	k a tc	4.051E-5	2.9973E-5

8) Coeficiente de película

$$Ret = \frac{0.02664m * 1581.8014 \frac{kg}{sm^2}}{0.002 \frac{kg}{sm}} = 2173.2336$$

$$Prt = \frac{.5058 \frac{kcal}{kg\text{°C}} * .002 \frac{kg}{ms}}{4.0516 \times 10^{-5} \frac{kcal}{sm\text{°C}}} = 24.2969$$

$$h_i = \frac{.027 * 4.0516 \times 10^{-5} \frac{\text{kcal}}{\text{sm}^\circ\text{C}}}{0.02664 \text{m}} 2173.2336^{0.8} * 24.2969^{\frac{1}{3}} * 3600 = 1243.005 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{C}}$$

$$h_{io} = 1243.005 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{C}} * \left(\frac{.02664 \text{m}}{.03341 \text{m}} \right) = 991.568 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{C}}$$

$$Re_a = \frac{0.04912 \text{m} * 997.7176 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}}{0.00035 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = 137228.662$$

$$Pr_a = \frac{.4439 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} * .00035 \frac{\text{kg}}{\text{ms}}}{2.8774 \times 10^{-5} \frac{\text{kcal}}{\text{sm}^\circ\text{C}}} = 5.3995$$

$$h_o = \frac{.270 * 2.8774 \times 10^{-5} \frac{\text{kcal}}{\text{sm}^\circ\text{C}}}{0.04912 \text{m}} 137228.662^{0.8} * 5.3995^{\frac{1}{3}} * 3600 = 1286.634 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{C}}$$

9) Correcciones por viscosidad

$$t_w = 51.88^\circ\text{C} + \left(\frac{1286.634 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{C}}}{1286.634 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{C}} + 991.568 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{C}}} \right) * (74.45^\circ\text{C} - 51.88^\circ\text{C})$$

$$t_w = 64.63^\circ\text{C}$$

$$\mu_{\text{fluido frio a } t_w} = 0.0015$$

$$\mu_{\text{fluido cal a } t_w} = 0.00036$$

$$\varphi_{\text{tubo}} = \left(\frac{0.002 \text{kg/m s}}{0.0015 \text{kg/m s}} \right)^{.14} = 1.04109$$

$$\varphi_{\text{ánulo}} = \left(\frac{0.0035 \text{kg/m s}}{0.00036 \text{kg/m s}} \right)^{.14} = 0.99606$$

$$h_{io_{corr}} = 991.568 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}} * 1.04109 = 1032.319 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}}$$

$$h_{o_{corr}} = 1286.634 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}} * 0.99606 = 1281.569 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}}$$

10) Coeficiente global

$$U_c = \frac{1032.319 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}} * 1281.569 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}}}{1032.319 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}} + 1281.569 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}}} = 571.75 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}}$$

$$UD = \left(\frac{1}{571.75 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}}} + 1.02 * 10^{-3} \right)^{-1} = 360.628 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}}$$

11) Área de transferencia requerida

$$A_{req} = \frac{44604.7 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}}{360.628 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}} * 22.475\text{°C}} = 5.5032\text{m}^2$$

$$A_{horq} = \pi * 0.033402\text{m} * 2 * 4.572013 = 0.9595\text{m}^2$$

12) Numero de horquillas

$$N_{horq} = \frac{5.5032\text{m}^2}{.9595\text{m}^2} = 5.7355$$

$$N_{horq \text{ ajustado}} = 6$$

13) Área de transferencia instalada

$$A = 0.9595 * 6 = 5.757\text{m}^2$$

14) UD final

$$UD_{final} = \frac{44604.7 \frac{kcal}{h}}{5.757m^2 * 22.47^\circ C} = 344.73 \frac{kcal}{hm^2^\circ C}$$

15) Factor de obstrucción

$$Rd = \left(\frac{1}{344.73 \frac{kcal}{hm^2^\circ C}} \right) - \left(\frac{1}{571.75 \frac{kcal}{hm^2^\circ C}} \right) = 0.001151 \frac{hm^2^\circ C}{kcal}$$

16) Caída de presión en el tubo

$$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$\rho = 1027.9 \frac{m}{s^2}$$

$$f = .0035 * \left(\frac{0.264}{21073.233^{.42}} \right) = 0.007533$$

$$Lt = 4.572m * 2 * 6 = 54.8641m$$

$$\Delta Ft = \frac{2 * 0.007533 * 1581.8014 \frac{kg}{sm^2} * 54.8641m}{9.81m/s^2 * 1027.905 kg/m^3 * 0.02664m} = 7.4729m$$

$$\Delta Pt = 7.4729m * 1027.905^2 \frac{kg}{m^3} = 7681.4864 \frac{kg}{m^2} = 10.93psi$$

17) Caída de presión en el ánulo

$$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$\rho = 869.48 \frac{m}{s^2}$$

$$Re = \frac{0.0191m * 977.71 \frac{kg}{m^2s}}{0.0035 \frac{kg}{ms}} = 53357.4849$$

$$fa = 0.0035 + \frac{0.264}{53357.4849^{.42}} = 0.0623$$

$$La = 4.572m * 2 * 6 = 54.8641m$$

$$\Delta F_{recto} = \frac{2 * 0.00623 * 977.71 \frac{kg}{m^2 s} * 54.8641m}{9.81m/s^2 * 869.4822 kg/m^3 * 0.0191m} = 4.603m$$

$$V = \frac{977.71 \frac{kg}{m^2 s}}{869.4822 kg/m^3} = 1.12448 \frac{m}{s}$$

$$\Delta F_{ent} = \frac{1.12448 \frac{m}{s}}{2 * 9.81 m/s^2} = 0.06431m$$

$$\Delta F_{ent} = 0.06431m * 6 = 0.3858m$$

$$\Delta F_a = 4.603m + 0.3858m = 4.9892m$$

$$\Delta P_a = 4.9892m * 869.4822 \frac{kg}{m^3} = 4338.101 \frac{kg}{m^2} = 6.17psi$$

4.3 Ejemplo: Intercambiador de calor de doble tubo en Arreglo Serie-Paralelo

1) Resolver el balance de calor

Datos		corriente Caliente	Corriente fría
°C	T1	85	37.7778
°C	T2	63.58	65.5556
Kg/h	W	4535.9237	3175.1465
kcal/kg°C	Cp	0.4591	0.5057

$$Q = 44604 \frac{kcal}{h}$$

$$T2 = 63.58°C$$

$$n = 2 \quad w_{tubo} = 793.7856kg/h$$

2) Calculo de ΔT verdadero

$$P' = \frac{63.59^{\circ}\text{C} - 37.77^{\circ}\text{C}}{85^{\circ}\text{C} - 37.77^{\circ}\text{C}} = .546464 \quad R' = \frac{85^{\circ}\text{C} - 63.59^{\circ}\text{C}}{2 * (65.55^{\circ}\text{C} - 37.77^{\circ}\text{C})} = .3855$$

$$\gamma = (1 - .546464) * \left\{ \left(\frac{2 * .3855}{.3855 - 1} \right) * \ln \left[\left(\frac{.3855 - 1}{.3855} \right) \left(\frac{1}{.546464} \right)^{1/n} \left(\frac{1}{.3855} \right) \right] \right\}^{-1} = 0.437506$$

$$\Delta T = 0.4375 * (85 - 37.77) = 20.66$$

3) Áreas de flujo y diámetros equivalentes

Diámetros	M
di	0.02664
do	0.03340
Di	0.05250
De	0.04912m^2
De'	0.0191m^2
at	0.0005575m^2
aa	0.001288m^2

4) Colocación de los flujos

Tubo interior--- Anilina

Ánulo---Tolueno

5) Masa velocidad

$$Gt = \frac{.0440992\text{kg/s}}{.00055758\text{m}^2} = 790.9007 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2} \quad Ga = \frac{1.259978\text{kg/s}}{0.0012886\text{m}^2} = 977.7176 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$

6) Temperaturas calóricas

6.1) Calculo de U_{caliente}

$$Re = \frac{0.02664\text{m} * 790 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}}{0.00149 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = 14143.109$$

$$Pr = \frac{.5118 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} * 1.49 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}}{4.0358 \times 10^{-5} \frac{\text{kcal}}{\text{sm}^\circ\text{C}}} = 18.896$$

$$hi = \frac{.0270 * 4.0358 \times 10^{-5} \frac{\text{kcal}}{\text{sm}^\circ\text{C}}}{0.02664\text{m}} 14143.109^{0.8} * 18.896^{\frac{1}{3}} * 3600 = 820.13 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}$$

$$hio = 820.13 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}} * \left(\frac{0.02664\text{m}}{.03341\text{m}} \right) = 654.23 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}$$

$$Re = \frac{0.04912\text{m} * 997.7176 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}}{0.00033 \frac{\text{kg}}{\text{sm}}} = 145545.551$$

$$Pr = \frac{.5118 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} * 3.3 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}}{2.8195 \times 10^{-5} \frac{\text{kcal}}{\text{sm}^\circ\text{C}}} = 5.3037373$$

$$ho = \frac{.0270 * 2.8195 \times 10^{-5} \frac{\text{kcal}}{\text{sm}^\circ\text{C}}}{0.04912\text{m}} 145545.551^{0.8} * 5.3037373^{\frac{1}{3}} * 3600 = 1313.65 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}$$

$$U_{caliente} = \frac{654.23 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}} * 1313.65 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}}{654.23 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}} + 1313.65 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}} = 436.7329 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}$$

6.2) Calculo de U fría

$$Re = \frac{0.02664\text{m} * 790.9007 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}}{0.0029 \frac{\text{kg}}{\text{sm}}} = 7266.6322$$

$$Pr = \frac{.5 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} * 0.0029 \frac{\text{kg}}{\text{ms}}}{4.22939 * 10^{-5} \frac{\text{kcal}}{\text{sm}^\circ\text{C}}} = 34.2586$$

$$hi = \frac{.0270 * .4229 * 10^{-5} \frac{\text{kcal}}{\text{sm}^\circ\text{C}}}{0.02664\text{m}} 7266.6322^{0.8} * 34.2586^{\frac{1}{3}} * 3600 = 615.16 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}$$

$$hio = 615.16 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}} * \left(\frac{0.02664\text{m}}{.03341\text{m}} \right) = 490.72 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}$$

$$Re = \frac{0.04912\text{m} * 997.7176 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}}{0.00038 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = 126394.8203$$

$$Pr = \frac{0.4347 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} * 3.8 * 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}}{2.8936 * 10^{-5} \frac{\text{kcal}}{\text{sm}^\circ\text{C}}} = 5.7098$$

$$ho = \frac{.0270 * 2.8936 * 10^{-5} \frac{\text{kcal}}{\text{sm}^\circ\text{C}}}{0.04912\text{m}} 126394.8203^{0.8} * 5.7098^{\frac{1}{3}} * 3600 = 1234.26 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}$$

$$U_{fria} = \frac{490.72 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}} * 1234.26 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}}{490.72 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}} + 1234.26 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}} = 351.1248 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}$$

6.3) Temperaturas calóricas

$$Kc = \frac{436.7329 - 351.1248}{351.1248} = 0.243$$

$$r = \frac{63.58 - 37.77}{85 - 65.55} = 1.32712$$

$$F_c = \frac{1}{0.243} + \frac{1.32712}{1.32712 - 1} = .5054$$

$$1 + \frac{\ln(0.243 + 1)}{\ln 1.32712}$$

$$T_c = 63.58 + .5054 * (85 - 63.58) = 74.41^\circ\text{C}$$

$$t_c = 37.77 + .5054 * (65.55 - 37.77) = 51.81^\circ\text{C}$$

7) Propiedades de Temperaturas calóricas

	Anilina	Tolueno		Anilina	tolueno
Cp a Tc	0.51574	0.44391	Cp a tc	0.5058	0.4254
μ a Tc	0.00386	0.00035	μ a tc	0.002	0.00042
k a Tc	4.01E-5	2.877E-5	k a tc	4.051E-5	2.9973E-5

8) Coeficiente de película

$$Ret = \frac{0.02664\text{m} * 790.9007 \frac{kg}{sm^2}}{0.002 \frac{kg}{sm}} = 10536.6168$$

$$Prt = \frac{.5 \frac{kcal}{kg^\circ C} * 0.002 \frac{kg}{ms}}{4.0516 * 10^{-5} \frac{kcal}{sm^\circ C}} = 24.969$$

$$hi = \frac{.027 * 4.0516 * 10^{-5} \frac{kcal}{sm^\circ C}}{0.02664\text{m}} 10536.6168^{0.8} * 24.969^{\frac{1}{3}} * 3600 = 713.918 \frac{kcal}{hm^2^\circ C}$$

$$hio = 713.918 \frac{kcal}{hm^2^\circ C} * \left(\frac{.02664\text{m}}{.03341\text{m}} \right) = 569.506 \frac{kcal}{hm^2^\circ C}$$

$$Rea = \frac{0.04912\text{m} * 997.7176 \frac{kg}{sm^2}}{0.00035 \frac{kg}{s}} = 137228.662$$

$$Pra = \frac{.4439 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} * .00035 \frac{\text{kg}}{\text{m s}}}{2.8774 \times 10^{-5} \frac{\text{kcal}}{\text{sm}^\circ\text{C}}} = 5.3995$$

$$ho = \frac{.270 * 2.8774 \times 10^{-5} \frac{\text{kcal}}{\text{sm}^\circ\text{C}}}{0.04912 \text{m}} 137228.662^{0.8} * 5.3995^{\frac{1}{3}} * 3600 = 1286.634 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}$$

9) Correcciones por viscosidad

$$tw = 51.81^\circ\text{C} + \left(\frac{1286.634 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}}{1286.634 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}} + 569.5 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}} \right) * (74.41^\circ\text{C} - 51.81^\circ\text{C})$$

$$tw = 67.47^\circ\text{C}$$

$$\mu_{\text{fluido frio a tw}} = 0.0015$$

$$\mu_{\text{fluido cal a tw}} = 0.00036$$

$$\Phi_{\text{tubo}} = \left(\frac{0.002 \text{kg/m s}}{0.0015 \text{kg/m s}} \right)^{.14} = 1.04109$$

$$\Phi_{\text{ánulo}} = \left(\frac{0.0035 \text{kg/m s}}{0.00036 \text{kg/m s}} \right)^{.14} = 0.99606$$

$$hio_{\text{corr}} = 569.506 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}} * 1.04109 = 592.911 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}$$

$$ho_{\text{corr}} = 1286.634 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}} * 0.99606 = 1281.569 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}$$

10) Coeficiente global

$$Uc = \frac{592.911 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}} * 1281.569 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}}{592.911 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}} + 1281.569 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}} = 405.369 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}$$

$$UD = \left(\frac{1}{405.369 \frac{kcal}{hm^2 \cdot C}} + 1.02 * 10^{-3} \right)^{-1} = 286.464 \frac{kcal}{hm^2 \cdot C}$$

11) Área de transferencia requerida

$$A_{req} = \frac{44604 \frac{kcal}{h}}{286.464 \frac{kcal}{hm^2 \cdot C} * 20.66 \cdot C} = 7.53667 m^2$$

$$A_{horq} = \pi * 0.033402 m * 2 * 4.572013 = 0.9595 m^2$$

12) Numero de horquillas

$$N_{horq} = \frac{7.53667 m^2}{.9595 m^2} = 7,85474$$

$$N_{horq \text{ ajustado}} = 8$$

13) Área de transferencia instalada

$$A = 0.9595 * 8 = 7.676 m^2$$

14) UD final

$$UD_{final} = \frac{44604 \frac{kcal}{h}}{7.676 m^2 * 20.66 \cdot C} = 281.211 \frac{kcal}{sm^2 \cdot C}$$

15) Factor de obstrucción

$$Rd = \left(\frac{1}{81.211 \frac{kcal}{sm^2 \cdot C}} \right) - \left(\frac{1}{405.369 \frac{kcal}{hm^2 \cdot C}} \right) = 0.001089$$

16) Caída de presión en el tubo

$$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$\rho = 1027.905 \frac{kg}{m^3}$$

$$f = .0035 * \left(\frac{0.264}{10536.6168^{.42}} \right) = 0.0088959$$

$$L_t = \frac{4.572m * 2 * 8}{2} = 36.5761m$$

$$\Delta F_t = \frac{2 * 0.0088959 * 790.9007 \frac{kg}{m^2} * 36.5761m}{9.81m/s^2 * 1027.905 \frac{kg}{m^3} * 0.02664m} = 1.470811m$$

$$\Delta P_t = 1.47081m * 1027.905^2 \frac{kg}{m^3} = 1511.8708 \frac{kg}{m^2} = 2.1503psi$$

17) Caída de presión en el ánulo

$$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$\rho = 869.48 \frac{kg}{m^3}$$

$$Re = \frac{0.0191m * 977.71 \frac{kg}{m^2s}}{0.0035 \frac{kg}{ms}} = 53357.4849$$

$$f_a = 0.0035 + \frac{0.264}{53357.4849^{.42}} = 0.0623$$

$$L_a = 4.572m * 2 * 8 = 73.1522m$$

$$\Delta F_{recto} = \frac{2 * 0.0623 * 977.71 \frac{kg}{m^2s} * 73.1522m}{9.81m/s^2 * 869.4822 \frac{kg}{m^3} * 0.0191m} = 6.1379m$$

$$V = \frac{977.71 \frac{kg}{m^2s}}{869.4822 \frac{kg}{m^3}} = 1.12448 \frac{m}{s}$$

$$\Delta F_{\text{horq}} = \frac{1.12448 \frac{m}{s}}{2 * 9.81m/s^2} = 0.06431m$$

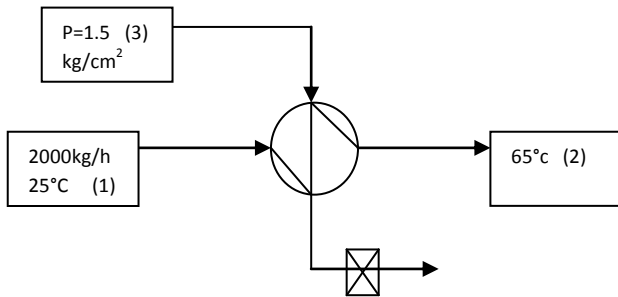
$$\Delta F_{ent} = 0.06431m * 8 = 0.51449m$$

$$\Delta F_a = 6.1379m + 0.51449m = 6.65239m$$

$$\Delta P_a = 6.65239m * 869.4822 \frac{kg}{m^3} = 5784.1356 \frac{kg}{m^2} = 8.2377psi$$

4.4 Ejemplo: Intercambiador de calor de doble tubo con cambio de fase

Diseñe un intercambiador de calor de doble tubo destinado a calentar 2000 kg/h de tolueno desde 25°C hasta 65°C mediante vapor de agua saturado de 1.5 kg/cm² manométricos. El cambiador de calor se instala en la Ciudad del Carmen Campeche.



Datos:

$$C_p = 0.43 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$\mu = 0.43 \text{ cps}$$

$$Pr = 6.89$$

$$k = 0.11 \text{ kcal/hm}^\circ\text{C}$$

$$Q = 2000 \frac{kg}{h} * \frac{.43 \text{ kcal}}{kg} ^\circ\text{C} * (65^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}) = 34400 \text{ kcal/h}$$

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{manometrica} = 1.033 \frac{kg}{cm^2} + 1.5 \frac{kg}{cm^2} = 2.533 \frac{kg}{cm^2}$$

T Sat °C	P sat kg/cm ²	Hl Kcal/kg	Hv Kcal/kg
120	2.0245	120.3	646
130	2.7544	130.4	649.3
140	3.685	140.6	652.5

$$T_3 = T_4 = 120 + \frac{130 - 120}{2.7544 - 2.0245} * (2.533 - 2.0245) = 126.966^\circ\text{C}$$

La condensación ocurre a la misma temperatura.

$$t_1 = t_2$$

$$H_3 = 646 + \frac{649 - 646}{2.7544 - 2.0245} * (2.533 - 2.0245) = 648.5 \text{ Kcal/kg}$$

$$H_4 = 120.3 + \frac{130.4 - 120.3}{2.7544 - 2.0245} * (2.533 - 2.0245) = 127.336 \text{ Kcal/kg}$$

$$w = \frac{34400 \text{ kcal/h}}{648.5 - 127.336} = 66 \text{ kg/h}$$

$$LMTD = \frac{(127 - 25) - (127 - 65)}{\ln(127 - 25)/(127 - 65)} = 80.35$$

Ánulo — Tolueno

Tubo — Vapor

$$R_{do} = 0.000204$$

$$R_{di} = 0.0000614$$

Velocidad recomendada para líquidos: .5-1.5m/s

Velocidad recomendada para gases: 15-30m/s

$$\rho = \frac{P * PM}{RT} = \frac{2.53 * 18}{1.033 * .083 * (127 + 273.15)} = 1.33 \text{ kg/m}^3$$

$$Ca = 66 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \left(\frac{1\text{h}}{3600\text{s}}\right) * \left(\frac{1\text{m}}{1.3\text{kg}}\right) = 1.037 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Af = \frac{Ca}{v} = \frac{0.0137 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{15 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 9.12 * 10^{-4} \text{m}^2$$

$$di = \sqrt{\frac{9.12 * 10^{-4} * 4}{\pi}} = .034\text{m} = 1.34''$$

$$\text{Tubo} = 1\frac{1}{2}'' \text{ Ced } 80$$

$$di = 0.0381\text{m}$$

$$d_o = 0.0482m$$

$$x = 0.05m$$

$$D_w = \frac{d_o - d_i}{\ln \frac{d_o}{d_i}} = \frac{0.0481 - 0.0381}{\ln 0.0481/0.0381} = 0.043m$$

$$k_{acero} = \frac{33Kcal}{hm^{\circ}C}$$

$$\text{Masa de Tolueno} = 2000 \text{ kg/h} = .557 \text{ kg/s}$$

$$\rho = 886 \text{ kg/m}^3$$

$$C_a = 2000 \frac{kg}{h} * \left(\frac{1h}{3600s} \right) * \left(\frac{m^3}{886 \frac{kg}{m^3}} \right) = 6.4 * 10^{-4} m^3/s$$

$$A_f = \frac{C_a}{v} = \frac{6.4 * 10^{-4} \frac{m^3}{s}}{1 \frac{m}{s}} = 6.6 * 10^{-4} m^2$$

$$D_i = \sqrt{\frac{6.6 * 10^{-4} m^2 * 4}{\pi} + 0.0482^2} = .0562 m = 2.21"$$

$$D_i = 2.067" = 0.0525m$$

$$D_o = 2.375" = 0.0603m$$

$$x = .0039m$$

$$A_f = \frac{\pi}{4} * (0.0525^2 - 0.0482^2) = 3.4 * 10^{-4} m^2$$

$$u_{real} = \frac{6.4 * 10^{-4} m^3/s}{3.4 * 10^{-4} m^2} = 1.88 m/s$$

$$D_i = 2.469" = 0.0627m$$

$$D_o = 2.875" = 0.073m$$

$$x = .203" = .00515$$

$$Af = \frac{\pi}{4} * (0.0627^2 - 0.0482^2) = 1.262 * 10^{-3} m^2$$

$$U_{real} = \frac{6.4 * 10^{-4} m^3/s}{1.262 * 10^{-3} m^2} = 0.5067 m/s$$

$$hi_{vap} = 5000 \frac{kcal}{hm^{\circ}C}$$

$ho_{tolueno}$

$$\rho = 886 kg/m^3$$

$$Cp = 0.43 kcal/kg^{\circ}C$$

$$\mu = 0.49 cps$$

$$Pr = 6.89$$

$$k = 0.11 kcal/hm^{\circ}C$$

$$\frac{hD_1}{k} = 0.31 \left(\frac{D_1 \rho v}{\mu} \right)^.8 Pr^{.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^.14 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^.15$$

$$\frac{D_1}{D_1} = \frac{.0627}{.0482} = 1.3$$

$$Re = \frac{.0627 m * .5067 \frac{m}{s} * 886 \frac{kg}{m^3}}{.49 * 10^{-3} kg/ms} = 65461$$

$$Nu = .031 * (65461)^.8 (6.89)^.33 \left(\frac{.49}{.2} \right)^.14 \left(\frac{.0627}{.0482} \right)^.15 = 492.66$$

$$Nu = \frac{h_o D_1}{k} \quad h_o = \frac{Nu * k}{D_1} = \frac{492.66 * .11 \frac{kcal}{hm^{\circ}C}}{.0482 m} = 1123.88 \frac{kcal}{hm^2^{\circ}C}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + Rdo + \frac{xDo}{k * Dw} + \frac{Do}{Dw} * Rdi + \frac{Do}{Diho}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{1123.88 \frac{kcal}{hm^2^{\circ}C}} + 2.04 * 10^{-4} + \frac{.005 * .0482}{33 * .043} + \frac{.0482}{.043} * 6.14 * 10^{-4} + \frac{.0482}{.0381 * 5000}}$$

$$U_o = 453.539$$

$$A_o = \frac{34400 \frac{kcal}{h}}{453.539 * 80.35} = .943 m^2$$

$$l = \frac{A_i}{\pi * Di} = \frac{.943m^2}{\pi * .0381m} = 7.87m$$

4 horquillas 2 metros

Caídas de presión

$$\frac{L}{D} = 175 + \left(\frac{225-175}{3-1.5} \right) (2.53 - 1.5) = 209.33$$

P absoluta en atm	5	3	1.5
l/d maxima	275	225	175

⊙ La relación límite entre la longitud del serpentín y el diámetro L/D es función de la presión de vapor.

$$L = 209.33 * .0381 = 8m$$

$$Ca = 6.4 * 10^{-4} m^3/s \quad v = .5067m/s$$

$$A = \frac{6.4 * 10^{-4} m^3/s}{.5067 m/s} = 0.00126m^2$$

$$De = D2 - D1 = .0627 - .0482 = .0145m = .57"$$

$$Re = \frac{.5067 * .0145 * 886}{.49 * 10^{-3}} = 13284.846$$

$$de\ tablas \ \frac{E}{D} = .0015ft * \frac{12}{2} = .09 \quad f_D = .08$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = .08 * \frac{.5067^2 * 8}{2 * .0145} = 5.666J/kg$$

$$\frac{\Delta P}{\rho_{ent/sal}} = \frac{4 * n * v^2}{2} = \frac{4 * 4 * .5067^2}{2} = 2.5395J/kg$$

$$\Delta P = (5.666 + 2.5395)867 = 6693 Pa = .068kg/cm^2$$

El coeficiente hi también se puede calcular:

$$\text{Suponiendo } hi = 5000 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C}$$

$$T_s = \frac{(hoTm) + (hiTm)}{ho + hi} = \frac{\left(1123.88 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C} * 45^\circ C \right) + \left(5000 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C} * 127^\circ C \right)}{1123.88 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C} + 5000 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C}} = 111.95^\circ C$$

$$T_w = T_v - \frac{3}{4} * (T_v - T_s) = 127 - \frac{3}{4} * (127 - 111.95) = 115.71^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 127 - 111.95 = 15.0489^\circ\text{C}$$

$$\mu = 0.000228 \text{ kg/ms}$$

$$k = 0.5875 \text{ kcal/hm}^\circ\text{C}$$

$$\rho = 947 \text{ kg/m}^3$$

$$\frac{hDo}{k} = 0.73 \left(\frac{Do^3 \rho^2 g \lambda}{k \mu \Delta T} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$\frac{hDo}{k} = 0.73 * \left(\frac{0.0482^3 * 947 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 521 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} * 3600}{0.5857 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^\circ\text{C}} * 2.48 * 10^{-4} * 15.0489^\circ\text{C}} \right) = 699.5781$$

$$h_i = \frac{699.5781 * 0.5857 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^\circ\text{C}}}{0.0482} = 8527.015 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}$$

$$\text{Última iteración } h_i = 9988 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}$$

$$T_s = \frac{(h_o T_m) + (h_i T_m)}{h_o + h_i} = \frac{\left(1123.88 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}} * 45^\circ\text{C} \right) + \left(9988 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}} * 127^\circ\text{C} \right)}{1123.88 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}} + 9988 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2^\circ\text{C}}} = 118.7^\circ\text{C}$$

$$T_w = T_v - \frac{3}{4} * (T_v - T_s) = 127 - \frac{3}{4} * (127 - 118.76) = 120.77^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 127 - 118.7 = 8.293^\circ\text{C}$$

Propiedades a T_w

$$\mu = 0.000237 \text{ kg/ms}$$

$$k = 0.5875 \text{ kcal/hm}^\circ\text{C}$$

$$\rho = 943 \text{ kg/m}^3$$

$$\frac{hDo}{k} = 0.73 \left(\frac{Do^3 \rho^2 g \lambda}{k \mu \Delta T} \right)^{\frac{1}{4}}$$

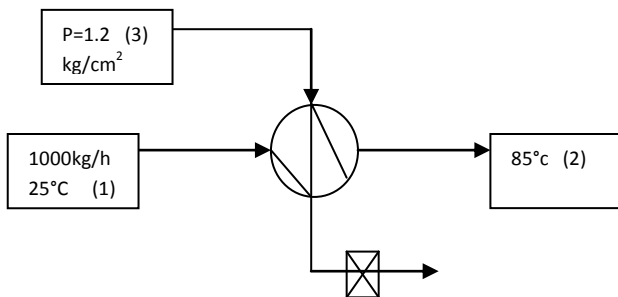
$$\frac{hDo}{k} = 0.73 * \left(\frac{0.0482^3 * 943 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 521 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} * 3600}{0.5857 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^\circ\text{C}} * 2.37 * 10^{-4} * 8.29^\circ\text{C}} \right) = 819.47$$

$$h_i = \frac{819.47 * 0.5857 \frac{kcal}{hm^{\circ}C}}{0.0482m} = 9988.35 \frac{kcal}{hm^2^{\circ}C}$$

Aunque el coeficiente es más grande que el supuesto no tendrá cambios significativos en Uc.

4.5 Ejemplo: Intercambiador de calor de doble tubo aletado

Diseñe un intercambiador de calor de doble tubo para calentar 1000 kg/h de aire a 1 atm desde 25°C hasta 85°C para ello se utilizará vapor de agua de 1.2 kg/cm² manométricos.



Datos aire:

$$C_p = 1.005 \text{ kJ/kgK} = 0.24014 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$$

$$\mu = 19.6 * 10^{-6} \text{ Pa/s} = 19.6 * 10^{-6} \text{ kg/ms}$$

$$Pr = 0.698$$

$$k = 0.0243 \text{ kcal/hm}^{\circ}\text{C}$$

$$\rho = 1.0936 \text{ kg/cm}^3$$

$$Q = 1000 \frac{kg}{h} * \frac{.24014 \text{ kcal}}{kg}^{\circ}\text{C} * (85^{\circ}\text{C} - 25^{\circ}\text{C}) = 14400 \text{ kcal/h}$$

$$Q = 14400 * 1.1 = 15840 \text{ kcal/h}$$

$$P_{DF} = \frac{585 \text{ mmHg}}{760 \text{ mmHg}} * 1.033 = .7964$$

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{manometrica} = .7964 \frac{kg}{cm^2} + 1.2 \frac{kg}{cm^2} = 1.996 \frac{kg}{cm^2}$$

$$T_4 \text{ tablas} = 119^{\circ}\text{C}$$

$$H_4 = 119 \text{ kcal/kg}$$

$$H_3 = 645 \text{ kcal/kg}$$

$$M_3 = \frac{15840 \text{ kcal/h}}{645 \text{ kcal/kg} - 119 \text{ kcal/kg}} = 30.11 \text{ kg/h}$$

$$LMTD = \frac{(119 - 25) - (119 - 85)}{\ln((119 - 25)/(119 - 85))} = 59^\circ\text{C}$$

$$\rho = \frac{2 * 18}{.082 * (119 + 273.15)} 1.11 \text{ kg}$$

$$C_{a_{vap}} = 30.1 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \left(\frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}\right) * \left(\frac{1 \text{ m}^3}{1.11 \text{ kg}}\right) = 7.53 * 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$C_{a_{aire}} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \left(\frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}\right) * \left(\frac{1 \text{ m}^3}{1.093 \text{ kg}}\right) = 0.25 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Anulo---Aire

Tubo---Vapor

$$Rdo = 0.000307$$

$$Rdi = 0.0000614$$

$$Af = \frac{7.53 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{10 \text{ m/s}} = 7.5310^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$di = \sqrt{\frac{7.5310^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 4}{\pi}} = .03 \text{ m} = 1.18''$$

Tubos comerciales aletados

$$Tubo_{interno} = 1\frac{1}{2}'' \text{ Ced } 80$$

$$Aletas: \text{ altura} = .5'' \quad \text{ancho} = .035''$$

$$di = 0.0381 \text{ m}$$

$$Altura_{tubo+aletas} = .04826 + 2 * .0125 = .07326 \text{ m } 2.9''$$

$$do = 0.0482 \text{ m}$$

$$x = .00508 \text{ m}$$

$$Tubo_{externo} = 3'' \text{ Ced } 40$$

$$Di = 0.0889 \text{ m}$$

$$Do = 0.0779 \text{ m}$$

$$x = .005486m$$

$$h_i = 5000 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C}$$

$$h_{di} = \frac{1}{R_{di}} = \frac{1}{6.14 * 10^{-5}} = 1628 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C}$$

$$h'i = \frac{5000 * 1628}{5000 + 1628} = 3825.51 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C}$$

$$h'f_i = (\Omega A_f + A_o) \frac{h'f}{A_i}$$

$$P_{húmido} = \pi d_o + 24 * l * 2 = \pi * .0486m + 24 * .0125m * 2 = 0.7516m$$

$$A_{f_{aire}} = \frac{\pi}{4} D_i^2 - \frac{\pi}{4} d_i^2 = \frac{\pi}{4} 0.0779^2 - \frac{\pi}{4} 0.0482^2 = 2.67 * 10^{-3} m^2$$

$$u = \frac{0.25 m^3/s}{2.67 * 10^{-3} m^2} = 93.63 m/s$$

$$Ga = \frac{1000 kg/h}{3600s * 2.67 * 10^{-3} m^2} = 104 kg/m^2 s$$

$$De = \frac{4 * A_f}{P} = \frac{4 * 104 kg/m^2 s}{0.7516m} = 0.0142 m^2$$

$$Re = \frac{DeG}{\mu} = \frac{0.0142 m^2 * 104 kg/m^2 s}{9.16 * 10^{-6}} = 75346.93$$

$$j h_{tablas} = 200$$

$$\mu = 19.6 * 10^{-6} Pa \cdot s = 19.6 * 10^{-6} kg/ms$$

$$\mu_s = 22.8 * 10^{-6} kg/ms$$

$$Pr = 0.698$$

$$k = 0.0243 kcal/hm^\circ C$$

$$j h = \left(\frac{h_f * De}{k} \right) Pr^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{-0.14}$$

$$h_f = \frac{200 * 0.0243 kcal/hm^\circ C}{0.0142 m^2 * 0.698^{-1/3} \left(\frac{9.16 * 10^{-6}}{22.8 * 10^{-6}} \right)^{-0.14}} = 297.23 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C}$$

$$h'f = \frac{297.23 * \frac{1}{3.07 * 10^{-4}}}{297.23 + \frac{1}{3.07 * 10^{-4}}} = 272.37 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C}$$

Suponiendo que las aletas son del mismo material que el tubo

$$k_{aleta} = 38 \frac{kcal}{hm^{\circ}C}$$

$$B = \sqrt{\frac{h'f * P}{kA}}$$

$$Si \ l_{aleta} = 1m$$

$$A = 8.89 * 10^{-4} \quad P = 2m$$

$$B = \sqrt{\frac{272.37 \frac{kcal}{hm^2^{\circ}C} * 2}{38 \frac{kcal}{hm^{\circ}C} * 8.89 * 10^{-4} m^2/m}} = 126.98$$

$$LB = 126.98 * 0.0125 = 1.5873$$

$$\Omega = \frac{\tanh BL}{BL} = \frac{\tanh(1.5873)}{1.5873} = \frac{e^{1.5873} - e^{-1.5873}}{e^{1.5873} + e^{-1.5873}} = 0.5794$$

$$Ai = \pi di * l = \pi * .0385 * 1 = 0.1209m^2$$

$$Ao = \pi * .0482 * 1 = 0.1514m^2$$

$$Af = altura_{aleta} * 2 * l * No_{aletas} = 0.0125 * 2 * 1 * 24 = .6$$

$$h'fi = (.5794 * .6m^2 + .1514m^2) \frac{272.37 \frac{kcal}{hm^2^{\circ}C}}{.1209m^2} = 1124.264 \frac{kcal}{hm^2^{\circ}C}$$

$$Ui = \frac{1}{\frac{1}{1124.264 \frac{kcal}{hm^2^{\circ}C}} + \frac{1}{3825.51 \frac{kcal}{hm^2^{\circ}C}}} = 868.9 \frac{kcal}{hm^2^{\circ}C}$$

$$Q = Ui * Ai * LMTD$$

$$Ai = \frac{14400}{868.9 * 59} = .28m^2$$

$$L = \frac{.28m^2}{.1209m} = 2.31m$$

2horquillas de 1.2m

$$\Delta P_{vap} \cong 0$$

$$\Delta P_{aire} < .7 \text{ kg/cm}^2$$

$$P = P_{humedo} + \pi * Di = 0.7516m + \pi * 0.0779m = .996m$$

$$D'e = \frac{4 * Af}{P} = \frac{4 * 2.67 * 10^{-3} m^2}{.996m} = 0.01072m$$

$$Re = \frac{D'e * G}{\mu} = \frac{0.01072m * 104 \text{ kg/m}^2 s}{19.6 * 10^{-6}} = 56881$$

$$f_{Dgrafica} = 0.00017 \frac{ft^2}{in^2} * 144 = 0.02448$$

$$u = \frac{G}{\rho} = \frac{104 \text{ kg/m}^2 s}{1.093 \text{ kg/cm}^3} = 95.15 \text{ m/s}$$

$$\frac{\Delta P}{\mu} = f_D * \frac{u^2 L}{2D} = 0.02448 * \frac{95.15 \text{ m/s}^2 * 2.4m}{2 * 0.01072m} = 24809 \frac{J}{kg}$$

$$\Delta P = 24809 \frac{J}{kg} * 1.093 \frac{kg}{cm^3} = 27117Pa = .2765 \text{ kg/cm}^2$$

Capitulo 5

Presentaciones

Se realizaron cuatro presentaciones con el fin de que sirvan de apoyo en la enseñanza de los intercambiadores de calor.

La primera presentación llamada "Intercambiadores de calor" que consta de 21 diapositivas abarca algunos tipos de intercambiadores, en esta presentación así como en las demás se trato de apoyar con videos y en su defecto con imágenes como en el caso de los tubos aletados en el que no fue posible encontrar un video de la fabricación de este tipo de videos.

1 Oscar Casado Gómez
INTERCAMBIADORES DE CALOR

2 Intercambiadores de calor
Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En un intercambiador la transferencia de calor suele comprender convección en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa.

3 Clasificación de Intercambiadores
Intercambiadores de contacto directo: son aquellos dispositivos en los que los fluidos sufren una mezcla física completa. Torres de enfriamiento de agua, Calentadores y Evaporadores por burbujeo y Condensadores de contacto directo.
Intercambiadores de contacto indirecto

4 Tipos de Intercambiadores
Intercambiadores de doble tubo
Intercambiadores de tubos y coraza
Intercambiadores de placas
Intercambiadores con superficies extendidas

5 Intercambiadores de doble tubo
Están constituidos por dos tubos concéntricos, un tubo circula por el tubo interior y el otro por el anillo que queda entre ambos tubos, la resistencia se realiza a través de la pared del tubo interior.
Diagrama de un tubo de doble tubo.
Diagrama de un tubo de doble tubo con uniones.

6 Intercambiadores de doble tubo
El intercambiador está formado por varias unidades como las mostradas en la figura. Cada una de ellas se llama "horquilla" y se arma con un tubo roscado o bridado común y corriente. Las uniones pueden ser soldados, pero esto no es habitual pues dificulta el armado y desarmado para la limpieza de las piezas.

7 Intercambiadores de doble tubo
Diagrama de un intercambiador de doble tubo.
Imagen de un intercambiador de doble tubo.

8 Intercambiadores con superficies extendidas
Se utilizan principalmente cuando se deben calentar gases o fluidos líquidos muy viscosos. Para ello se emplea en vez de área externa el área interna del tubo interno.
Aletas: Las aletas se emplean para aumentar el área de transferencia de calor sin elevar el equipo sin embargo las aletas no tienen la misma eficiencia que el tubo.
Imagen de un tubo con aletas.
Imagen de un tubo con aletas.

9 Existen una enorme variedad de diseños de intercambiadores con superficies extendidas, pero lo más comunes son los derivados de los diseños básicos de intercambiadores de tubos lisos, es decir, intercambiadores de doble tubo.
Tanto en el caso de intercambiadores de un solo tubo como multitubo las aletas son longitudinales, continuas y rectas. Otros tipos de aletas son poco usadas, porque la resistencia hidráulica que ofrecen es mayor al aumentar la eficacia del intercambio, además de ser más caras.
Imagen de un tubo con aletas.
Imagen de un tubo con aletas.

Oscar Casasola Gómez

CÁLCULO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE DOBLE TUBO.

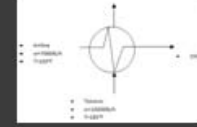
1

Problema 1

- 7000lb/h de anilina deben calentarse de 100 a 150°F mediante el enfriamiento de 10000lb/h de tolueno con T₁=125°F en la horquilla de doble tubo de 2X1" IPS por 15ft de largo, se permiten caídas de presión de 10lb/in² y se requiere de un factor de obstrucción de .005ft²/BTU.
- Cuántas secciones de horquilla se requieren
- Como deben arreglarse
- Cuál es el factor de obstrucción

2

Balance

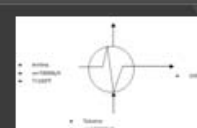


$$Q = wC(T_2 - T_1) = \dot{Q} = 3175.14 \frac{kg}{h} \cdot 5057 \frac{cal}{kg^{\circ}C} (45.556^{\circ}C - 37.777^{\circ}C) = 44604.7 \frac{cal}{h}$$

$$T_2 = T_1 - \frac{Q}{wC_p} = 72 = 86^{\circ}C = \frac{44604.7 \frac{cal}{h}}{633.92 \frac{kg}{h} \cdot 693 \frac{cal}{kg^{\circ}C}} = 63.38^{\circ}C$$

3

Balance



$$Q = wC(T_2 - T_1) = \dot{Q} = 3175.14 \frac{kg}{h} \cdot 5057 \frac{cal}{kg^{\circ}C} (45.556^{\circ}C - 37.777^{\circ}C) = 44604.7 \frac{cal}{h}$$

$$T_2 = T_1 - \frac{Q}{wC_p} = 72 = 86^{\circ}C = \frac{44604.7 \frac{cal}{h}}{633.92 \frac{kg}{h} \cdot 693 \frac{cal}{kg^{\circ}C}} = 63.38^{\circ}C$$

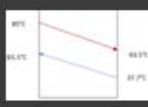
3

Balance

Flujo	Entrada	Salida
Tolueno	125	86.38
Anilina	100	150

4

LMTD



$$LMTD = \frac{(358.15 - 338.70) - (336.73 - 310.92)}{\ln \frac{(358.15 - 338.70)}{(336.73 - 310.92)}} = 22.4758$$

5

Áreas de flujo

Diametros	in
d ₁	0.01664
d ₂	0.01342
d ₃	0.01270

$$A_1 = \frac{0.0025^2 \cdot 0.0234^2}{0.0024} = 0.04912m^2 \quad A_2 = \frac{0.0020^2 \cdot 0.0334^2}{0.0191} = 0.0191m^2$$

$$A_3 = \frac{0.0020^2 \cdot 0.00957^2}{0.0020} = 0.000128m^2 \quad A_4 = \frac{0.0020^2 \cdot 0.0347^2}{0.0020} = 0.001288m^2$$

6

Masa velocidad

Colocación de los flujos
Tubo Interior --- Anilina
Anillo --- Tolueno

$$G_1 = \frac{2175.14 \frac{kg}{h}}{0.0057158m^2 \cdot 3600s} = 1051.8014 \frac{kg}{m^2 \cdot s} \quad G_2 = \frac{6336.92 \frac{kg}{h}}{0.001288m^2 \cdot 3600s} = 977.7176 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

7

Calculo de U caliente

$$Re = \frac{0.0024m \cdot 1051.8014 \frac{kg}{m^2 \cdot s}}{0.000419 \frac{kg}{m \cdot s}} = 26396.119$$

$$Pr = \frac{1119 \frac{cal}{kg^{\circ}C} \cdot 1.49 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s}}{4.000419 \frac{cal}{m \cdot s^{\circ}C}} = 18.896$$

8

La cuarta presentación se realizó pensando en la defensa de la tesis en donde se trató de mezclar un poco de las tres presentaciones anteriormente mencionadas. Esta última presentación fue expuesta en el grupo 101 de Ingeniería de Calor del Dr. Antonio Valiente Barderas el miércoles 12 de Octubre en la Facultad de Química obteniendo resultados positivos de los estudiantes.

Esta presentación fue evaluada mediante un breve cuestionario con el fin de mejorar el trabajo presentado.



Cuestionario de evaluación. Fascículo sobre el diseño de intercambiadores de calor de doble tubo.

Nombre: _____

Fecha _____

1. El material presentado en la exposición fue:
A) Original, Interesante, Útil B) Material original y material conocido C) Poco material original
2. La inclusión de detalles y ejemplos en la exposición fue:
A) Numerosas B) Regulares C) Escasas
3. Los detalles, ejemplos, y razonamientos citados influyeron en la comprensión del tema:
A) Mejorándolo B) No influyeron C) Lo empeoraron
4. El material audiovisual empleado me pareció:
A) Muy claro y atractivo B) Regular C) Confuso
5. La presentación del contenido fue:
A) Bien ilustrada B) Regular C) Mal ilustrada
6. La exposición me pareció:
A) Buena B) Regular C) Mala
7. A mi juicio la presentación que hizo el ponente acerca del tema fue:
A) Original, Interesante B) Ocasionalmente original C) Poco interesante
8. Los conceptos utilizados en la presentación fueron comprendidos:
A) Siempre B) la mayoría de las veces C) pocas veces
9. Mis sugerencias para mejorar este trabajo son:

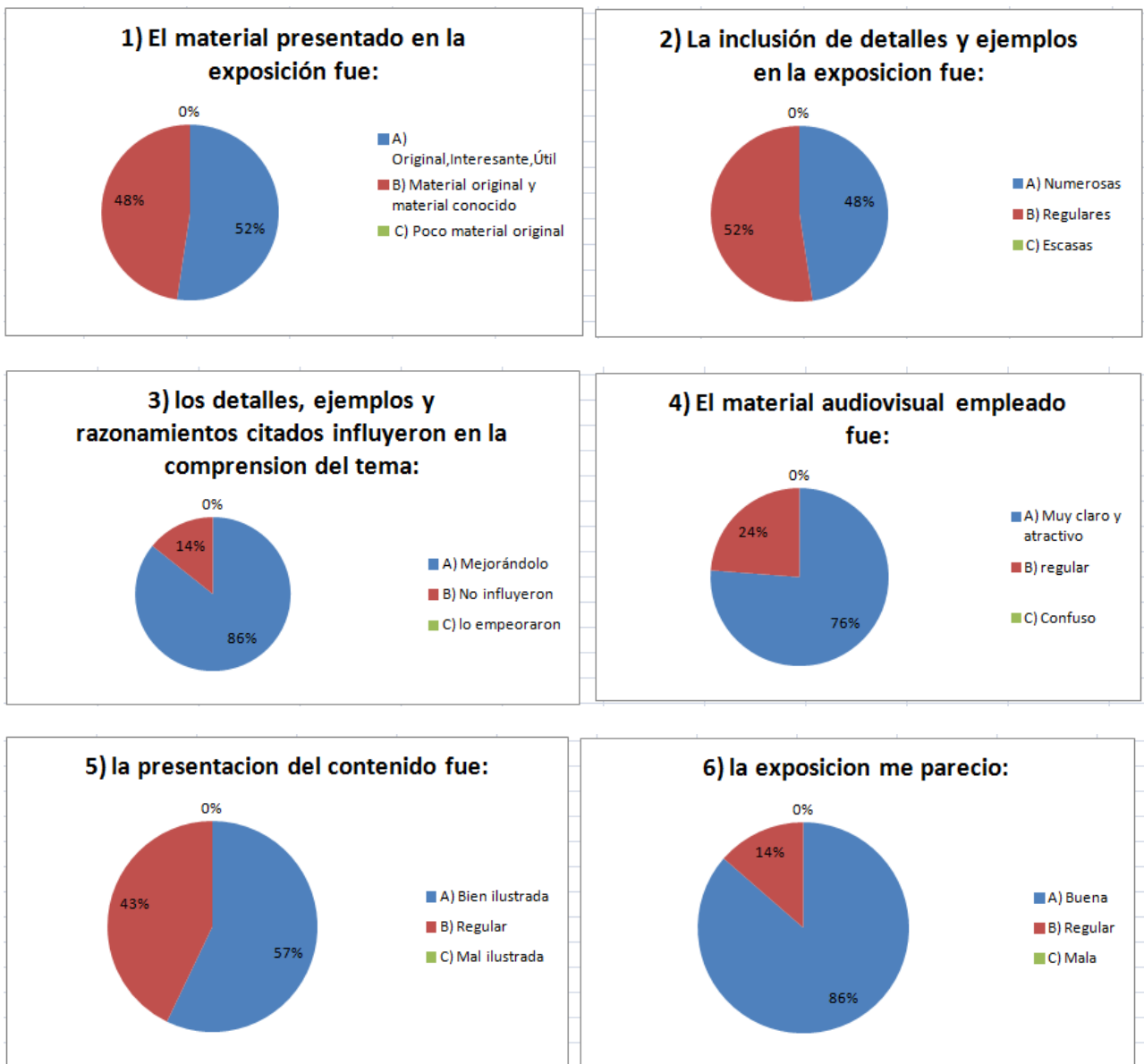


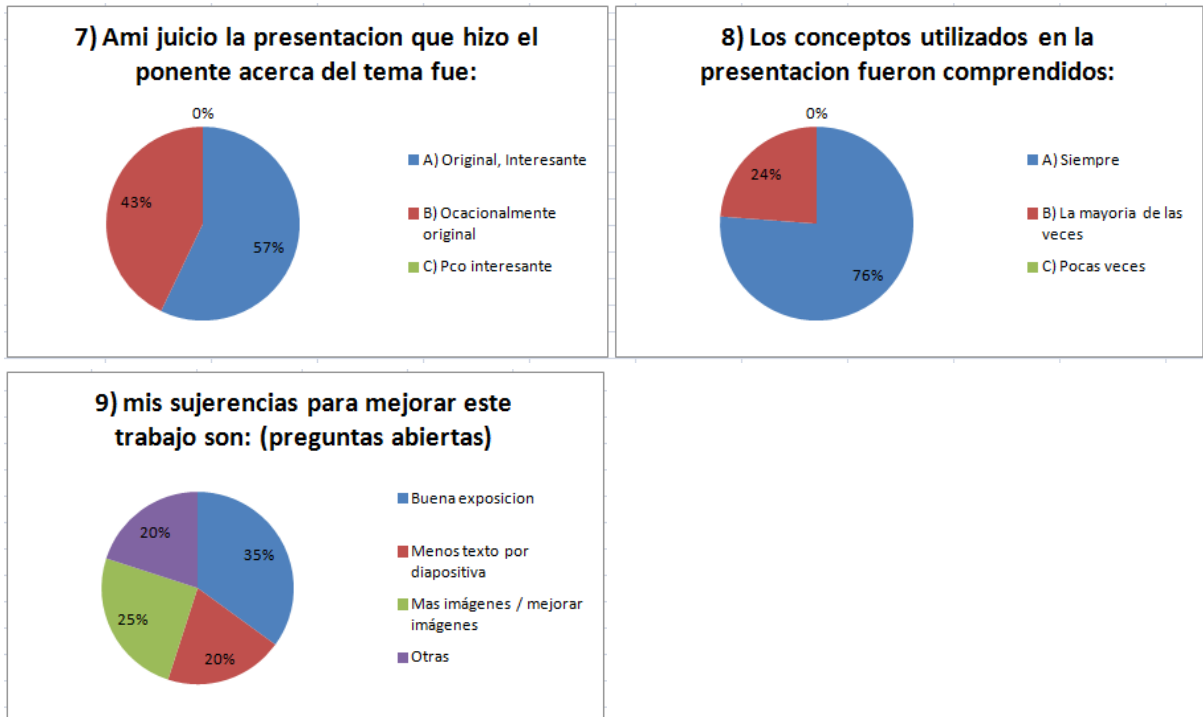
Capítulo 6

Resultados

Al término de esta tesis se lograron cumplir los objetivos planteados ya que se recaudo información acerca los de intercambiadores de calor de doble tubo así como una breve descripción de los Intercambiadores de calor de tubos y coraza y de los Intercambiadores de calor de placas. Se expuso 4 problemas ejemplificando las variantes de estos intercambiadores.

Los resultados de la encuesta muestran signos positivos en el objetivo de realizar material para la enseñanza de este tema:





Conclusiones

-Se hizo un recorrido bibliográfico mediante el cual se realizo el presente trabajo dando un pequeña introducción a otros tipos de intercambiadores de calor y a los medios de transferencia de calor enfatizando en el tema principal "Intercambiadores de calor de doble tubo"

-Se ejemplificaron 4 problemas que abarcan diferentes modalidades en os Intercambiadores de calor de doble tubo como lo son : Arreglo serie-paralelo, Tubos aletados y cambio de fase.

-Se realizaron 4 presentaciones pensando en la enseñanza de la materia una de las cuales se presento y se evaluó mediante una encuesta realizada a los alumnos obteniendo buenos resultados y criticas acerca de la misma.

-Cuando se habla de un problema de Intercambiadores de calor se pueden suscitar demasiadas preguntas y variantes y el modo de resolverlos puede ser diferente ya que es un tema muy extenso pero se confía en que este trabajo sentó las bases para comprender y atacar de manera adecuada problemas relacionados con estos equipos.

Recomendaciones

Al tener muchas fuentes de donde obtener información sean libros de transferencia de calor, páginas web o incluso páginas de los propios fabricantes la nomenclatura puede cambiar un poco así mismo el sistema de unidades utilizado de unidades puede variar. Los problemas tampoco fueron atacados de la misma manera pero esto crea a juicio de autor una mejor idea de él cálculo de estos al enfrentarse a una metodología un poco diferente.

Bibliografía

- APUNTES DEL CURSO DE TRANSFERENCIA DE CALOR, FES ZARAGOZA UNAM, IQ. CUAUHEMOC LAGOS CHAVEZ
- HOLLMAN, J. P. TRANSFERENCIA DE CALOR. EDITORIAL MC GRAW HILL. 8° EDICIÓN.
- PERRY. MANUAL DEL INGENIERO QUÍMICO. EDITORIAL MC GRAW – HILL. BARCELONA 1996.
- GREGORIG, ROMANO. CAMBIADORES DE CALOR. EDICIONES URMO S.A. ESPAÑA 1979.
- KERN, DONALD Q. PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. EDITORIAL CECSA MÉXICO 1995
- INCROPERA, FRANK. FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. 4^{TA} EDICIÓN. EDITORIAL PRENTICE MÉXICO 1999
- KARLEKAR, B.V. TRANSFERENCIA DE CALOR 2^{TA} EDICIÓN. EDITORIAL INTERAMERICANA. MÉXICO 1985
- ANTONIO VALIENTE BARDERAS. INTRODUCCION A LA TRANSFERENCIA DE CALOR. UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO, FACULTAD DE QUIMICA 2009
- ANTONIO VALIENTE BARDERAS. PROBLEMAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. LIMUSA 2007
- TESIS. MANUAL PARA EL DISEÑO MECÁNICO DE TRANSMISORES DE CALOR DE TUBOS Y ENVOLVENTE ING. DAVID NAVA FLORES, 1979 DISEÑO Y CÁLCULO DE RECIPIENTES A PRESIÓN ING. JUAN MANUEL LEÓN ESTRADA EDICIÓN 1983

Referencia 1	
Autor	HRS Heat Exchangers
Fecha	03-Julio-2011
Título del documento	Como diseñar un intercambiador de calor tubular
Tipo de medio	
Disponible en	
Dirección electrónica	http://www.hrs-heatexchangers.com/es/recursos/how-to/disenar-un-intercambiador-de-calor-tubular.aspx
Notas	
Referencia 2	
Autor	HRS Heat Exchangers
Fecha	03-Julio-2011
Título del documento	Factores de ensuciamiento
Tipo de medio	
Disponible en	
Dirección electrónica	http://www.hrs-heatexchangers.com/es/recursos/how-to/disenar-un-intercambiador-de-calor-tubular.aspx
Notas	
Referencia 3	
Autor	Harlan Bengtson
Fecha	07-Julio-2011
Título del documento	Fundamentals of Heat Exchanger Theory and Design
Tipo de medio	
Disponible en	
Dirección electrónica	http://www.brighthub.com/engineering/mechanical/articles/59900.aspx
Notas	
Referencia 4	
Autor	DOW Chemical
Fecha	07-Julio-2011
Título del documento	Fluidos de transferencia de calor
Tipo de medio	
Disponible en	
Dirección electrónica	http://msdssearch.dow.com/PublishedLiteratureDOWCOM/dh_0034/0901b80380034dbb.pdf?filepath=/heattrans/pdfs/noreg/176-01509.pdf&fromPage=GetDoc
Notas	
Referencia 5	
Autor	Álvaro Javier Hernández Andrés Felipe Ruíz
Fecha	15-Julio-2011
Título del documento	Diseño de un intercambiador de calor de doble tubo
Tipo de medio	
Disponible en	
Dirección electrónica	http://www.scribd.com/document/42710991/Diseño-de-un-intercambiador-de-calor-de-doble-tubo
Notas	

Apéndices

- A. Hojas de Fabricantes
- B. Acervo fotográfico
- C. Factores que intervienen para una adecuada selección de materiales.
- D. Fluidos de transferencia de calor

Apéndice A

SERIE DTI INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO INDUSTRIAL



El intercambiador modelo DTI es un intercambiador de doble tubo (un tubo dentro de otro), similar a la serie DTA, pero con un diseño industrial. El tubo interior está corrugado para aumentar la transferencia de calor. El producto circula por el interior del tubo y el servicio por el canal resultante entre el tubo interior y la camisa en flujo contracorriente. En la camisa del intercambiador se coloca una junta de expansión (fuelle) que absorbe la dilatación diferencial entre el tubo interior y el exterior.

APLICACIONES:

Fluidos con fibras u otros solidos.
Fluidos de viscosidad media-alta.

MATERIALES:

Lado camisa: Acero inoxidable AISI 304.
Lado tubo: Acero inoxidable AISI 316L.

CONEXIONES:

Lado camisa: Brida DIN.
Lado tubo: Brida DIN

ACABADO:

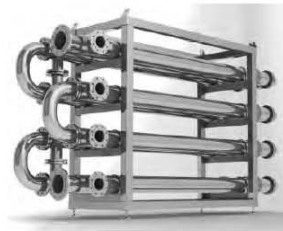
Lado camisa: Pulido exterior.
Lado tubo: Sin pulir.

CONDICIONES DE DISEÑO:

Lado camisa: 10 barg / 185 °C.
Lado tubo: 10 barg / 185 °C.



Una junta de expansión se coloca en la camisa del intercambiador para absorber la dilatación diferencial entre el tubo interior y el exterior.



Para grandes aplicaciones se pueden interconectar múltiples unidades montadas en un bastidor.

RANGO:

Modelos:	Longitud (m)	Área (m2)	Conexión lado camisa	Conexión lado tubo	Caudal máx camisa (m3/hr)	Caudal máx tubo (m3/hr)	Volumen camisa (L)	Volumen tubo (L)
DTI 51/25	3,0 – 6,0	0,4	DN40	DN15	13	4	8,2	2,5
DTI 64/38	3,0 – 6,0	0,6	DN40	DN25	17	10	10,3	5,7
DTI 76/51	3,0 – 6,0	0,9	DN40	DN40	18	18	14,1	11,0
DTI 104/64	3,0 – 6,0	1,1	DN65	DN50	43	29	29,7	16,9
DTI 104/76	3,0 – 6,0	1,3	DN65	DN65	33	41	21,5	24,8
DTI 129/104	3,0 – 6,0	1,8	DN80	DN80	37	77	26,0	46,4
DTI 169/129	3,0 – 6,0	2,4	DN80	DN100	55	120	45,4	73,6

Área y volúmenes son para modelos de 6,0 metros.

Si desea conocer más sobre HRS Heat Exchangers, contáctenos

©2010 HRS Heat Exchangers.
Todos los derechos reservados.

Tel: +34 968 676 157
Fax: +34 968 676 166

www.hrs-heatexchangers.com
info@hrs-heatexchangers.com

SERIE DTA INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO HIGIÉNICO



El intercambiador modelo DTA es un intercambiador de doble tubo (un tubo dentro de otro), similar a la serie DTI, pero con un diseño apropiado para la industria alimentaria. El tubo interior está corrugado para aumentar la transferencia de calor. El producto circula por el interior del tubo y el servicio por el canal resultante entre el tubo interior y la camisa en flujo contracorriente. En la camisa del intercambiador se coloca una junta de expansión que absorbe la dilatación diferencial entre el tubo interior y el exterior.

APLICACIONES:

Fluidos con fibras u otros sólidos.
Fluidos con viscosidad media-alta.
Productos alimentarios

MATERIALES:

Lado camisa: acero inoxidable AISI 304.
Lado tubo: acero inoxidable AISI 316L.

CONEXIONES:

Lado camisa: brida DIN.
Lado tubo: Clamp.

ACABADO:

Lado camisa: pulido exterior
Lado tubos: Rugosidad < 0,8 micron.

CONDICIONES DE DISEÑO:

Lado camisa: 10 barg / 150 °C.
Lado tubo: 10 barg / 150 °C.



Una junta de expansión se coloca en la camisa del intercambiador para absorber la dilatación diferencial entre el tubo interior y el exterior.



Para grandes aplicaciones se pueden interconectar múltiples unidades montadas en un bastidor.

RANGO DE MODELOS:

	Longitud (m)	Área (m ²)	Conexión lado camisa	Conexión lado tubo	Caudal máx camisa (m ³ /hr)	Caudal máx tubo (m ³ /hr)	Volumen camisa (L)	Volumen tubo (L)
DTA 51/25	3,0 – 6,0	0,4	DN40	1"	13	4	8,2	2,5
DTA 64/38	3,0 – 6,0	0,6	DN40	1,5"	17	10	10,3	5,7
DTA 76/51	3,0 – 6,0	0,9	DN40	2"	18	18	14,1	11,0
DTA 104/64	3,0 – 6,0	1,1	DN65	2,5"	43	29	29,7	16,9
DTA 104/76	3,0 – 6,0	1,3	DN65	3"	33	41	21,5	24,8
DTA 129/104	3,0 – 6,0	1,8	DN80	4"	37	77	26,0	46,4

Área y volúmenes para modelos de 6,0 metros.

Si desea conocer más sobre HRS Heat Exchangers, contáctenos:

©2010 HRS Heat Exchangers.
Todos los derechos reservados.

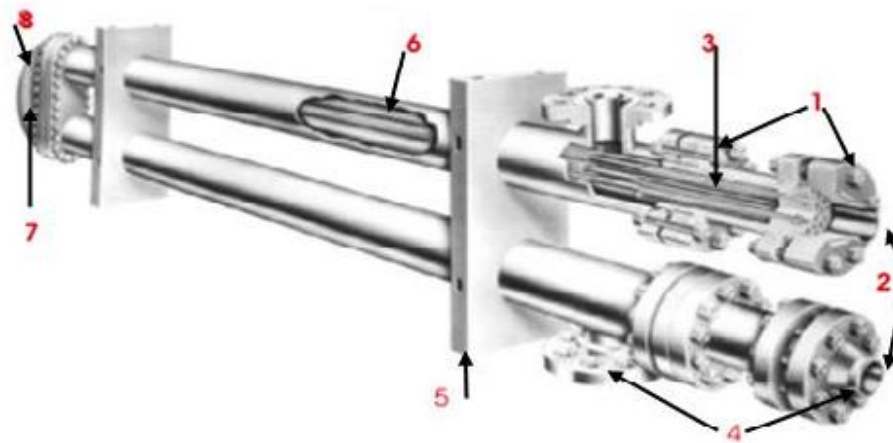
Tel: +34 968 676 157
Fax: +34 968 676 166

www.hrs-heatexchangers.com
info@hrs-heatexchangers.com

Apéndice B







1. Reliable Closures for design pressures up to 15,000 psi (1055 kg/cm²)
2. Independent tubesheets for high-temperature differences, thermal shock and cycling.
3. External Split Rings do not contact Shellside fluid.
4. All connections on the same end for ease of piping.
5. Moveable Support Brackets with slots for shell expansion and flexibility in installation.
6. Durable all Welded baffle cage construction.
7. All Bolting is external.
8. Large Radius U-bends for ease of cleaning and effective thermal expansion (no expansion joints)



Apéndice C Factores que intervienen para una adecuada selección de materiales.

Los materiales que se deben utilizar en la construcción de cambiadores de calor se realizarán conjuntamente con el Ingeniero Mecánico (Diseñador del equipo) y el Ingeniero de Proceso. Los materiales que se elijan, deberán resistir los efectos de la corrosión y deberán tener la suficiente resistencia para soportar la temperatura y presión de diseño, teniendo además que conducir a un diseño práctico. Una buena selección de materiales, asegurará bajos costos de mantenimiento e iniciales.

A continuación, se mencionarán las etapas más convenientes, para efectuar una selección adecuada de materiales para la construcción de cambiador de calor.

1) Propiedades Mecánicas. Las propiedades del material que más importancia tienen son: * Una alta resistencia a la tensión

- Un punto de cedencia alto
- Una mínima reducción de área
- Un alto porcentaje de alargamiento

Contando con estas propiedades, establecidos los esfuerzos de diseño para el material en cuestión. 2) Propiedades Físicas. Siendo más importante el coeficiente de dilatación térmico del material, ya que este limitará el valor del esfuerzo a la tensión y en consecuencia afectará el diseño del cambiador.

3) Resistencia a la Corrosión. Los materiales que se propongan deberán soportar el ataque químico de las sustancias a las cuales estarán en contacto.

4) Facilidad para su Fabricación. De acuerdo a los medios disponibles y elegidos para la fabricación del equipo, los materiales deberán contar con las siguientes características:

Maquinabilidad. Se hace necesario maquinar ciertas partes del cambiador (como son: las bridas, espejos, tapas Planas, etc.), para darle la forma o acabado a las superficies para asentamiento del empaque, juntas de ensamble, etc. Para ello, un material difícil de maquinar es más costoso en su fabricación, ya que requiere de procedimientos y herramientas costosas.

Soldabilidad. El material que se ha de utilizar para la fabricación del cambiador, deberá tener buenas propiedades de soldabilidad, ya que gran parte de sus elementos son de construcción soldable.

Facilidad de ser formado. El material será trabajado mecánicamente para darle la forma deseada, como el rolado de las placas para la fabricación de elementos cilíndricos, formado de tapas, etc.

Compatibilidad del Equipo Existente. Se deberá utilizar por conveniencia materiales de una misma clase, para evitar el tener gran cantidad de materiales de reposición en el almacén.

FACTORES ADICIONALES PARA LA SELECCIÓN DE LOS MATERIALES

En esta etapa se tomará en cuenta la vida útil de la planta donde serán integrados los equipos (Cambiadores de Calor) que se están diseñando, para ello, se fijará la atención en los siguientes puntos:

1) Vida estimativa de la planta. Generalmente, una planta se proyecta para un determinado tiempo de vida útil, partiendo de esta base, se puede formar un criterio sobre la clase de los posibles materiales a utilizar.

2) Duración estimada del material. Para conocer la vida estimada del material, será necesario auxiliarnos de literatura existente sobre el comportamiento del material en situaciones similares, así como reportes de las experiencias de personas que han operado y conocen los problemas que frecuentemente se presentan en plantas idénticas.

3) Disponibilidad y tiempo de entrega del material. Hay que tener en cuenta la producción nacional de los materiales para la fabricación de los cambiadores, debido a que existirá la posibilidad de utilizar los materiales de los cuales se dispone sin tener grandes tiempos de entrega y a un costo menor que las importaciones.

4) Costo del material y fabricación. Frecuentemente a un alto costo de material le corresponde un alto costo de fabricación. En las Tablas II.2. y II.3., se muestran los costos relativos para los diferentes materiales utilizados en la construcción de cambiadores de calor.

5) Información necesaria para estimar el comportamiento de los materiales ante la corrosión. Para poder efectuar una evaluación correcta de los materiales, es necesario disponer de la mayor información posible en lo que se refiere a las condiciones de proceso, dicha información, la podemos desglosar de acuerdo a su procedencia como sigue:

a) Características del fluido. a.1.) Principalmente compuesto. Se requiere de un análisis químico para poder conocer la composición del fluido, y así determinar las características corrosivas de este.

a.2.) Impurezas. Dicho análisis, nos servirá para conocer tanto cualitativa como cuantitativamente el grado de impurezas del fluido, y de esta manera determinar si son corrosivas.

a.3.) Temperatura. Dicha condición es un factor que afecta directamente la corrosión, ya que con una variación de temperatura puede alterarse la velocidad de corrosión en ciertos casos.

a.4.) PH (Potencia de Hidrógeno). Una sustancia es más corrosiva en la medida en que disminuye su PH (Aumento de Acidez). a.5.) Velocidad del fluido. La erosión aumenta con un incremento de velocidad, debido a que el fluido tiende a ser más turbulento provocando con esto un

desprendimiento de las partículas corrosivas y exponiendo nuevamente el material al contacto del fluido.

b) Función de la parte del equipo. La función que desempeña cada una de las partes que componen el equipo, nos obligan a tomar decisiones conservadoras sobre los materiales a elegir.

c) Experiencia. c.1.) Si el material ha sido utilizado en servicios idénticos se deben a revisar los reportes de inspección que se hayan efectuado al equipo para conocer los resultados que se tienen, y con esto saber si aún el equipo se encuentra en servicio.

c.2.) Si el material ha sido utilizado en situaciones similares ¿Qué diferencia existe entre la situación actual y la posibilidad de hacer una elección idéntica?

c.3.) Las experiencias vividas en planta, en plantas piloto, datos de prueba de corrosión en plantas y laboratorios así como literatura disponible, son las fuentes más confiables para formarse un criterio en la selección de los materiales.

SELECCIÓN DEL MATERIAL

La decisión final que se tomará para la selección del material, se hará de acuerdo a lo siguiente:

1) Material más adecuado. Este será aquél que cumpla con el mayor porcentaje de requisitos técnicos, ya que de estos depende el buen funcionamiento del equipo.

2) Requisitos económicos. El material que implique menores gastos como son: iniciales, de operación, de mantenimiento y un mayor reembolso de inversión, sin que por este concepto se tenga que sacrificar el punto anterior

Apéndice D Fluidos de Transferencia de calor

Elegir en primer lugar entre fluidos de alta temperatura y fluidos de baja temperatura

La decisión de elegir un fluido orgánico sintético, un fluido a base de siliconas o un fluido a base de glicol inhibido se basa fundamentalmente en los requerimientos de temperatura de la aplicación. Si su aplicación de transferencia de calor requiere una temperatura máxima de utilización superior a 175°C (350°F), será conveniente investigar acerca de los fluidos orgánicos sintéticos y a base de siliconas de “alta temperatura”.

No obstante, si su temperatura máxima de utilización es inferior a 175°C (350°F), o si necesita protección contra la congelación para un sistema a base de agua, considere la posibilidad de usar un fluido a base de glicol inhibido de “baja temperatura”.

Los fluidos orgánicos sintéticos y los fluidos a base de siliconas han sido concebidos para que sean térmicamente estables a temperaturas de hasta 400°C (750°F). Aunque operen a estas altas temperaturas, estos fluidos presentan presiones de vapor muy inferiores a las del vapor de agua, lo que los hace mucho más prácticos y económicos en cuanto a utilización.

Economías en la realización del proyecto y facilidad para recuperar los fluidos

Es conveniente considerar no solamente el costo inicial cuando elija el fluido de transferencia de calor. Hay fluidos, como los aceites calientes por ejemplo, que resultan menos costosos al comienzo, pero las economías iniciales que representan se reducen considerablemente frente a sus altos costos de operación anual.

Al evaluar el costo potencial del fluido en el largo plazo usted deberá considerar dos factores: 1) ¿En qué grado van a influir la degradación y las fugas normales de operación en las necesidades anuales de reposición del fluido; 2) ¿Con qué frecuencia va a ser necesario proceder a cambios de los fluidos?

Al elegir de nuestra línea un fluido de alta temperatura, deberá igualmente considerar las diferencias respecto al potencial de degradación y de incrustación de los fluidos sintéticos orgánicos y a base de silicona.

Economías a largo plazo mediante los fluidos sintéticos orgánicos. Aunque los fluidos sintéticos orgánicos son altamente estables cuando se utilizan en los rangos de operación recomendados, deberá preverse que se produzca cierto grado de degradación a lo largo del tiempo. La tendencia de un fluido a degradarse en las condiciones de operación del sistema, tiene un impacto directo en el costo del fluido en el largo plazo (debido a los gastos de reposición y de reemplazo del fluido a lo largo del tiempo). Para prolongar la vida del producto seleccione un fluido orgánico sintético cuya estabilidad térmica le permita al mismo tiempo responder a su temperatura máxima de operación

proyectada y alcanzar niveles no proyectados superiores a esa temperatura y ello aún si el costo inicial del fluido es más alto que el de un fluido menos estable (Estabilidad térmica).

Economías a largo plazo mediante los fluidos a base de siliconas — Los fluidos a base de siliconas son habitualmente más costosos que los fluidos sintéticos orgánicos en cuanto a costo inicial de compra. No obstante, en muchos casos el uso de fluidos a base de silicona puede traducirse en menor gasto en el largo plazo debido a que no se degradan de la misma manera que otros fluidos ni requieren de reposición total. Aunque a lo largo del tiempo los polímeros a base de siliconas presentan algunos cambios térmicamente inducidos, finalmente alcanzan una composición equilibrada permanentemente estable. Según las condiciones de servicio, esto puede reducir o eliminar la necesidad de agregar fluido de reposición y extender la vida a diez años o más.

El análisis del fluido puede igualmente reducir los gastos a largo plazo — Independientemente del tipo de fluido de alta temperatura que elija, a fin de lograr economías máximas a largo plazo es conveniente que participe en un programa periódico de pruebas de fluidos tal como el servicio de análisis de fluido que ofrece Dow. Este servicio gratuito se presta cada año a nuestros clientes para ayudarles periódicamente a evaluar la condición del fluido y para asegurar que no se produzcan problemas en los sistemas.

Therminol D-12 Coolant/ Heat Transfer Fluid

Descripción del Producto

Therminol D-12 es un fluido sintético de transferencia térmica en fase líquida con excelentes propiedades de conducción en una amplia intervalo de temperaturas. Este fluido es adecuado idealmente para aplicaciones que requieren el enfriamiento y calentamiento eficientes entre -120°F y 450°F (-85°C y 230°C).

Las características de rendimiento de Therminol D-12 incluyen:

$$\frac{-85^{\circ}\text{C to}}{230^{\circ}\text{C}}$$

- **Operación de calentamiento o enfriamiento** – Therminol D-12 es adecuado idealmente para aplicaciones que combinan calentamiento y enfriamiento y ofrece excelentes índices de transferencia de calor aún a -49°F (-45°C). Los procesos por lotes se beneficiarán del excelente rendimiento de enfriamiento que ofrece Therminol D-12. Therminol D-12 también puede usarse como enfriador secundario o “salmuera” en los serpentines de refrigeración donde es deseable contar con una amplia intervalo de propiedades.
- **Fácil operación** - El uso de Therminol D-12 evita los problemas de usar múltiples fluidos en el mismo equipo.
- **Bajo costo** - Therminol D-12 ofrece mejor rendimiento térmico a un costo más bajo que los fluidos de la competencia.

- **Bajo olor y excelente perfil de toxicidad** - Therminol D-12 es especialmente adecuado para aplicaciones en donde son deseables un bajo olor y toxicidad. Therminol D-12 es un fluido reconocido por la Administración a cargo de drogas y alimentos (Food and Drug Administration, FDA) y tiene excelentes propiedades de higiene industrial. Este producto cumple con los requisitos establecidos por la FDA en 21CFR 172.882, 172.884, 178.3530, y 178.3650.

Aplicaciones

Therminol D-12 se usa en una amplia variedad de industrias, como:

- Plásticos/moldeado
- Farmacéutica
- Compuestos químicos de aplicación especial
- Cámaras de pruebas ambientales

Propiedades Típicas

Therminol® D-12
fluido de transferencia térmica
Rango de operación -120°F a 450°F (-85°C a 230°C)

Apariencia	Líquido claro, blanco-agua liquid
Composición	Hidrocarburos sintéticos
Color (ASTM D-156)	30
Contenido de humedad, máximo	80 ppm
Punto de inflamabilidad (Pensky-Martens)	59°C (138°F)
Punto de combustión (ASTM D-92)	71°C (160°F)
Temperatura de autoignición (ASTM E-659)	247°C (477°F)
Viscosidad cinemática, a -58°F (-50°C)	14.8 cSt
Viscosidad cinemática, a 104°F (40°C)	1.23 cSt
Viscosidad cinemática, a 212°F (100°C)	0.65 cSt
Densidad a 76.9°F (25°C)	756 kg/m ³ (6.31 lb/gal)
Peso específico (60°F/60°F)	0.763
Coefficiente de dilatación térmica a 100°C	0.001116/°C (0.00062/°F)
Peso molecular promedio	162
Punto de fluidez	<-100°C (-148°F)
Capacidad de bombeo, a 2000 mm ² /s (cSt)	-94°C (-137°F)
Capacidad de bombeo, a 300 mm ² /s (cSt)	-82°C (-116°F)
Temperaturas mínimas para	
Flujo turbulento totalmente desarrollado (Re = 10000)	

10 pie/seg (3.05 m/seg), 25.4 mm tubo	37°C (-35°F)
20 pie/seg (6.1 m/seg), 25.4 mm tubo	51°C (-59°F)
Flujo de región de transición (Re=2000)	
3.05 m/seg (10 pie/seg), 25.4 mm tubo	64°C (-82°F)
6.1 m/seg (20 pie/seg), 25.4 mm tubo	71°C (-96°F)
Punto normal de ebullición	192°C (378°F)
Calor de vaporización al máximo a 177 kJ/kg	198 KJ/kg (85.2 Btu/lb)
Temperatura máxima de uso 230°C	230°C (450°F)
Intervalo óptimo de uso	-45°C to 230°C (-50°F to 450°F)
Temperatura máxima de película	245°C (475°F)
Temperatura pseudocrítica	360°C (680°F)
Presión pseudocrítica	16.2 bar (235 psia)
Densidad pseudocrítica	229 kg/m ³ (14.1 lb/ft ³)

Therminol FF Flush Fluid

Descripción del Producto

El Therminol FF es el primer fluido de limpieza de sistemas de transferencia de calor en fase líquida.

Depósitos de oxidación, fluidos degradados térmicamente o fluidos contaminados pueden dañar el interior del sistema, resultando necesario hacer una limpieza antes de cargar el sistema con un nuevo fluido. Algunas cualidades de Therminol FF son:

- **Rápido y Fácil** - Usar Therminol FF para limpiar su sistema dañado es más rápido que hacer una limpieza química y requiere menos tiempo de parada del sistema. Esto por que usted simplemente drena el fluido viejo, adiciona Therminol FF y circula el sistema; drena nuevamente y adiciona el nuevo fluido de transferencia de calor.
- **Menos Costoso** - Therminol FF es el componente esencial para una limpieza química de un sistema severamente degradado o contaminado, a un bajo costo.
- **Compatible con el Nuevo Fluido** - Therminol FF es compatible y miscible con la gran mayoría de los fluidos térmicos orgánicos, lo que significa un menor tiempo de parada del sistema.
- **Seguro** - Therminol FF es un hidrocarboneto sintético con un alto flash point y un alto punto de ebullición inicial, tornándolo mucho más seguro de usar que otros solventes.
- **Servicios y Soporte Técnico** - Para ayudarlo a tomar decisiones correctas en el procedimiento de limpieza del sistema, nuestro técnico de Therminol lo puede ayudar a maximizar la efectividad del proceso de limpieza.

Propiedades Típicas

Therminol® FF Fluido de Limpieza de Sistemas

Aparencia	Líquido Ambar Oscuro
Composición	Mezcla de hidrocarburos sintéticos
Teor de humedad	500ppm
Punto de Fulgor (ASTM D92)	Acima de 250°F
Fire Point (ASTM D92)	Acima de 270°F
Rango de Ebullición(ASTM D20)	430°F - 560°F
Viscosidad, a 100° F	2 - 5 cSt
Viscosidad, a 25° F	3 - 6 cSt
Densidad, 25°C	0.96 - 1.00 g/cm ³

Therminol 66 Termoconductor

Descripción del Producto

Therminol 66 es el fluido de transferencia térmica de fase líquida más famoso en todo el mundo por su alta temperatura de trabajo. Se encuadra en operaciones hasta 345° C / 650° F. Therminol 66 es bombeable hasta -3° C / 27° F con calidad excepcional. Considere lo siguiente:

- **Experiencia** - Therminol 66 es el fluido de transferencia térmica de fase líquida más famoso en todo el mundo por su alta temperatura de trabajo. Ningún otro fluido de transferencia de calor tiene nivel de satisfacción de cliente más alto que Therminol 66.
- **Fluido probado** - En una amplia variedad de aplicaciones y millares de sistemas en el mundo, Therminol 66 tiene calidad superior. Cuando su sistema de transferencia de calor no esta funcionando, su proceso tampoco esta operando. No se quede con el segundo mejor. En situaciones críticas Therminol 66 es la única solución.
- **Funcionamiento Real a 345° C / 650° F** - Therminol 66 es el padrón en fluidos de fase líquida y altas temperaturas. Los usuarios tendrán años de seguridad y operaciones sin problemas, aún trabajando el sistema continuamente a 345° C / 650° F.
- **Resistente a Formación de Sedimentación** - Therminol 66 es específicamente ingeniado para resistir a formaciones de sólidos y sedimentación (borra). Su sistema irá operar más eficientemente y usted ahorrará dinero.

Aplicaciones

Therminol 66 es utilizado en una amplia variedad de industrias, como por ejemplo:

- Químicos
- Plásticos
- Biodiesel

Propiedades Típicas

Therminol® 66
Fluido de Transferencia Térmica
Temperatura de trabajo 0 °C a 345 °C (30 °F a 650 °F)

Aparencia	Líquido amarillo claro
Composición	Terfenilo modificado
Contenido de humedad	150 ppm
Flash Point (ASTM D-92)	184 °C (363 °F)
Fire Point (ASTM D-92)	212 °C (414 °F)
Temperatura de auto ignición (ASTM E-659)	374 °C (705 °F)
Viscosidad Cinemática, a 40 °C	29.6 mm ² /s (cSt)
Viscosidad Cinemática, a 100 °C	3.8 mm ² /s (cSt)
Densidad a 25 °C	1005 kg/m ³ (8.39 lb/gal)
Gravedad específica (60 °C/60 °C)	1.012
Coefficiente de expansión térmica a 200 °C	0.000819/°C (0.000455/°F)
Peso molecular medio	252
Punto de solidificación	-32 °C (-25 °F)
Capacidad de bombeamiento a 2000 mm ² /s (cSt)	-3 °C (27 °F)
Capacidad de bombeamiento a 300 mm ² /s (cSt)	11 °C (52 °F)
Rango de ebullición, 10%	348 °C (658 °F)
Rango de ebullición, 90%	392 °C (738 °F)
Punto de ebullición	359 °C (678 °F)
Calor de vaporización a temperatura máxima de uso (345 °C)	272 kJ/kg (117 Btu/lb)
Intervalo óptimo de temperatura	0-345 °C (30-650 °F)
Temperatura máxima de película	375 °C (705 °F)
Temperatura Pseudocrítica	569 °C (1056 °F)
Presión Pseudocrítica	24.3 bar (353 psia)
Densidad Pseudocrítica	317 kg/m ³ (19.8 lb/ft ³)