



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE QUÍMICA

**MATERIAL DIDÁCTICO PARA LA ENSEÑANZA SOBRE INTER-
CAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA**

TESIS
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO QUÍMICO

PRESENTA
Josafat Fernández Meneses



MÉXICO, D.F.

2014



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO:

PRESIDENTE: ANTONIO VALIENTE BARDERAS
VOCAL: REYNALDO SANDOVAL GONZALES
SECRETARIO: JOSÉ AGUSTÍN TEXTA MENA
1ER. SUPLENTE: NÉSTOR NOÉ LÓPEZ CASTILLO
2° SUPLENTE: BLANCA ESTELA GARCÍA ROJAS

SITIO DONDE SE DESARROLLÓ EL TEMA:

FACULTAD DE QUÍMICA

ASESOR DEL TEMA:

DR. ANTONIO VALIENTE BARDERAS

SUSTENTANTE:

JOSAFAT FERNÁNDEZ MENESES

Contenido

Introducción	5
Capítulo 1	
Intercambiadores de calor.....	8
1.1 Definición de intercambiador de calor	8
1.2 Aplicación de intercambiadores de calor (industrial y doméstica)	8
1.3 Clasificación de intercambiadores de calor	10
1.3.1 Recuperadores (transferencia directa)	11
1.3.2 Regeneradores (transferencia indirecta)	14
1.3.3 Intercambiadores de contacto directo	15
1.4 Fundamentos termodinámicos	17
1.4.1 Ecuación de diseño.....	17
1.4.2 Distribución de temperaturas	18
1.4.3 Diferencia de temperatura media logarítmica.....	19
1.4.4 Coeficiente global de transferencia de energía	21
Capítulo 2	
Intercambiadores de calor de tubos y coraza.....	24
2.1 Aplicaciones.....	24
2.2 Funcionamiento.....	25
2.3 Clasificación.....	26
2.4 Componentes principales	31
2.4.1 Tubos.....	31
2.4.2 Deflectores.....	40
2.4.3 Placa de tubos	46
2.4.4 Coraza	54
2.4.5 Cabezales.....	58

Capítulo 3

Método de cálculo	67
3.1 Antecedentes.....	67
3.2 Método de cálculo de un intercambiador de calor de coraza y tubos sin cambio de fase.....	69
3.2.1 Problema	69
3.2.2 Esquema.....	69
3.2.3 Ecuación de diseño.....	70
3.2.4 Cálculos	71
3.2.5 Caída de presión.....	92
3.3 Método de cálculo para intercambiador de calor de tubos y coraza con cambio de fase.....	95
3.3.1 Problema	96
3.3.2 Esquema.....	97
3.3.3 Ecuación de diseño.....	97
3.3.4 Cálculos	97

Capítulo 4

Complementos audiovisuales.....	109
4.1 Primer programa	110
4.2 Segundo programa.....	111
4.3 Tercer programa	114
4.4 Cuarto Programa	117

Capítulo 5

Evaluación de material audiovisual.....	118
Conclusiones.....	123
Apéndices	124
Bibliografía.....	155

Introducción

El siglo XVII fue una época que marcó el antes y el después de la humanidad y la forma de vida. A principios de este periodo y anteriormente, el ser humano vivía rudimentariamente; la economía de la sociedad estaba basada principalmente en el trabajo artesanal o manual que sus integrantes realizaban, lo que provocaba que el nivel de vida en ese entonces fuera precario.

A mediados de ese mismo siglo comenzó a surgir en Inglaterra una nueva e innovadora manera de producir bienes; se inició la fabricación o producción en serie y se introdujeron los primeros instrumentos o maquinas, que además de facilitar el trabajo, lo aceleraban. Esto logró que la manufactura se diera en forma masiva; en consecuencia, los productos consiguieron estar al alcance de un gran número de personas, debido al bajo costo que éstos tenían. La transformación radical alcanzada en esa época fue conocida como “la revolución industrial”. A partir de entonces y gracias a todos los avances que han existido hasta la fecha, el nivel de vida de las personas ha mejorado en gran medida.

Desde el comienzo de la revolución industrial y como consecuencia de la demanda de la población, todos los sectores industriales han ido evolucionando a pasos agigantados. Los nuevos descubrimientos científicos han hecho que la industria, en general, se desarrolle y ofrezca nuevos y modernos productos a la sociedad.

Actualmente, la industria puede ser clasificada en 3 grupos principales:

- Industria de la construcción
- Industria de la transformación
- Industria del procesamiento de materiales

La industria de la construcción es la encargada de generar la infraestructura necesaria para el desarrollo de los países, ya que ésta aporta carreteras, puentes, escuelas, hospitales, etc.

La industria de la transformación se encarga de dar forma a los materiales procedentes de otras industrias, sin cambiar su composición química, con la finalidad de producir una gran gama de artículos o aparatos, tales como: herramientas, maquinas, automóviles, teléfonos, etc.

Finalmente, la industria del procesamiento de materiales, engloba todas aquellas que se dedican a transformar químicamente la materia prima en productos que pueden ser utilizados directamente por el ser humano o que son enviados al sector de la transformación o de la construcción, por ejemplo: a partir de aceites vegetales obtenidos de la extrusión de semillas de girasol, se pueden producir jabones para uso personal.

La industria del procesamiento de materiales juega un papel muy importante en el desarrollo de la humanidad. Un claro ejemplo es el sector petrolero, donde el petróleo extraído del subsuelo marino se utiliza para obtener un sin número de productos, tales como: polímeros, combustibles, lubricantes, petroquímicos, asfaltos, etc. Cabe mencionar que no sólo la industria petrolera es importante; se pueden encontrar industrias como: la farmacéutica, alimenticia, siderúrgica, textil y cementera, por mencionar algunas, que son primordiales en el progreso de la sociedad.

En las plantas de proceso de materiales existen ciertas actividades que son imprescindibles para poder cumplir el objetivo de transformar químicamente la materia. Estas actividades involucran procesos físicos y mecánicos, así como reacciones químicas. Dentro de los principales procesos físicos y mecánicos, se encuentra la vaporización, cristalización, destilación, mezclado, transporte de fluidos, etc., No obstante, existe una actividad que está presente en la mayoría de las industrias de proceso y es de gran importancia. Ésta consiste en el enfriamiento-calentamiento de alguna sustancia o corriente de proceso.

Los procesos de intercambio térmico dentro de la industria e inclusive en la vida cotidiana, se llevan a cabo a través de dispositivos conocidos como intercambiadores de calor. Estos equipos son diseñados, seleccionados, controlados o supervisados, comúnmente, por ingenieros químicos, debido a que su formación académica les permite visualizar y comprender los fenómenos que se exhiben en este tipo de unidades.

El presente trabajo está enfocado en proporcionar una herramienta a los estudiantes de Ingeniería Química, que les permita ampliar su perspectiva entorno a los intercambiadores de calor, para que de esta manera, logren comprender la importancia que tienen éstos, tanto a nivel industrial, como en la vida cotidiana. Además, se intentará facilitar y mejorar sus habilidades para el diseño de intercambiadores de calor de tubos y coraza, para que de esta manera, puedan incrementar su capacidad para seleccionar el mejor dispositivo que pueda satisfacer las necesidades de un proceso determinado, al menor costo.

Capítulo 1

Intercambiadores de calor

1.1 Definición de intercambiador de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo utilizado para transferir energía térmica entre dos fluidos o más, entre superficies sólidas y un fluido o partículas sólidas y un fluido, a diferentes temperaturas. En la mayoría de los intercambiadores el proceso se lleva a cabo a través de una pared que proporciona la superficie necesaria para la transferencia de energía, al mismo tiempo, ésta proporciona una barrera que evita el mezclado de las corrientes. Existen pocos intercambiadores donde no hay una pared o superficie que pueda dividir los fluidos, en consecuencia, los fluidos están en contacto directo y sufren mezclado.

1.2 Aplicación de intercambiadores de calor (industrial y doméstica)



Figura 1.1 Radiador de automóvil

Los intercambiadores de calor tienen una gran variedad de aplicaciones que muchas veces pasan desapercibidas, aunque son indispensables para realizar actividades cotidianas. Por ejemplo, se pueden encontrar intercambiadores de calor en los sistemas de enfriamiento de los automóviles (radiadores) fig. 1.1. Estos equipos son los encargados de hacer que

la transferencia de energía se lleve a cabo. En él, los fluidos que forman parte del sistema (agua-anticongelante y aire) sufren enfriamiento y calentamiento. Los radiadores son también conocidos como intercambiadores de calor de flujo cruzado; su diseño es compacto y ligero, por tal motivo cuentan con tubos ale-

tados, que logran incrementar el área de transferencia de calor, sin la necesidad de incrementar el volumen del equipo. El funcionamiento de los radiadores consiste en hacer fluir un refrigerante por el interior de un tubo aletado y doblado en múltiples ocasiones (serpentín). Al mismo tiempo, un ventilador se encarga de hacer pasar una corriente de aire, con temperatura menor a la del refrigerante, por el exterior de los tubos aletados. Esto provoca que la corriente de aire se caliente y que el agua o anticongelante se enfríe. El fluido refrigerante recorre todo el sistema mecánico del vehículo, absorbiendo el calor generado por el propio funcionamiento de éste antes de entrar al radiador. El proceso descrito se lleva a cabo una y otra vez siempre que el vehículo se encuentra encendido.

Es común que un intercambiador sea utilizado para enfriamiento de sistemas, como ocurre en los refrigeradores de uso doméstico, donde un gas que fluye dentro de la tubería se encarga de absorber el calor de todos los alimentos que se encuentran en el interior de éste, posteriormente, el fluido disipa el calor absorbido hacia el ambiente. En este proceso se combinan etapas de compresión y expansión de gas, lo que provoca que su temperatura se eleve y disminuya repetidamente.

Los intercambiadores de calor que podemos encontrar habitualmente, no sólo se utilizan para enfriamiento de sistemas, sino también para calentamiento, como en el caso de los calentadores de agua (comúnmente conocidos como boilers). Éstos tienen la función de calentar agua por medio de la combustión de un combustible. La energía térmica que se libera es absorbida por agua que se encuentra contenida en una tina aletada dentro del calentador, o en su defecto, agua que se encuentra fluyendo a través de un serpentín; esto dependerá del tipo de calentador con el que se cuente.

Los ejemplos anteriores no son los únicos usos domésticos o comunes que pueden tener los intercambiadores de calor. Podemos encontrar intercambiadores de calor en los sistemas de enfriamiento de las computadoras, reproductores de video, sistemas de calefacción, sistemas de aire acondicionado, etc.

Las aplicaciones que tienen los intercambiadores de calor son bastante amplias y fundamentales para el desarrollo de las actividades cotidianas del ser hu-

mano; sin embargo, las más significativas se dan en los procesos industriales. Las diversas aplicaciones que se les puede dar a éstos en los procesos industriales, son: recuperación-donación de calor, esterilización, pasteurización, destilación, concentración, control de la temperatura de un fluido de proceso, refrigeración, acondicionamiento de aire y muchas más, como en la industria petrolera y manufacturera.

Una muestra donde la aplicación de intercambiadores de calor a nivel industria se vuelve indispensable, se da en el noroeste de la República Mexicana, donde continuamente se tiene escases de agua potable para consumo humano y uso doméstico. En esta región se aprovechan los manantiales de agua salina (con una temperatura promedio de 90°C) que existen en el subsuelo. Por medio de una serie de intercambiadores de calor, se evapora parte del agua extraída. Los vapores obtenidos en el proceso se someten a condensación y se logra obtener agua libre de sales e impurezas que puede ser utilizada o consumida por el humano.

1.3 Clasificación de intercambiadores de calor

En general, los intercambiadores de calor pueden ser clasificados de acuerdo a su construcción, proceso de transferencia, disposición de fluidos, grados de compactación de su superficie, arreglo de los pasos, mecanismos de transferencia térmica, etc. En este caso, se clasificarán en tres grandes grupos: Recuperadores, regeneradores y de contacto directo.

1.3.1 Recuperadores (transferencia directa)

Los intercambiadores de calor que caen en esta clasificación, son aquellos donde las corrientes involucradas en el intercambio térmico están divididas por una pared, de tal manera que no existe mezcla entre ellas (idealmente). Esta condición hace que la transferencia de calor sea relativamente deficiente, comparada a la que se lleva a cabo en intercambiadores de

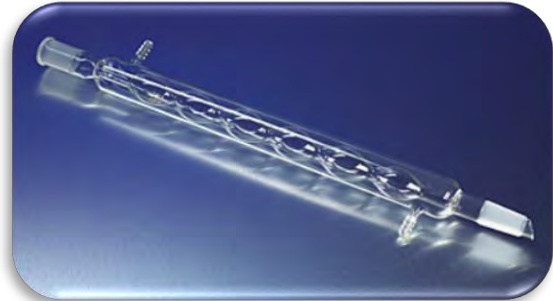


Figura 1.2 Intercambiador de calor de doble tubo (condensador de vidrio para laboratorio)

calor de contacto directo, en el cual, las corrientes se encuentran en íntimo contacto; en cambio, al existir una placa entre los fluidos (en el caso de recuperadores), la transferencia de energía se tiene que dar por medio de ésta, generando automáticamente una disminución en la eficiencia del transporte energético.

En la clasificación de recuperadores se pueden encontrar intercambiadores de calor del tipo: *tubos y coraza*, *doble tubo*, *placas planas*, *placas espirales*, *flujo cruzado*, *compactos*, *superficie extendida*, etc.

A continuación, se abordan algunos de los intercambiadores anteriormente mencionados.

Los intercambiadores de calor de *doble tubo* (fig. 1.2) están formados por dos tubos concéntricos. El acomodo que tienen los fluidos en éste, es a contracorriente. Usualmente se acomoda una serie de tubos concéntricos conectados entre sí por medio de extensiones de tubos en forma de U para formar un intercambiador más grande, sin embargo, estos cambios de dirección del fluido van generando pérdidas de presión. Se puede encontrar este tipo de dispositivos en los laboratorios químicos; comúnmente son conocidos como

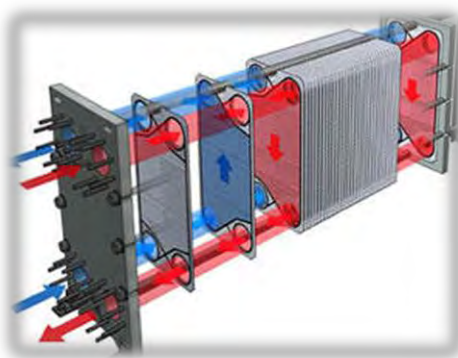


Figura 1.3 Intercambiador de calor de placas planas

Este tipo de dispositivos en los laboratorios químicos; comúnmente son conocidos como

condensadores o enfriadores de vidrio. El material del que están hechos fue especialmente creado para resistir la tensión térmica, lo que evita que al estar funcionando con una corriente caliente y una fría al mismo tiempo, el vidrio se quiebre.

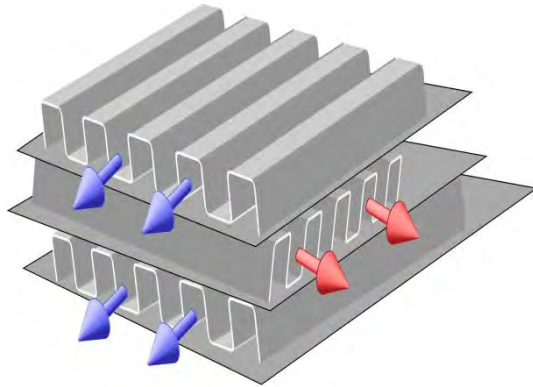


Figura 1.4 Intercambiador de calor de flujo cruzado, utilizando placas.

Otro intercambiador de calor frecuentemente utilizado en la industria, es el llamado *intercambiador de placas* (fig. 1.3), el cual consiste en un conjunto de placas grabadas con canales, por donde circulan fluidos. Las placas están sujetas a una estructura de acero, donde, por medio de tornillos especiales, se compactan entre sí. Por cada una de las placas circula un fluido en disposición paralela al otro fluido. Mientras uno fluye por las placas pares, el otro lo hace por las impares, consiguiéndose así el intercambio térmico necesario.

Los intercambiadores de calor de *flujo cruzado* se utilizan ampliamente en procesos donde existe un cambio de fase de alguno de los fluidos o es necesario trabajar con gases. El funcionamiento de este tipo de cambiadores consiste en hacer pasar, en la mayoría de los procesos, un fluido por el interior de un banco de tubos (normalmente aletados), que puede ser también un sólo tubo doblado varias veces (conocido como serpentín). Perpendicularmente a éste, pasa otro fluido. La característica principal de este tipo de intercambiador de calor es que los fluidos que participan en el proceso lo recorren de manera cruzada, o mejor dicho, de manera perpendicular. Por lo tanto, la geometría que pueden presentar estos dispositivos es múltiple y dependerá del proceso y de las corrientes en cuestión. En la figura 1.4 se muestra un intercambiador de flujo cruzado sin la utilización

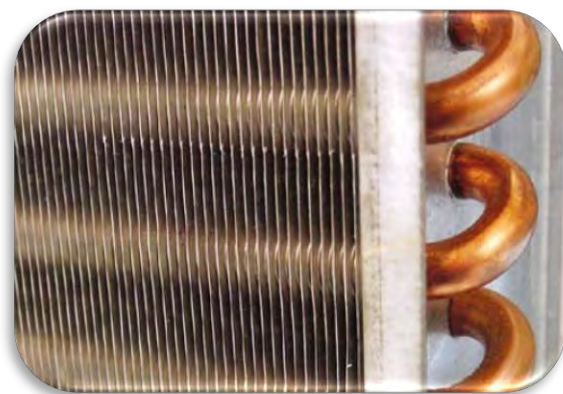


Figura 1.5 Intercambiador de calor de flujo cruzado hecho de tubos aletados.

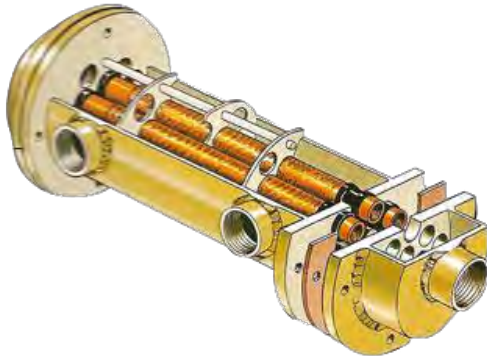


Figura 1.6 Intercambiador de calor de tubos y coraza (vista interna y externa)

de tubos aletados, en lugar de la geometría tubular, se tiene una serie de placas con canales, dispuestas de forma tal que los fluidos se mueven perpendicularmente. En la figura 1.5 se muestra un intercambiador típico de tubos aletados. Éste es ampliamente utilizado en los sistemas de condensación de vapor de las turbinas, donde, el vapor proveniente de las turbinas, es dirigido hacia la parte externa del

banco de tubos, mientras una corriente de agua fluye por el interior, robándole o extrayéndole todo el calor al vapor, y en consecuencia, condensándolo.

Uno de los intercambiadores de calor más utilizados en la industria de proceso, es el de *tubos y coraza* (fig. 1.6), en el cual, uno de los fluidos transita por el interior de un banco de tubos, al mismo tiempo, se hace fluir otro por el lado de la coraza (exterior de los tubos). Se colocan deflectores para dirigir el flujo a través de todo el banco, y a la vez, para generar turbulencia en el fluido y así mejorar la transferencia de energía. Pueden existir muchos arreglos o variaciones de este tipo de intercambiador de calor, dependiendo de las necesidades del proceso.

Existe una gran cantidad de intercambiadores de calor del tipo recuperadores, sin embargo, sólo se han mencionado y ejemplificado los más comunes.

1.3.2 Regeneradores (transferencia indirecta)

La regeneración es una tecnología muy antigua que consta de hacer pasar un fluido caliente (gas) por un compuesto normalmente sólido, capaz absorber calor de la corriente, para posteriormente cederlo a una segunda corriente fría. Este proceso se puede llevar a cabo de

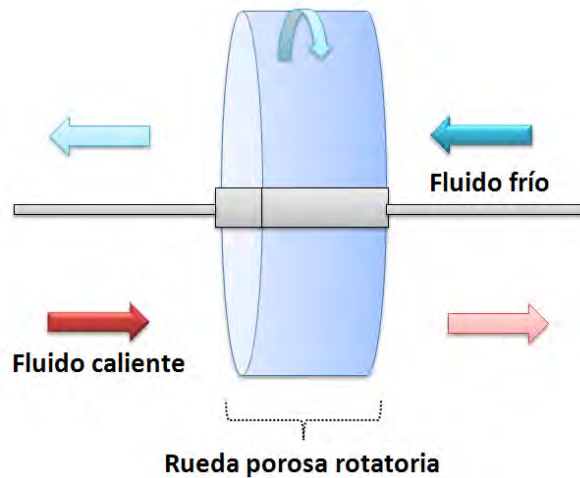


Figura 1.7 Proceso de transferencia de calor en un regenerador giratorio.

dos maneras. La primera es por medio de un sistema rotatorio (fig.

1.7). En este esquema representativo del proceso, se observa que existe una rueda giratoria, hecha de un material sólido que absorbe la energía del fluido caliente y conforme se encuentra girando, va transfiriendo calor a la otra corriente (fría) que fluye paralelamente al flujo caliente. Cabe mencionar que en este proceso existe un ligero mezclado entre las corrientes. La segunda manera es por medio de una operación en dos etapas (fig. 1.8), en la cual, inicialmente se hace pasar un flujo caliente para conseguir que los sólidos absorban

el calor y lo almacenen, posteriormente, se hace pasar la corriente fría, el calor que contienen los sólidos es transferido a esta corriente, logrando así que se caliente. El proceso puede ser utilizado para lograr calentamiento o enfriamiento.

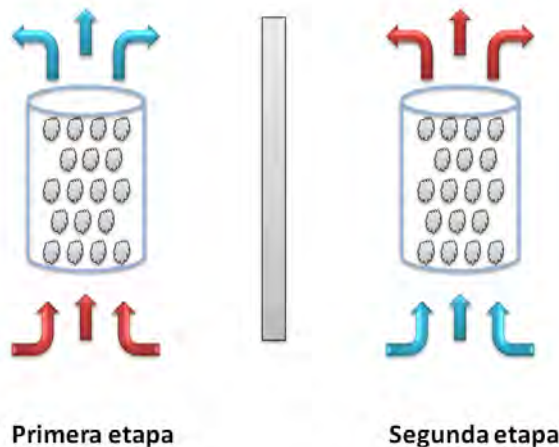


Figura 1.8. Proceso de transferencia de calor por medio de regenerador con dos etapas.

1.3.3 Intercambiadores de contacto directo

A los intercambiadores de calor, donde las corrientes involucradas contactan mutuamente, cediendo calor la corriente más caliente a la más fría, se clasifican como intercambiadores de contacto directo. Para utilizar este tipo de intercambiadores, las dos fases deben ser inmiscibles entre ellas y no puede existir reacción entre éstas, de tal manera que no pueden ser usados con dos corrientes gaseosas. Dentro de esta clasificación (de contacto directo) existen tres tipos de intercambiadores: los intercambiadores gas-sólido, fluido-fluido, y liquido-gas.

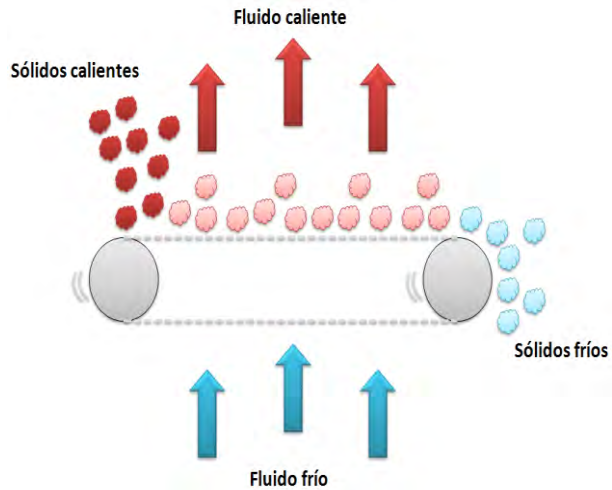


Figura 1.9 Intercambiador de calor de contacto directo por medio de una banda transportadora.

Un ejemplo de un intercambiador de contacto directo de tipo gas-sólido es un transportador de cinta móvil (fig. 1.9). En este intercambiador se tiene una banda que transporta partículas sólidas, la banda es porosa o tiene huecos para que a través de ella pase un flujo gaseoso transversal a la dirección que tiene las partículas sólidas; de esta manera, se lleva a cabo la transferencia de energía. Otro ejemplo de este tipo de intercambiador, es el conocido como intercambiador de lecho fluidizado, en el cual, se vierten por la parte superior partículas sólidas y por la parte inferior se hace pasar la corriente gaseosa. Como resultado se tiene una transferencia de energía muy efectiva, sin la existencia de reacciones químicas ni disoluciones entre las fases.

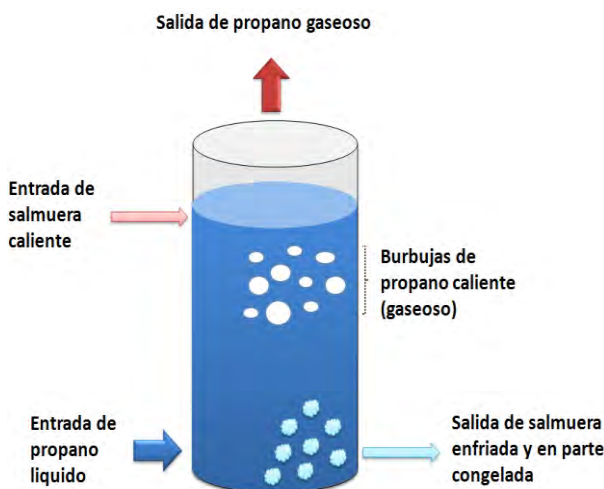


Figura 1.10 Proceso de intercambio térmico con existencia de cambio de fase en ambos fluidos.

Los intercambiadores de contacto

directo de tipo fluido-fluido tienen la propiedad de poder permitir la existencia de un cambio de fase durante el intercambio térmico, como es el caso de un intercambiador de calor de fluidos inmiscibles, donde se enfría salmuera con propano líquido; parte de la salmuera se congela en el proceso, mientras el propano se evapora (Figura 1.10).

Por último se tiene el intercambiador tipo líquido-gas. En éste no es necesario que los fluidos en contacto sean completamente inmiscibles, puede existir el caso donde uno de los fluidos sea soluble en el otro, tal como ocurre a menudo en las torres de enfriamiento, donde se enfría agua caliente. En el proceso de enfriamiento de la figura 1.11 (torre de enfriamiento), se introduce por la parte superior de la torre, agua caliente; por el lado inferior, aire frío y seco, al contactarse las dos fases, se lleva a cabo la transferencia de energía, sin embargo, mientras ese proceso ocurre, también se lleva a cabo un transporte de masa, ya que una parte de la fase líquida pasa a la otra fase (aire), obteniéndose de esta manera, aire húmedo o humidificado y caliente.

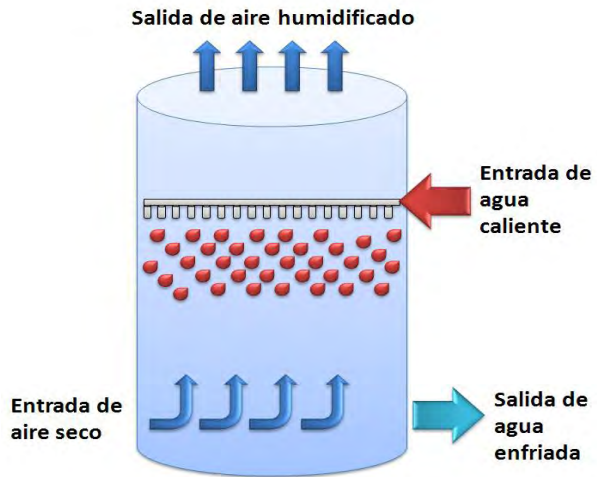


Figura 1.11 Enfriamiento de agua en una torre por medio de contacto directo con aire seco

Se ha presentado al lector una resumida y sencilla clasificación de los intercambiadores de calor más comunes en la industria, así como el funcionamiento de algunos de ellos y sus aplicaciones; sin embargo, este trabajo se enfocará principalmente en los intercambiadores de calor de transferencia directa (recuperadores), siendo más específico, a los intercambiadores de calor tubulares, tal como el intercambiador de tubos y coraza. A continuación se presentan fundamentos termodinámicos de los intercambiadores calor de transferencia directa.

1.4 Fundamentos termodinámicos

1.4.1 Ecuación de diseño

Existen 2 ecuaciones básicas que son utilizadas para el análisis general de un intercambiador de calor. La primera (1.1) es conocida como la ecuación de conservación de la energía y la segunda (1.2) como ecuación de rapidez de transferencia de calor

$$Q = C_h (t_{ce} - t_{cs}) = c(t_{cs} - t_{ce}) \quad (1.1)$$

$$Q = UA(\Delta T_{lm}) \quad (1.2)$$

Donde:

C_c : Coeficiente de capacidad calorífica del fluido frío ($m_c C_{pc}$)

C_h : Coeficiente de capacidad calorífica del fluido caliente ($m_h C_{ph}$)

t_{ce}, t_{cs} : Temperaturas del fluido frío a la salida y entrada

t_{hs}, t_{he} : Temperaturas del fluido caliente a la salida y entrada

La ecuación número 1.2 es conocida también como ecuación de diseño para intercambiadores de calor o ecuación de Fourier. Ésta es utilizada principalmente para determinar el área total de transferencia de calor que necesita un intercambiador para poder cubrir los requerimientos del proceso. Los términos involucrados en esta ecuación y de los cuales depende el área total de transferencia de calor son:

Q: Carga térmica o calor transferido

U: Coeficiente global de transferencia de calor

ΔT_{lm} : Diferencia de temperatura media logarítmica

El término Q es la cantidad de energía transferida por unidad de tiempo, por lo tanto, se puede decir que es la rapidez con la que el calor es transferido de un fluido a otro.

1.4.2 Distribución de temperaturas

El motor que provoca que la transferencia de calor se lleve a cabo, es la diferencia de temperaturas que existe entre los fluidos. El cálculo de ésta variable se podría determinar simplemente haciendo el promedio de las temperaturas de los fluidos, tanto de las entradas como de las salidas, sin embargo, esto no es así de simple; ya que la temperatura de los fluidos en intercambiador de calor va variando a lo largo de éste.

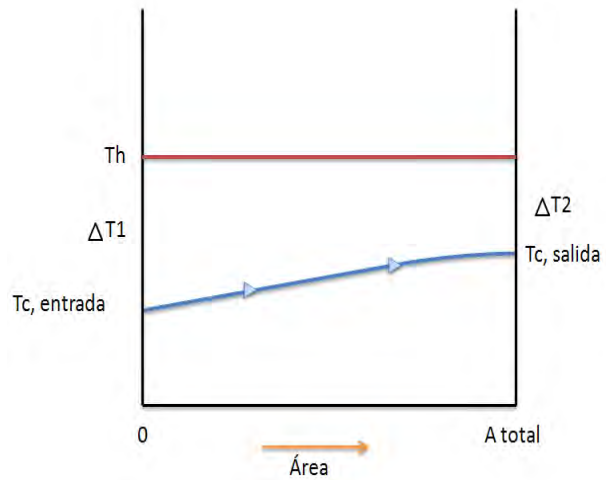


Figura 1.12 Distribución de temperaturas a lo largo de un intercambiador de calor donde se lleva a cabo una condensación.

Existen varias distribuciones de temperaturas, dependiendo del arreglo que se le dé a los fluidos dentro del intercambiador y del tipo de proceso con el que se esté trabajando. Por ejemplo, en la figura 1.12 se tiene la distribución de temperaturas de un condensador de recorrido simple. Se puede apreciar que la temperatura de la corriente caliente se mantiene constante, debido a que en este proceso, el fluido caliente está pasando de un estado gaseoso a un estado líquido, donando únicamente su calor latente. En la figura 1.13 se observa una distribución de temperaturas en un evaporador de recorrido simple. En este

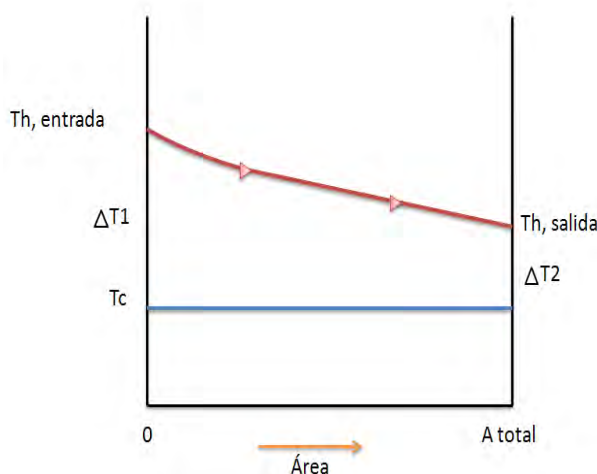


Figura 1.13 Distribución de temperaturas en un proceso de evaporación.

caso la corriente fría mantiene la misma temperatura a lo largo de su paso por el intercambiador, debido a que, como en el ejemplo anterior, solamente está absorbiendo calor latente que le proporciona la corriente caliente. La figura 1.14 muestra una distribución de temperaturas en un intercambiador de calor de flujo paralelo con recorrido

simple. Aquí es posible ver, como la temperatura de ambos fluidos es variable a lo largo de todo el intercambiador, y no se mantienen constantes en ningún punto del intercambiador. También es posible observar en este tipo de arreglo, que por más largo que sea el intercambiador de calor, nunca va a ser posible que la temperatura de la corriente fría de salida pueda

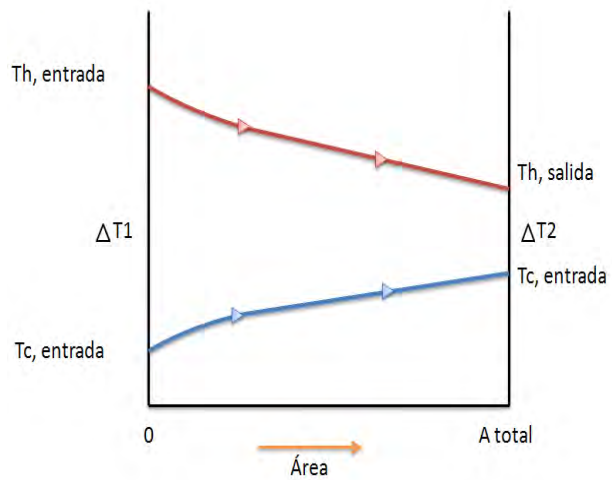
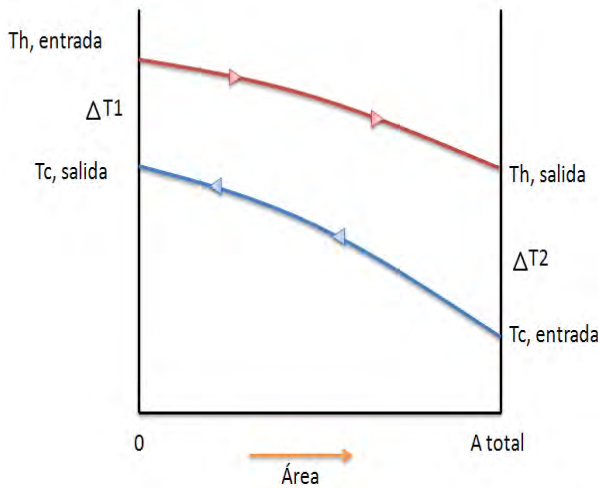


Figura 1.14 Distribución de temperaturas en proceso donde las corrientes fluyen en paralelo.

alcanzar la temperatura de la corriente caliente de salida, sin embargo, en el



arreglo a contracorriente, como se muestra en la figura 1.15, la corriente final del fluido frío puede exceder la temperatura final de la corriente caliente, debido a que en este arreglo el gradiente de temperatura es favorable a lo largo de todo el intercambiador.

Figura 1.15 Distribución de temperaturas de un intercambiador con arreglo a contracorriente.

1.4.3 Diferencia de temperatura media logarítmica

El término ΔT_{lm} (diferencia de temperatura media logarítmica) que aparece en la ecuación 1.2, puede ser utilizado, en cualquiera de los casos anteriores, para obtener una diferencia de temperaturas promedio adecuada. Para poder determinar este término se trabajó bajo las siguientes restricciones o suposiciones:

- La velocidad de cada fluido es constante
- El calor específico de cada fluido es constante
- El coeficiente global de transferencia de calor es constante a lo largo de todo el intercambiador de calor
- No ocurre reacción química en el proceso
- Las pérdidas de calor hacia el exterior del intercambiador son despreciables

Después de hacer estas suposiciones el resultado es:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (1.3)$$

Como se abordó anteriormente, la diferencia de temperatura media logarítmica se limita a arreglos en paralelo y a contracorriente con recorrido simple; debe quedar claro que solamente es una aproximación en la práctica. Sí el proceso necesita la aplicación de intercambiadores con multipasos, unidades conectadas en serie, o equipos donde los fluidos sean transversales entre sí, la deducción matemática de una expresión para la diferencia de temperatura media se vuelve muy compleja. Existe un procedimiento común y sencillo, que consiste en modificar la diferencia media logarítmica de temperatura por medio de factores de corrección (F) publicados por Bowman, colaboradores y el TEMA, en forma de gráfica. El factor F tiene un valor máximo $F \leq 1$ y su valor depende de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes, tanto caliente como fría. Los diagramas del factor de corrección F están hechos específicamente para un tipo de arreglo de intercambiador, es decir, se cuenta con diagramas para fluidos con disposición en flujo cruzado sin mezclado, flujo cruzado con sólo un flujo mezclado, un paso por la coraza y varios pasos por los tubos (para intercambiadores de coraza y tubos), etc.

Si un proceso requiere de un intercambiador donde es necesario hacer una corrección a la diferencia de temperatura media logarítmica por medio del factor F. La ecuación de diseño quedaría como:

$$Q = UA(\Delta T_{lm})F \quad (1.4)$$

1.4.4 Coeficiente global de transferencia de energía

En la ecuación 1.2 (Fourier), el término UA representa la resistencia que existe en el intercambiador de calor, al flujo de calor y toma en cuenta todos los factores que generan esa resistencia. Por ejemplo, en la figura 1.16, se observa una pared plana (de un intercambiador), la cual, ofrece por naturaleza misma del material, resistencia al flujo de calor. Además de esta barrera, existe también la formación de depósitos sobre la superficie de la placa o pared (en ambas superficies de la placa), que de igual manera, va a impedir que la transferencia de calor se lleve a cabo eficientemente. Por último, se tiene una zona de flujo contactando la superficie (o en su defecto la capa de depósitos), que tiene un movimiento laminar, el cual hace que el transporte de calor se dé por medio de conducción; lo que se traduce en una ineficiente forma de transferir energía comparándola con la que se lleva a cabo en el seno del fluido, donde se tiene flujo turbulento y la transferencia se lleva a cabo por convección.

Por lo anteriormente mencionado se tiene entonces que:

$$UA = \frac{1}{R_t} \quad (1.5)$$

Donde R_t contempla:

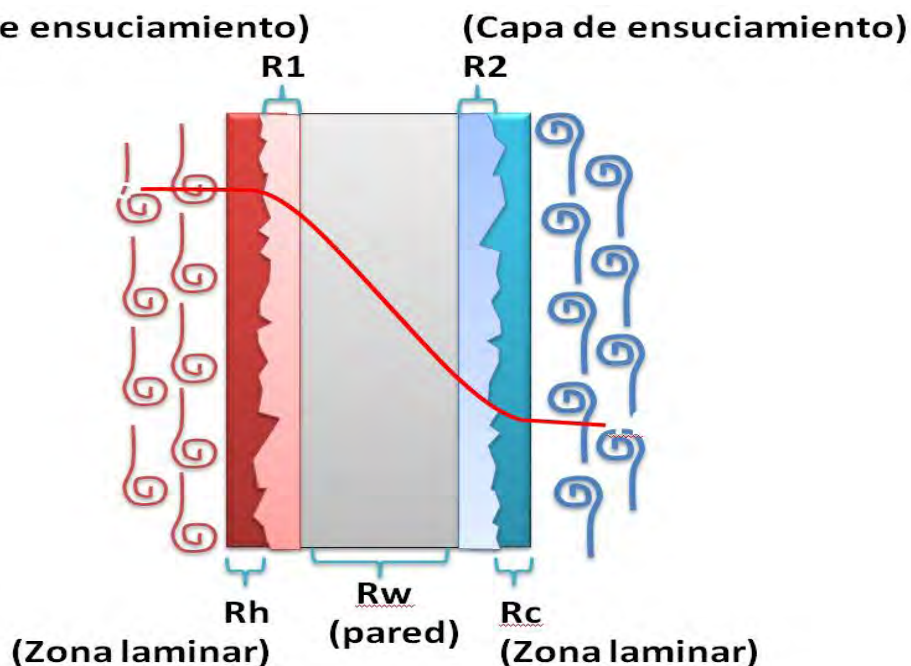


Figura 1.16 Representación de las resistencias al flujo de calor que se presentan en un intercambiador.

$$R_t = R_h + R_1 + R_w + R_2 + R_c \quad (1.6)$$

Donde:

R_h, R_c : Son las resistencias que existen en la capa laminar, tanto en el fluido caliente como en el frío. Pueden ser expresadas como: $\frac{1}{(\eta_0 hA)_h}$ y $\frac{1}{(\eta_0 hA)_c}$

R_1, R_2 : Son las resistencias térmicas debido a los depósitos o ensuciamientos que existen en ambos lados de la pared. Pueden ser expresados como: $\frac{R_{fh}}{(\eta_0 h)_h}$ y $\frac{R_{fc}}{(\eta_0 h)_c}$

R_w : Es la resistencia al flujo de calor que da lugar en el muro o pared. Puede expresarse como, $\frac{\delta}{A_w K_w}$ en el caso que se trate de una pared plana, y como $\frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi K_w L N}$ en el caso que la pared sea tubular.

Para evaluar la resistencia al flujo de calor que tiene una pared plana se tiene la expresión $\frac{\delta}{A_w K_w}$; esta ecuación toma en cuenta el grosor de la pared (δ), el área total donde se lleva a cabo la transferencia térmica (A_w) y la conductividad térmica del material del cual está formada la pared (K_w). Si ahora, esa resistencia se evalúa para un intercambiador de calor donde se utilizan tubos, se tendría la siguiente expresión $\frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi K_w L N}$. Este término toma en cuenta los mismos factores que la expresión utilizada para una pared plana, sin embargo, se encuentra expresada para una placa cilíndrica. El grosor de la pared es tomado en cuenta por $\ln(D_o/D_i)$, donde D_o y D_i son los diámetros externo e interno de la tubería, respectivamente. El término $2\pi L N$, se refiere al área total de transferencia de energía. Por último, se tiene K_w , que es la conductividad térmica del material del cual están hechos los tubos.

La ecuación 1.6 puede ser expresada de la siguiente manera:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_0 hA)_h} + \frac{R_{dh}}{(\eta_0 h)_h} + R_w + \frac{1}{(\eta_0 hA)_c} + \frac{R_{dc}}{(\eta_0 h)_c} \quad (1.7)$$

Se sabe que UA es igual a $U_h A_h$ y a $U_c A_c$, entonces el coeficiente total de transferencia de calor puede ser definido en términos de la superficie del fluido

frío o caliente; por lo tanto, el área con la que se esté trabajando debe ser especificada (parte externa o interna de la tubería) para poder evaluar U.

Para intercambiadores de calor tubulares, si U se define en términos de la superficie externa, entonces la expresión quedaría:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + R_{dc} + \frac{D_o \ln(D_o/D_i)}{2K_w} + \frac{R_{df} D_o}{D_i} + \frac{D_o}{h_i D_i} \quad (1.8)$$

A lo largo de este capítulo se han abordado de manera global y sencilla algunas de las más importantes propiedades, clasificaciones, aplicaciones y fundamentos termodinámicos de los intercambiadores de calor. Esta información va a permitirle al lector tener un panorama más claro acerca de lo que es un intercambiador de calor, su importancia y la forma en que los conocimientos termodinámicos son aplicados al diseño de estos equipos.

Capítulo 2

Intercambiadores de calor de tubos y coraza

En el capítulo anterior se dio una breve introducción a los intercambiadores de calor y se pudo conocer el gran impacto que éstos tienen, habitualmente y en procesos industriales. Además, se abordó una pequeña parte de la extensa variedad de intercambiadores que actualmente existen y se explicó, de manera sencilla, el funcionamiento de algunos de ellos. El presente capítulo se enfoca a los intercambiadores de calor de tubos y coraza, su funcionamiento, componentes principales y generalidades, que hacen de este equipo uno de los preferidos en la industria.

2.1 Aplicaciones



Figura 2.1 Intercambiador de calor de tubos y coraza (vista exterior)

Para la mayoría de las corrientes de proceso se requiere un intercambiador muy eficiente; desde el punto de vista del costo, espacio, fácil limpieza y requerimientos de caída de presión. El intercambiador de calor de tubos y coraza (figura 2.1) es el preferido para un gran número de procesos industriales.

La siguiente tabla (2.1), muestra algunas aplicaciones que éstos tienen en la industria.

INDUSTRIA	APLICACIÓN
Química	<ul style="list-style-type: none"> • Enfriamiento de ácido sulfúrico • Precalentamiento de amoniaco
Petróleo	<ul style="list-style-type: none"> • Calentamiento / Enfriamiento de gas a alta presión • Calentamiento de gas natural licuado • Calentamiento / enfriamiento de corrientes de alimentación
Pulpa y papel	<ul style="list-style-type: none"> • Calentamiento / Enfriamiento de licor negro • Enfriamiento de agua blanca • Calentamiento / Enfriamiento de aceite
Generación de electricidad	<ul style="list-style-type: none"> • Condensación de vapor de agua de turbina • Calentamiento de agua de alimentación de caldera
Acero	<ul style="list-style-type: none"> • Enfriamiento continuo de fundición • Enfriamiento de aceite lubricante • Enfriamiento de aceite de temple
Municipal	<ul style="list-style-type: none"> • Calentamiento de agua en circuitos cerrados • Calentadores con vapor de agua

Tabla 2.1 Aplicaciones industriales de intercambiadores de calor de tubos y coraza

Existen muchas aplicaciones más donde los intercambiadores de calor de tubos y coraza juegan un papel muy importante, no obstante, su principal aplicación se da en la industria petrolera.

2.2 Funcionamiento

Los intercambiadores de calor de tubos y coraza consisten en un haz de varios tubos, a veces varios cientos, empacados en una coraza con sus ejes paralelos al de éste, a través de los cuales se hace pasar un fluido por su interior; mientras otro fluido se hace pasar por el exterior del haz o banco. Este fluido que pasa por el exterior de los tubos, es contenido por la coraza, donde se utilizan deflectores o desviadores para provocar cambios de dirección en el fluido con la finalidad de formar un flujo turbulento que hará muy eficiente el transporte de energía. A continuación se muestra la figura 2.2 que ilustra de manera clara lo anteriormente explicado.

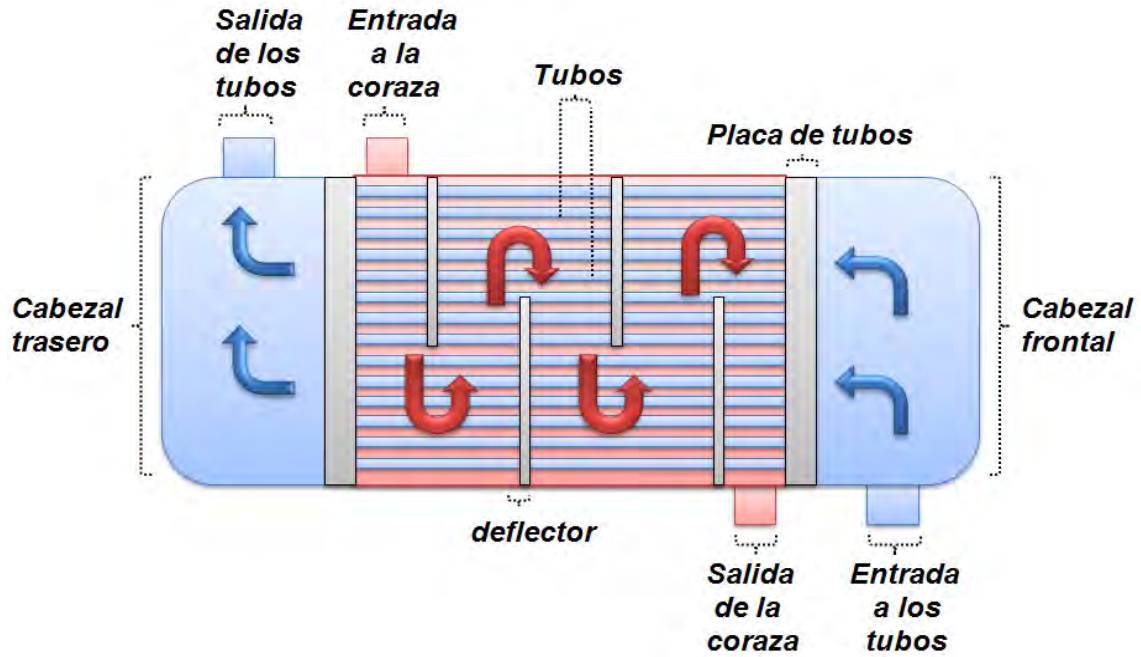


Figura 2.2 Funcionamiento básico de un intercambiador de coraza y tubos de un paso por los tubos y uno por la coraza

Los intercambiadores de calor de tubos y coraza tienen un diseño y componentes básicos, sin embargo, estos pueden ser modificados para lograr el mejor rendimiento posible o pueden adaptarse para cumplir con los requerimientos o necesidades del proceso.

2.3 Clasificación

Existen tres principales tipos de intercambiadores de calor de coraza y tubos, estos son:

- Intercambiadores de placa de tubos fija
- Intercambiadores de tubos en U
- Intercambiadores de cabezal flotante

Todos estos intercambiadores de calor de tubos y coraza cuentan con un cabezal frontal fijo o estacionario, mientras que los cabezales traseros, pueden ser fijos o flotantes, todo depende de la tensión térmica que se vaya a generar por el proceso para el cual son diseñados.

A continuación se muestran diversos tipos de intercambiadores de calor de co-
 raza y tubos (Figura 2.3), así como sus componentes y nomenclatura.

El funcionamiento y características de estos tipos de intercambiadores serán
 abordados más adelante. También serán descritas más a fondo las partes prin-
 cipales de estos equipos.

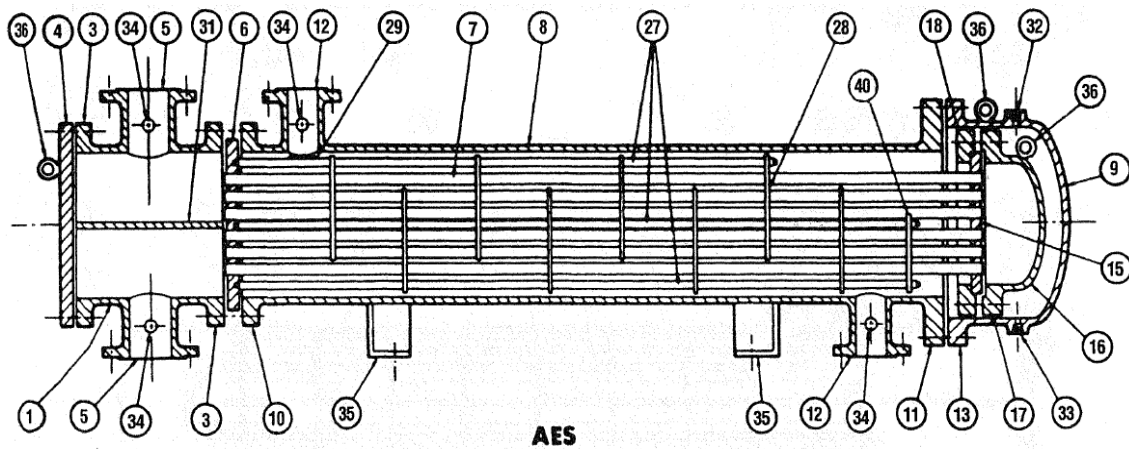


Figura 2.3 (A) Intercambiador de calor de tubos y coraza AES

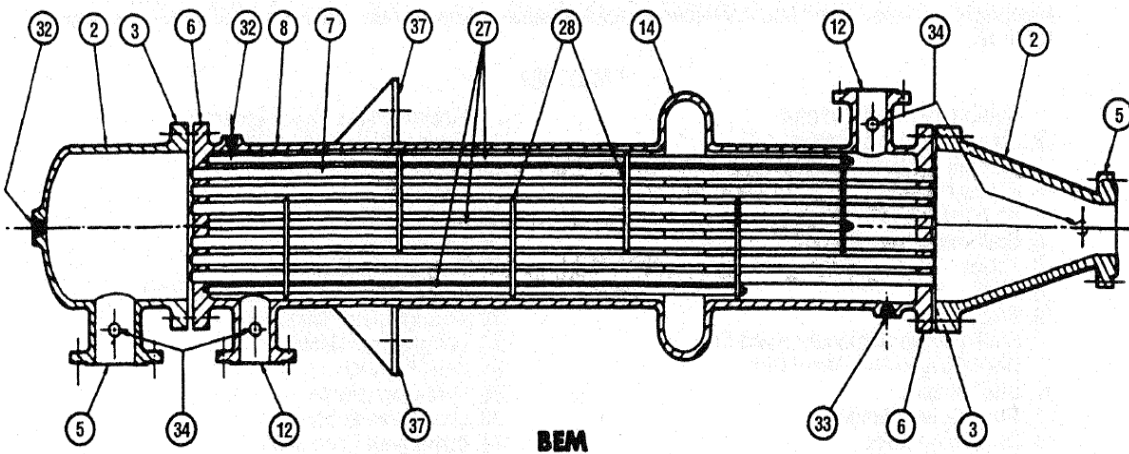


Figura 2.3 (B) Intercambiador de tubos y coraza BEM

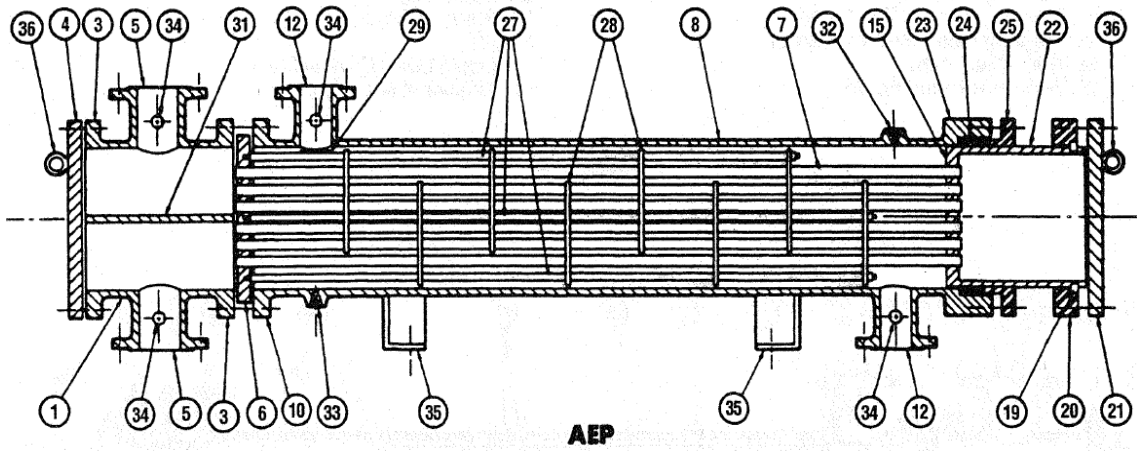


Figura 2.3 (C) Intercambiador de calor de tubos y coraza AEP

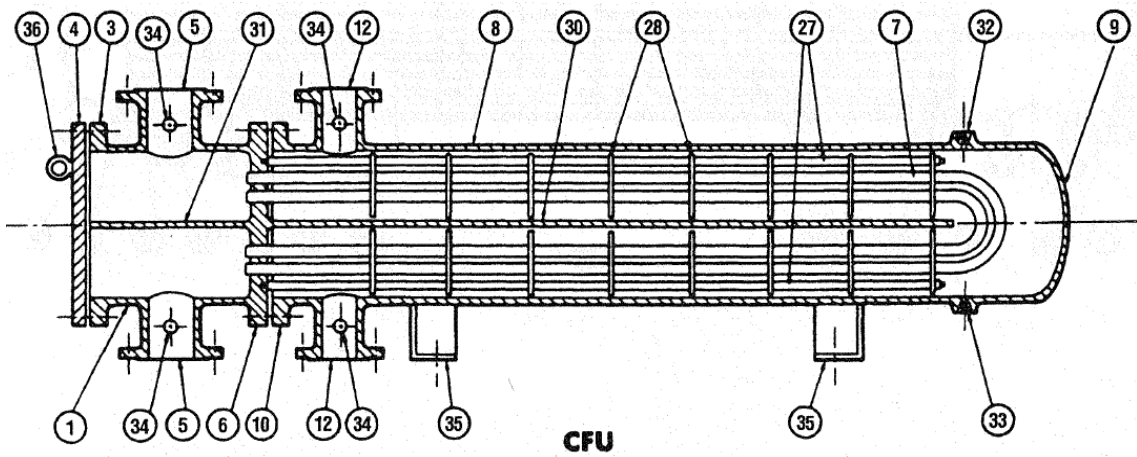


Figura 2.3 (D) Intercambiador de calor de tubos y coraza CFU

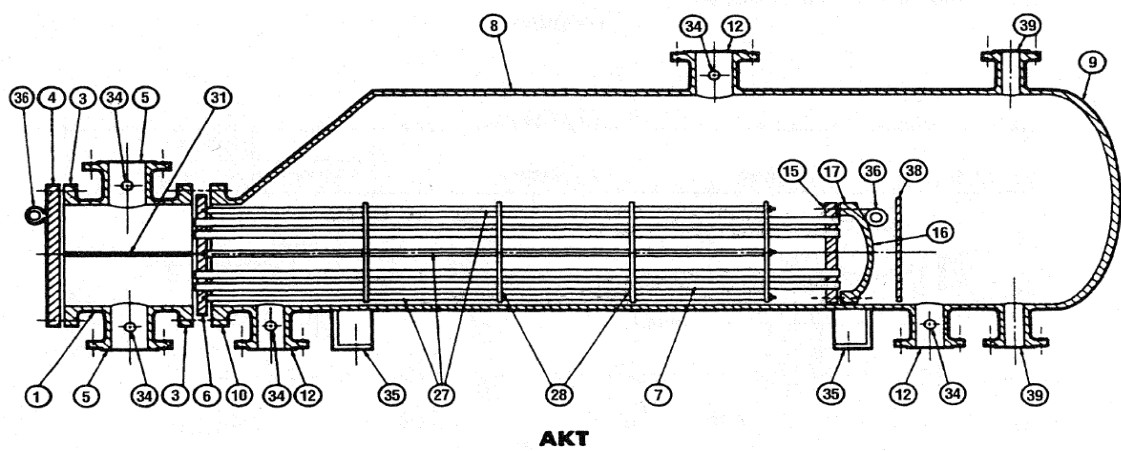


Figura 2.3 (E) Intercambiador de calor de tubos y coraza (rehervidor) AKT

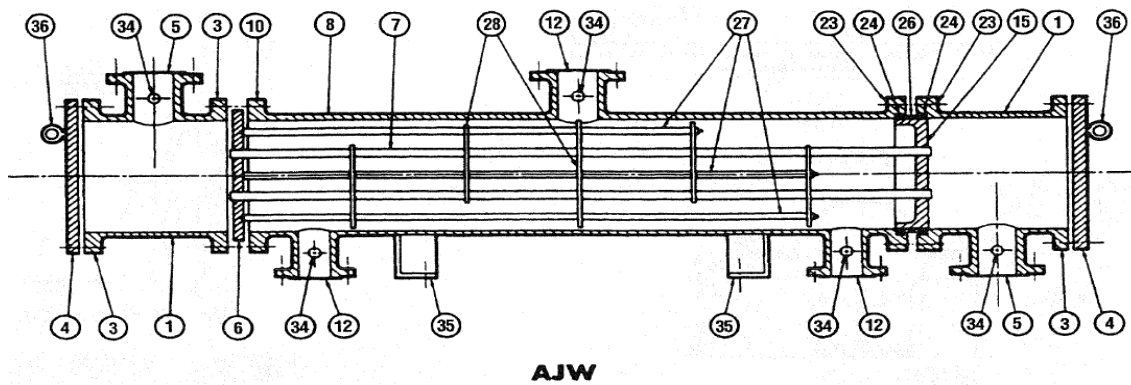


Figura 2.3 (F) Intercambiador de calor de tubos y coraza AJW

NÚMERO	PIEZA O PARTE	NÚMERO	PIEZA O PARTE
1	Cabezal estacionario, canal	21	Cubierta de cabezal flotante, externa
2	Cabezal estacionario, casquete	22	Faldón del espejo flotante
3	Brida de cabezal estacionario, casquete o canal	23	Brida de prensaestopas
4	Cubierta de canal	24	Empaque
5	Tobera de cabezal estacionario	25	Prensaestopas
6	Espejo estacionario	26	Anillo de cierre hidráulico
7	Tubos	27	Bielas y espaciadores
8	Coraza	28	Deflectores transversales o placas de apoyo
9	Cubierta de la coraza	29	Placa de choque
10	Brida de la coraza, extremo del cabezal estacionario	30	Baffle longitudinal
11	Brida de la coraza, extreme del cabezal trasero	31	Separación de paso
12	Tobera de la coraza	32	Conexión de ventila
13	Brida de la cubierta de la coraza	33	Conexión de drenaje
14	Junta de expansión	34	Conexión de instrumentos
15	Espejo flotante	35	Albardilla de soporte
16	Cubierta de cabezal flotante	36	Talón elevador
17	Brida del cabezal flotante	37	Ménsula de soporte
18	Dispositivo de apoyo del cabezal flotante	38	Vertedero
19	Anillo de corte dividido	39	Conexión de nivel del líquido
20	Brida de apoyo deslizante	40	Soporte del cabezal flotante

Tabla 2.2 Nomenclatura de partes de figura 2.3

Hay tres clases de intercambiadores de calor de tubos y coraza:

- Clase R
- Clase C
- Clase B

La clase R son todos aquellos intercambiadores que son utilizados para requerimientos severos en petróleo y procesos relacionados con éste.

La clase C es para requerimientos moderados en procesos comerciales o generales.

Por último está la clase B, éstos son los intercambiadores que se utilizan en servicios de procesos químicos.

La clasificación por clases permite conocer la forma en que se va a diseñar y fabricar el intercambiador de calor, así como los materiales que deben ser utilizados para soportar las condiciones de operación que requiere el proceso.

Todos los intercambiadores de calor son diseñados y construidos de acuerdo al American Society of Mechanical Engineers (ASME) y el Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA), donde se especifican, dimensiones, tolerancias, arreglos, materiales y muchos otros factores necesarios para tal fin.

A continuación se hace una descripción de las partes más importantes que conforman un intercambiador de calor de tubos y coraza, así como las variaciones que pueden tener estos equipos.

2.4 Componentes principales

2.4.1 Tubos

El componente principal de los intercambiadores de calor son los tubos, ya que éstos proporcionan el área necesaria para que se lleve a cabo la transferencia de calor. Los tubos pueden ser rectos o en U (Fig. 2.4), esto va a depender del tipo de intercambiador que se esté diseñando. Las variables geométricas importantes de los tubos para intercambiador son:

- Diámetro externo
- Grosor de la pared
- Pitch
- Arreglo o patrones

La tubería para intercambiador debe ser capaz de soportar:

- La temperatura y presión de operación por ambos lados
- La tensión térmica debida a la expansión térmica diferencial entre la coraza y el haz de tubos
- La naturaleza corrosiva de ambos fluidos en la coraza y el haz de tubos

Los tubos para intercambiador se clasifican en: Tubos lisos, tubos bimetálicos o dúplex y tubos de superficie extendida. A continuación se abordan los detalles que los caracterizan.



Figura 2.4 Tubos para intercambiador de acero inoxidable en forma de U

2.4.1.1 Tubos lisos

Son los tubos que comúnmente o en la mayoría de los procesos se utilizan y como su nombre lo indica, son tubos que cuentan con una superficie lisa (Fig. 2.5).



Figura 2.5 Tubería lisa de intercambiador de calor

2.4.1.2 Tubos bimetálicos o dúplex

Este tipo de tubería es utilizada cuando en el proceso se tienen dos fluidos diferentes y alguno de ellos no es compatible con el material que está hecha la tubería, por lo tanto, es necesario que la tubería esté constituida por un lado de un material y por el otro, un material distinto.

2.4.1.3 Tubos de superficie extendida

Este tipo de tubería se emplea cuando el fluido que viaja del lado de la coraza es muy viscoso, es un gas o son vapores condensables, y por lo tanto, tiene un coeficiente de transferencia relativamente bajo en comparación con fluido que viaja por dentro de los tubos. Estos tubos tienen un área superficial 2.5 a 3.5 veces mayor a la que tuviera el tubo liso y por lo tanto, hacen más eficiente el proceso.

A continuación se presenta la figura 2.6, ésta muestra un tubo liso, antes y después de haber sido sometido al proceso de extensión de superficie.

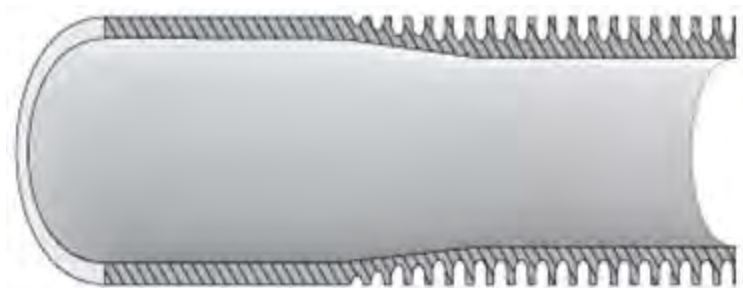


Figura 2.6 Tubo de intercambiador de calor, antes y después de haber sido aumentada su área superficial

La imagen 2.7 muestra un tubo de intercambiador de calor finamente aletado del lado de la coraza que es utilizado en procesos de condensación donde los gases condensables fluyen del lado de la coraza. Las aletas pueden existir tanto en el exterior como en el interior de los tubos.

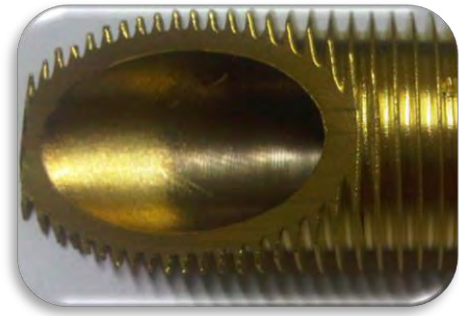


Figura 2.7 Corte segmentado de un tubo finamente aletado

2.4.1.4 Materiales

La tubería utilizada para este tipo de procesos es llamada tubería para condensador o para intercambiador (Fig. 2.8) y no debe ser confundida con la tubería comercial, normalmente hecha de acero o de hierro. La tubería de intercambiadores puede fabricarse de varios materiales, que incluyen: acero al carbón,



Figura 2.8 Tubos de acero al carbón para intercambiador de calor sin costura, hechos por extrusión en frío

aluminio, aceros inoxidable, cobre, latón, aleaciones níquel-cobre, aluminio-bronce, entre muchas otras. La selección del material depende principalmente de la naturaleza o composición del fluido que se maneja, la concentración de la solución, el pH, la cantidad de impurezas, la presión del sistema, así como la temperatura

de las corrientes y su velocidad. Se puede tomar en cuenta para la selección de los materiales, la experiencia de los trabajadores, pruebas de corrosión, literatura y recomendaciones directas de los proveedores. Si estos detalles no son tomados en cuenta, es muy probable que el funcionamiento del intercambiador de calor se vea afectado y que esto se refleje en una pérdida económica. La adecuada selección de los materiales de construcción de los tubos de los intercambiadores puede ayudar a disminuir considerablemente la formación de depósitos en éstos, aunque, inevitablemente, los tubos van a sufrir de ensuciamientos. Un ejemplo donde es imposible evitar los depósitos o ensuciamientos,

es en los procesos de desalación de agua de mar. En estos procesos la finalidad es obtener agua potable a partir de agua extraída directamente del mar. Como es sabido, esta agua contiene cantidades considerables de sales e impurezas, que la hacen imposible de consumir o usar domésticamente. En este proceso, el agua salada pasa por intercambiado-



Figura 2.9 Ensuciamiento en parte exterior de tubos de intercambiador de calor

res de calor, los cuales le proporcionan la energía necesaria para evaporarse; este vapor se condensa y finalmente se obtiene agua potable. Durante el proceso, el agua de mar es rociada sobre tubos para lograr su evaporación. El agua de mar es sumamente incrustante y corrosiva, por ende, la tubería elegida para este proceso es una aleación de Cobre-Níquel, este material minimiza al máximo la corrosión y las incrustaciones; no obstante, no impide que ocurran, además, cuentan con una resistencia adecuada a la presión y a la temperatura del proceso.

2.4.1.5 Ensuciamiento en tubería

2.4.1.5.1 Incrustación por precipitación

La forma más común de incrustación es la precipitación de depósitos, como anteriormente se comentó. Cotidianamente se puede observar la precipitación de depósitos en las teteras, que con el tiempo y el uso prolongado, advierten una capa de depósitos de calcio sobre las superficies en las cuales se lleva a cabo la ebullición. Al momento de



Figura 2.10 Incrustaciones en interior de banco de tubos de un intercambiador de tubos y coraza

raspar esas formaciones y por medio de un tratamiento químico, se pueden eliminar. Ahora, se puede imaginar que este mismo fenómeno ocurra en superficies interiores (Fig. 2.10) y exteriores (Fig. 2.9) de tubos de intercambiadores de calor. Esto tendría un efecto perjudicial sobre la transferencia de calor, no obstante, se puede hacer lo mismo que con las teteras, es decir, se puede limpiar el haz de tubos por fuera y por dentro, con tratamiento mecánico o químico, para que de esta manera no se vea mayormente afectado el proceso de intercambio térmico.

2.4.1.5.2 Corrosión

Las incrustaciones por precipitación de depósitos no son las únicas formas en que una tubería se ve afectada, también existe la corrosión. La corrosión es un fenómeno natural inevitable. Existen materiales que son más resistentes a sufrir oxidación que otros, no obstante, no están exentos de ser corroídos por agentes externos, como agua u otras sustancias químicas, simplemente, la rapidez a la que ocurre el acto, es mucho menor.

2.4.1.5.3 Incrustación química

La incrustación química (Fig. 2.11) se da cuando las superficies son saturadas por la acumulación de los productos de las reacciones químicas que se dan sobre ellas. Es decir, puede ser que algún fluido que circule por el intercambiador, tenga una ligera tendencia a reaccionar con el material del que está hecho el equipo mencionado y que el producto de esta reacción tienda a depositarse en la superficie, ya sea de los tubos o de la coraza. Una manera de poder evitar este tipo de incrustación es: recubriendo la tubería con vidrio.

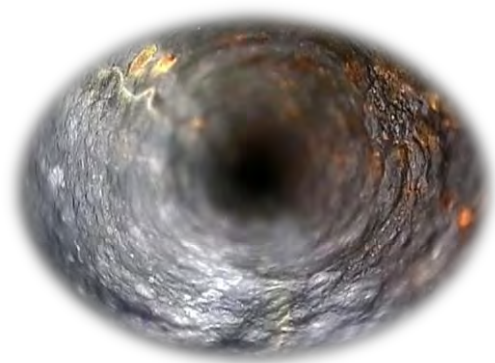


Figura 2.11 Vista interna de un tubo de intercambiador con formación de depósitos

2.4.1.5.4 Incrustación biológica

Por último, existe un tipo de incrustación llamada incrustación biológica. Este fenómeno se da por el crecimiento de algas, por efecto de los fluidos calientes que propician el desarrollo de organismos celulares que se van acumulando conforme el equipo de intercambio térmico está funcionando y que a la larga provoca una caída en el rendimiento del equipo. Esta incrustación se puede evitar mediante tratamiento químico.

Como se ha visto anteriormente, se observa que el tipo de material con el que se construye un intercambiador de calor es sumamente importante, sin embargo, existen factores como la temperatura de los fluidos y la velocidad de éstos que también afectan considerablemente la formación de depósitos.

La incrustación es un factor que debe ser tomado con gran seriedad, ya que estas suciedades merman el proceso de la transferencia de calor en los intercambiadores. Cuando los tubos de los intercambiadores se encuentran muy sucios, es necesario detener el proceso y sustituirlos o darles mantenimiento y limpieza.

2.4.1.6 Dimensiones de tubería

La tubería de intercambiador de calor no es especial solamente por el material con el que está fabricado, sino también, por sus medidas precisas. Es decir, el diámetro externo de la tubería para condensador es exacto, dentro de tolerancias muy estrictas. El diámetro externo para este tipo de tubería va desde 1/4 in, hasta 2 in. El diámetro más popular, el que tiene mejor desempeño para la mayoría de los procesos industriales y el más económico es el de 3/8 in y 3/4 in. Para procesos donde se manejan fluidos limpios se recomienda utili-

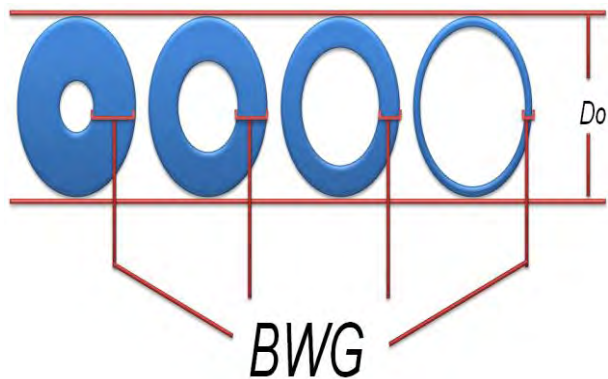


Figura 2.12 Diferentes grosores de tubería, manteniendo constante el diámetro externo y modificando el diámetro interno.

zar tubería con diámetro de 1/4 in, sin embargo, cuando se trabaja con fluidos sucios, lo más recomendable es utilizar diámetros mayores a 3/4 de pulgada para facilitar la limpieza mecánica del banco de tubos. El grosor que llega a tener la tubería para intercambiador (figura 2.12) está definido por el calibrador Birmingham para alambre, que comúnmente se refiere como el calibrador BWG del tubo. Para definir el grosor adecuado de la tubería se toman en cuenta diversos factores, como son:

- Presión interna (a tubos) y externa (generada por el flujo externo)
- Adecuado margen contra la corrosión
- Desgaste debido a la vibración generada por el flujo
- Dimensiones estándar
- Costo

La longitud de la tubería de intercambiador que generalmente está disponible es de 2 hasta 24 pies. En el apéndice N se enlistan las dimensiones de tubería que generalmente están disponibles.

Los productores de tubería para intercambiador cuentan en su inventario con tubería de las medidas más comerciales, es decir, producen tubos de las dimensiones demandadas, de tal manera que si en el momento de diseñar un intercambiador de calor se toman en cuenta estas medidas (disponibles) y se diseña con base en éstas, el costo del intercambiador puede reducirse en gran medida; no obstante, si se construye el intercambiador de calor con las medidas exactas que arroja el cálculo, el costo de éste se incrementaría demasiado, debido a que con las medidas disponibles, se puede alcanzar un funcionamiento bastante aceptable del intercambiador.

2.4.1.7 Arreglos y Espaciados de tubería

Existen diferentes arreglos en los que se pueden disponer los tubos en el haz,



Figura 2.13 Banco de tubos con arreglo cuadrado

entre estos están: el cuadrado y el triangular (también llamado escalonado o tresbolillo) y unas variaciones de estos. El arreglo más adecuado dependerá del tipo de proceso o fluidos que se estén manejando. Se recomienda un arreglo cuadrado (Fig. 2.13) cuando el fluido que viaja fuera de los tubos es bastante incrustante, ya que este

arreglo permite una fácil limpieza de los tubos, además, la caída de presión que se genera al pasar el fluido por fuera de los tubos es menor que en el arreglo triangular. La ventaja que puede dar el arreglo triangular (Fig. 2.14) es la optimización del espacio dentro del intercambiador, provocando que este sea más compacto o pequeño, además, este arreglo incrementa el coeficiente de transferencia de calor.

El espaciado que existe entre los tubos se conoce como pitch (Pt) y es la distancia que hay entre el centro de un tubo al centro de otro adyacente. Nace un problema al momento de elegir el pitch o espaciado de los tubos, ya que un espaciado demasiado corto o pequeño entre los tubos, incrementaría la transferencia de energía y haría que el intercambiador fuera más compacto, pero, se estaría debilitando estructuralmente el espejo o placa de tubos; en cambio, si se tiene un espaciado demasiado amplio, la caída de presión disminuiría y la limpieza mecánica de los tubos sería



Figura 2.14 Banco de tubos en U con arreglo Triangular

más fácil. La desventaja es que el tamaño del intercambiador sería mayor. Se recomienda un pitch de al menos 1.25 veces el diámetro externo de los tubos; esto aplica para la mayoría de los procesos (con sus excepciones).

Otro término utilizado en el diseño de los intercambiadores de calor es el claro (C), el cual es definido como la distancia que hay entre dos tubos adyacentes, pero no de centro a centro como el pitch, sino de orilla a orilla.

La figura 2.15 muestra los arreglos en los cuales pueden ser acomodados los tubos en el haz; tanto en arreglo cuadrado y triangular, como sus variaciones (Cuadrado y triangular rotados). Las flechas muestran la dirección del flujo y el movimiento que tiene al pasar por el banco de tubos, dependiendo la disposición de éstos.

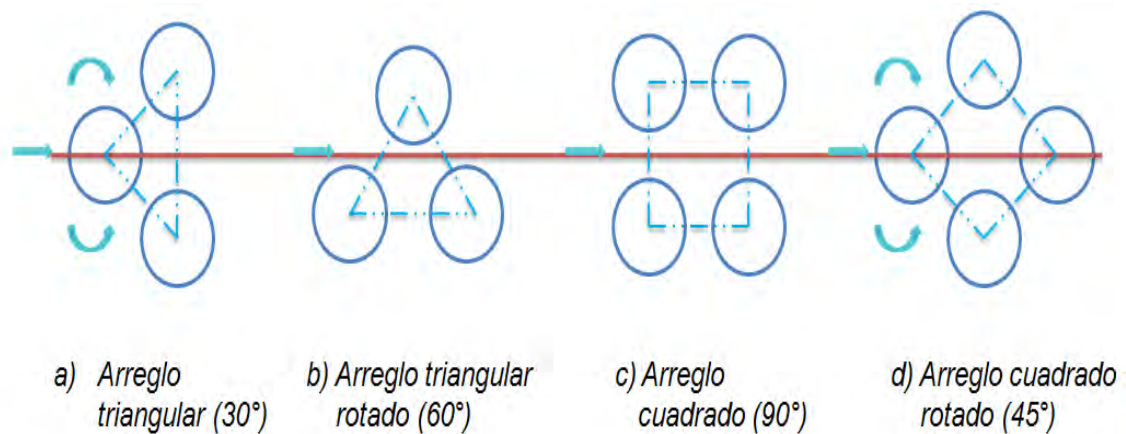


Figura 2.15 Tipos de arreglos más comunes en banco de tubos de intercambiadores de calor

2.4.2 Deflectores

Los baffles o deflectores (Fig. 2.16) son empleados como soporte de los tubos a través de la coraza, además, mantienen el espaciado entre éstos y son muy útiles para disminuir o evitar la vibración generada por los remolinos en el flujo; sin embargo, su función principal es guiar el fluido del lado de la coraza por todo el banco de tubos y generar turbulencia en el fluido que se encuentra pasando a través del haz de tubos. La turbulencia que generan los baffles en el fluido es muy importante, debido a que los coeficientes de transferencia de calor se vuelven más altos cuando las capas de fluido se logran mezclar con mayor frecuencia y velocidad. La turbulencia en la coraza es generada por los cambios de dirección que se presentan y que son provocados por la colocación de los baffles dentro del intercambiador de calor.



Figura 2.16 Banco de tubos en U con deflectores transversales segmentados ya instalados

2.4.2.1 Clasificación de los deflectores

Los deflectores pueden ser clasificados como transversales o longitudinales.

Los baffles transversales se colocan en posición normal al banco de tubos. Estos desviadores se encargan de dirigir el fluido por el lado de la coraza a través del banco de tubos, en ángulos aproximadamente rectos para incrementar la turbulencia. La mayoría de los intercambiadores de calor utilizan deflectores transversales, menos en las corazas de tipo X y K (más adelante se describen los tipos de corazas que existen).



Figura 2.17. Banco de tubos con deflectores transversales

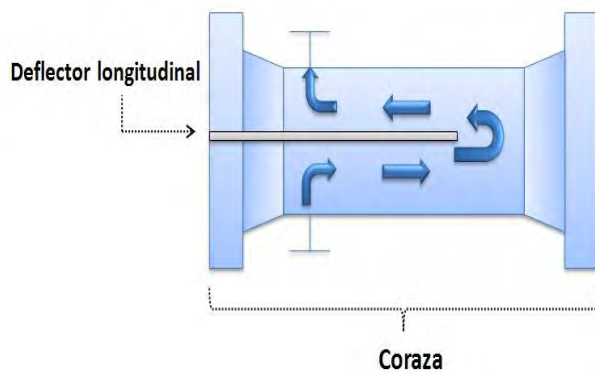


Figura 2.18 Función principal de los deflectores longitudinales; dividir la coraza y dirigir el flujo

La función que tienen los baffles longitudinales (figura 2.18) es la de dirigir el flujo del lado de la coraza y son utilizados, por ejemplo, en las corazas del tipo F, G y H donde se puede lograr que se tenga contraflujo. Además, la aplicación elemental que tienen los baffles longitudinales, dentro del intercambia-

dor, es la de dividir la coraza en dos o más partes para generar pasos.

Existen varios tipos de baffles transversales (segmentados, disco-dona, orificio barras o varillas, helicoidal, etc.). A continuación se hace una breve descripción de los más utilizados.

2.4.2.1.1 Deflector segmentado

El baffle segmentado (Fig. 2.19) es el más utilizado en los intercambiadores de calor; está formado por un corte o segmento de un disco. Este corte es denotado como corte de baffle y es comúnmente expresado como el porcentaje del diámetro interno de la coraza. La transferencia de calor y la caída de presión se ven afectadas al variar el porcentaje de corte del deflector.

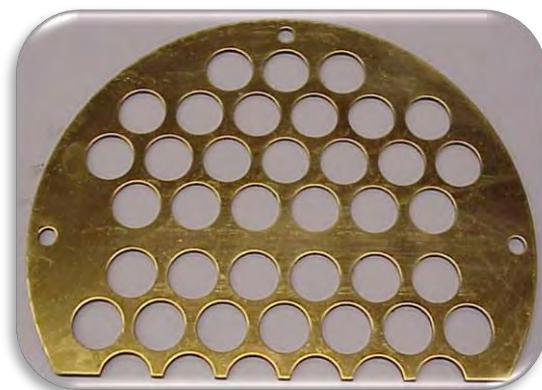


Figura 2.19 Deflector con segmentación de 25%

El porcentaje de corte varía de 20% a 49%, siendo el más común el corte de 20% - 25%, aunque el corte óptimo es el de 20%, ya que éste es el que ofrece la mayor transferencia de calor. El porcentaje de corte menor a 20% puede aumentar la caída de presión; sin embargo, mientras el porcentaje de corte vaya aumentando, se observará que los patrones de flujo se irán desviando cada vez más del contraflujo, lo que resultará en regiones con flujo de baja velocidad conocidas como corrientes parasitas (fluido con muy poco movimiento). Como

se había comentado anteriormente, con un flujo de mayor turbulencia y velocidad, se tiene mayor transferencia de calor; por lo tanto, si la velocidad del fluido es muy baja o casi nula, el intercambio térmico se vuelve de igual manera bajo o deficiente.



Figura 2.20 Deflectores con segmentación de 25% y con orientación horizontal de 180° entre ellos

El espaciamiento mínimo que debe existir entre baffle y baffle es de $1/5$ del diámetro interno de la coraza,

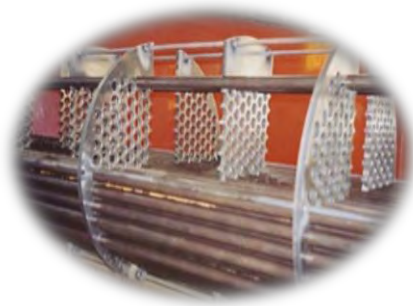


Figura 2.21 Deflectores doblemente segmentados, colocados verticalmente para fácil movimiento de fluido o condensado

aunque pueden existir excepciones si el diseño lo requiere. El espaciamiento óptimo puede estar entre el 40% y el 50% del diámetro de la coraza. En la figura 2.20 se observa un intercambiador en construcción, el cual tiene baffles segmentados con un corte del 25% y un espaciado entre deflectores del 40% aproximadamente. Los deflectores se acomodan entre las boquillas y generalmente los de entrada y salida, tienen un mayor espaciado en comparación a los que se encuentran en el centro del intercambiador.

La orientación que tienen los deflectores entre uno y otro es de 180°; esta orientación se aplica con la finalidad de generar un flujo cruzado o lo más aproximado posible; además, los baffles pueden ser acomodados con el corte o la segmentación verticalmente, horizontalmente o en algunos casos rotada o inclinada. Por ejemplo: se debe elegir baffles con corte orientado verticalmente (Fig. 2.21) cuando en el lado de la coraza se lleva a cabo una condensación (esto permite que el condensado fluya libremente), ebullición (para promover un flujo más uniforme) o si existen sólidos en el fluido (para que exista menos interferencia por la precipitación de éstos). Cuando se manejan fluidos donde

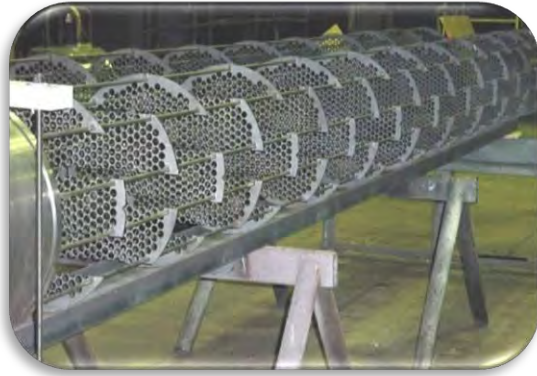


Figura 2.22 Deflectores triplemente segmentados para reducir la caída de presión, las vibraciones y además trabajar con grandes flujos

se tiene únicamente una fase, se recomienda colocar baffles segmentados con corte orientado horizontalmente para un adecuado funcionamiento.

Existen desviadores multisegmentados (Fig. 2.21 y 2.22), es decir, con múltiples cortes. Estos baffles tienen la función de dividir el fluido en varias corrientes (dependiendo del número de

cortes o segmentos), aunque generan turbulencia en el fluido, no generan tanta como los de segmentación sencilla, pero tienen la ventaja de reducir significativamente la caída de presión y las vibraciones, lo que permite trabajar con flujos mucho mayores.

2.4.2.1.2 Deflector de disco y dona

Este tipo de desviadores se utilizan principalmente en intercambiadores de calor nucleares. Están compuestos por un disco y una dona o corona (figura 2.23) que se disponen alternadamente para generar flujos del tipo contraflujo y también longitudinal. Esta mezcla o combinación de flujos generan baja caída de presión en comparación a la que se tiene si se utilizan deflectores segmentados sencillos; asimismo, se obtiene un coeficiente de transferencia de calor ligeramente elevado.

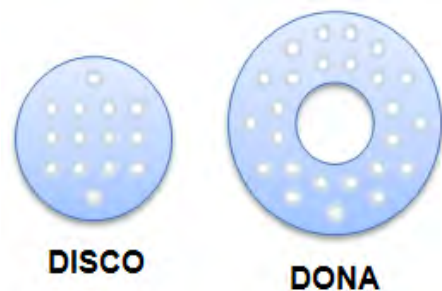


Figura 2.23 Deflector de disco y dona

2.4.2.1.3 Deflector de orificio

Estos desviadores son discos con agujeros de un diámetro mayor al de los tubos (figura 2.24), con la finalidad de que a través de ellos pasen los tubos (del banco de tubos), dejando un espacio anular entre la superficie de los tubos y el disco, provocando así, que el fluido tenga que pasar en esta zona, generando turbulencia en el fluido.

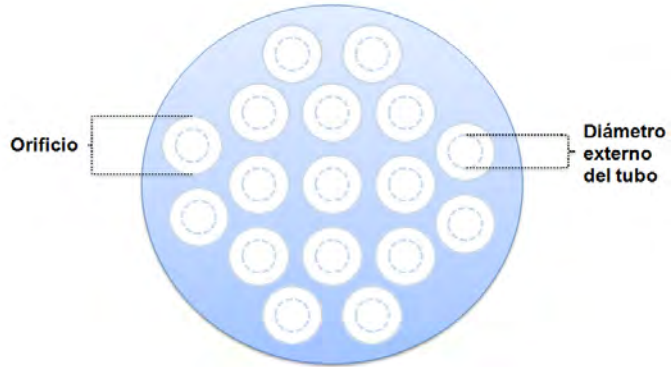


Figura 2.24 Deflector de orificio

El desviador no proporciona soporte alguno a los tubos; por lo tanto, pueden vibrar fácilmente; además, cuando se emplean estos baffles, la limpieza no puede ser llevada a cabo, por tales motivos raramente son utilizados.

2.4.2.1.4 Deflector de varillas

Como su nombre lo indica, este tipo de deflectores está compuesto por redes o mayas hechas con varillas (Figuras 2.25 y 2.26), que de acuerdo a su posición o acomodo, sirven como sostén de los tubos,

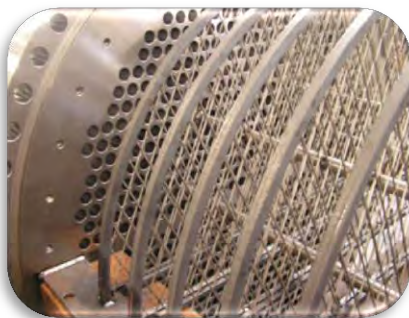


Figura 2.25 Vista cercana de deflectores de varillas sosteniendo tubos



Figura 2.26 Vista completa de deflectores de varilla de intercambiador de calor

haciendo que la vibración generada por el paso del fluido, se reduzca de

manera significativa; además, éstas generan turbulencia en el fluido, lo que hace más eficiente la transferencia de energía. Cabe destacar que cuando se utiliza este tipo de desviador, el fluido del lado de la coraza se despla-

za de manera paralela al haz de tubos, provocando que la transferencia de calor sea más deficiente en comparación con los baffles segmentados. La ventaja que se tiene al manejar estos desviadores: es la mínima caída de presión registrada, debido a la ausencia de cambios drásticos de dirección en el fluido.

2.4.2.1.5 Deflector helicoidal

El deflector helicoidal (Fig. 2.27) tiene varias ventajas en comparación a los otros tipos de desviadores. Una ventaja respecto a los baffles segmentados y de disco y dona, es la reducción de las fugas que se presentan en el espacio anular existente entre la superficie de los tubos y los orificios del baffle a pesar

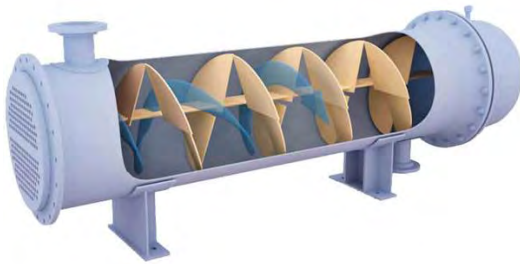


Figura 2.27 Movimiento del fluido en un intercambiador de calor de tubos y coraza con baffles helicoidales

de estar trabajando bajo condiciones de alta presión y temperatura. También tiene la ventaja de ofrecer bajas caídas de presión y eliminar corrientes parásitas como las que se forman utilizando deflectores segmentados.

Existen más tipos de baffles para los intercambiadores, como son los de cartón de huevo, Grimmas, etc. Pero, su uso es poco común. La mayoría de estos baffles generan muy baja turbulencia y vibración, por lo tanto, también bajos coeficientes de transferencia de calor, no obstante, existen diseños que requieren este tipo de desviadores.

2.4.3 Placa de tubos

La placa de tubos o espejo (Figura 2.28) es un componente muy importante del intercambiador de calor de coraza y tubos; es la barrera principal entre los fluidos que viajan por la coraza y los que lo hacen dentro de los tubos. El espejo es generalmente un plato metálico circular que cuenta con hoyos o perforaciones, de acuerdo a un patrón de diseño para los tubos; además, cuenta con orificios extras, donde son colocados los tirantes (los cuales son usados para sostener a los baffles y mantener el espacio entre ellos). Los hoyos con los que cuenta la placa son para introducir la parte final de los tubos y conseguir de esta manera un gran soporte. Para prevenir fugas y evitar que el fluido de la coraza y el que viaja en el interior de los tubos se mezclen, se debe hacer que



Figura 2.28 Placa de tubos con banco de tubos unido a ésta

los tubos y el espejo queden unidos. Esto se logra de varias formas: dentro de éstas se encuentran la expansión de tubos y el soldado de tubos o una combinación de ambos. A continuación se hace una breve descripción de las diversas formas que existen para lograr que los tubos y el espejo queden juntos tanto por métodos expansivos como por soldadura.

2.4.3.1 Métodos de unión entre placa de tubos y tubos

2.4.3.1.1 Unión explosiva

Para unir el tubo al espejo por medio de este proceso, es necesario contar con una pequeña carga explosiva, que es introducida al tubo (al final, a la altura del espejo) y detonada, dando como resultado una expansión de la pared del tubo, obteniendo un acoplamiento bastante resistente a la presión que ejercen los fluidos al estar en operación el intercambiador de calor (ver figura 2.29)

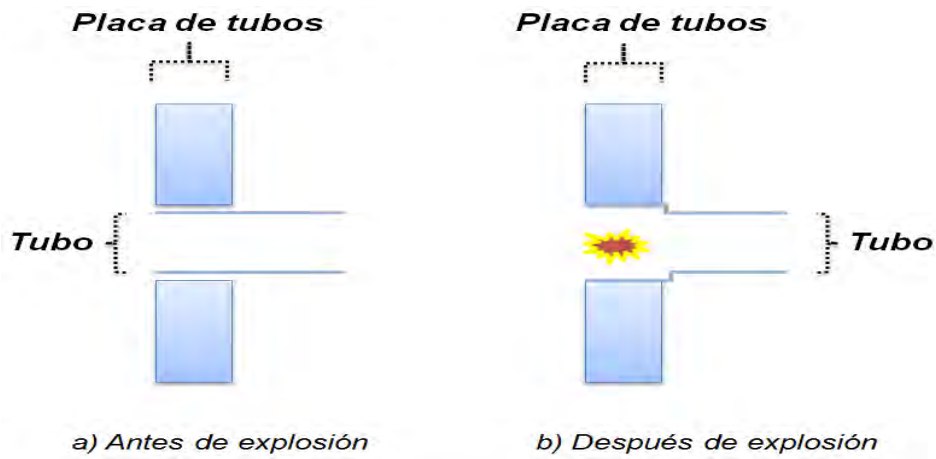


Figura 2.29 Unión explosiva de tubo a placa de tubo

2.4.3.1.2 Expansión hidráulica

Este tipo de expansión se logra por medio de una vejiga capaz de llenarse de agua. En primer lugar se inserta la vejiga al interior del tubo (a la altura del espejo), una vez colocada en posición, se procede a llenarla con agua a muy alta presión, provocando la deformación o expansión de la superficie del tubo, logrando que se una el tubo y el espejo (ver figura 2.30). Este método es relativamente nuevo en la fabricación de intercambiadores de calor.

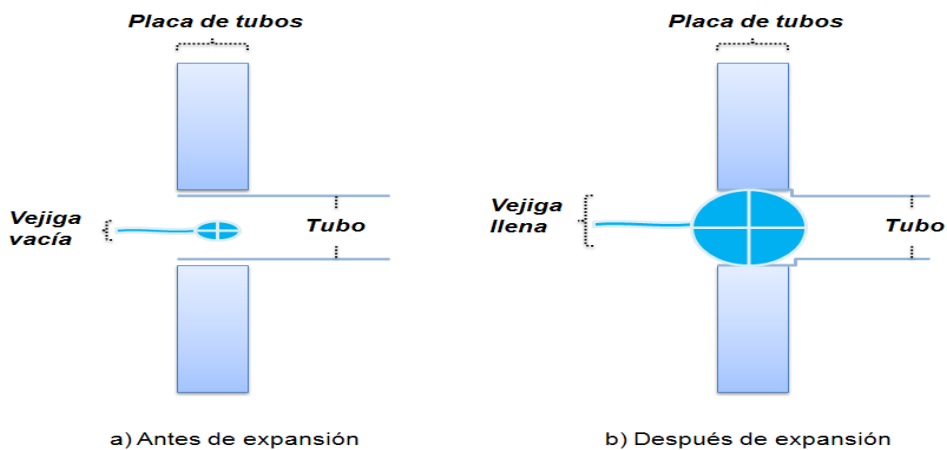


Figura 2.30 Unión de tubo a espejo por medio de presión hidráulica

2.4.3.1.3 Proceso de laminado

Este método es el más utilizado, también es conocido como rolado de tubos y es el arte del trabajo en frío. Este proceso comienza al insertar un laminador o rolador dentro del tubo. El rolador tiene forma cónica, de tal manera que al ir girándolo y empujándolo a través del tubo, el conducto se va expandiendo hasta quedar unido con el espejo (ver figura 2.31). En este caso el espejo actúa como una barrera límite, aunque la fuerza con la que actúa el rolador es tan grande que el diámetro del hoyo del espejo se incrementa milimétricamente.

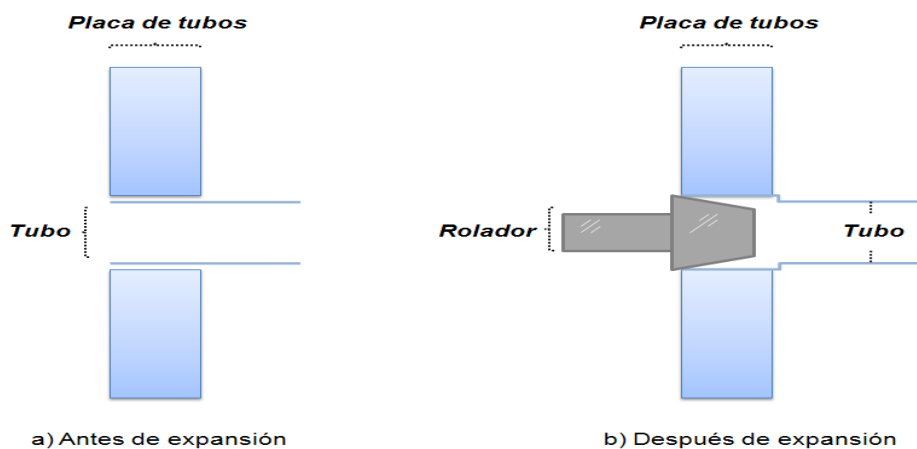


Figura 2.31 Expansión de tubos por medio de rolador

2.4.3.1.4 Expansión sobre ranura

Cuando los procesos anteriores no son suficientes para garantizar un sellado que no permita el flujo o paso de un fluido a través de la pared del tubo y el espejo, se requiere de otro tipo de ensamble. Existe un proceso donde se hacen dos surcos o zanjas a los agujeros de la placa de tubos, después se insertan los tubos y se rolan o se expanden, con la finalidad de provocar que se formen dos pequeños topes donde se hicieron la ranuras en los hoyos de la placa de tubos (figura 2.32).

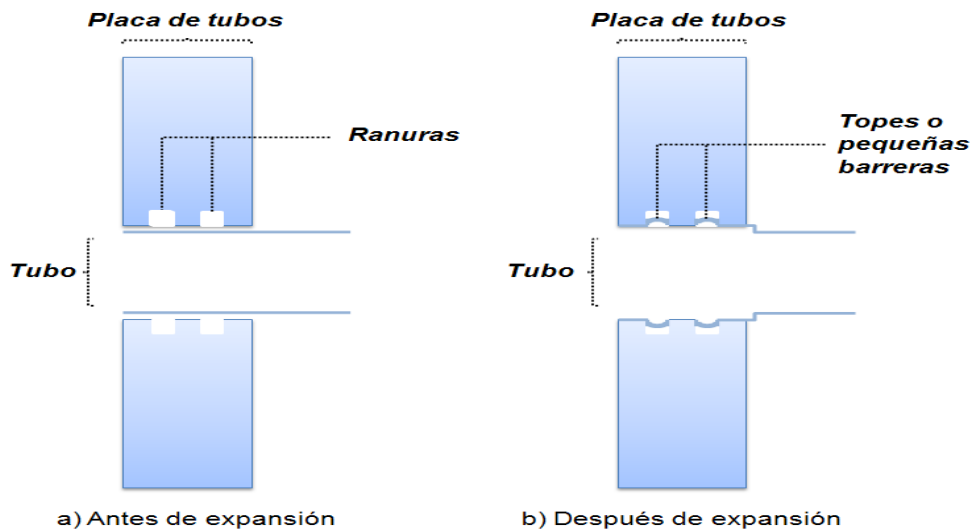


Figura 2.32 unión entre tubos y placa de tubos con sellado generado por ranuras en espejo

Existen métodos de soldado que son más eficientes o son utilizados bajo ciertas condiciones de operación. A continuación se aborda este proceso de unión y se mencionan los casos en los que es necesario utilizarlos.

2.4.3.2 Métodos de sellado entre tubos y espejo

2.4.3.2.1 Unión de tubos a placa de tubos por medio de soldadura

Las uniones por medio de expansión son altamente utilizadas en muchos procesos, pero, tienen la limitante de solamente ser útiles cuando se trabaja con presión y temperatura relativamente baja; no obstante, cuando se está trabajando con alta presión y temperatura, las uniones por expansión no son útiles o resultan inadecuadas; además, si los fluidos que viajan por los tubos y la coraza tienen prohibido mezclarse, entonces debe utilizarse el soldado de los tubos al espejo para asegurar un sellado que impedirá fugas a pesar de las severas condiciones de operación.

Se recomienda que los tubos se suelden al espejo en los siguientes casos:

- Cuando el pitch es demasiado pequeño para permitir una unión por expansión
- Cuando se opera a temperaturas relativamente altas
- Cuando el peligro de corrosión es alto.
- Cuando la presión de operación es muy alta

Para garantizar un sellado en la placa de tubos con los tubos, se requiere la unión por medio de soldadura o la combinación de la soldadura con expansión. Estas combinaciones pueden ser:

- Expansión en hoyos planos y sellados con soldadura
- Expansión en hoyos ranurados y sellados con soldadura
- Expansión en hoyos planos y fuertemente soldados

2.4.3.2.2 Expansión en hoyos planos y sellados con soldadura

La expansión en hoyos planos y sellados con soldadura es un proceso mediante el cual el tubo es inicialmente unido al espejo por medio de los métodos anteriormente descritos y posteriormente es soldado al espejo. De esta manera no existirá ninguna posibilidad de registrar fugas bajo condiciones normales e incluso en condiciones severas de operación. El tubo puede ser soldado de diversas maneras dependiendo de las necesidades o condiciones del proceso. Entre las distintas formas de soldar los tubos se encuentran: el raso, saliente, trepanado, anillo agregado, empotrado, revestido, acampanado, etc. A continuación se muestra la figura 2.33, donde se ejemplifican diversas técnicas para aplicar la soldadura y así lograr un buen sellado de los tubos a la coraza.



Figura 2.33 Técnicas para lograr buen sellado por medio de soldadura

2.4.3.2.3 Expansión en hoyos ranurados y sellados con soldadura

Este tipo de expansión tiene la propiedad de hacer que las fugas sean prácticamente nulas, aun cuando se esté trabajando bajo condiciones severas de presión temperatura, debido a que en primera instancia, se hace una expansión de los tubos con el espejo, que forma dos pequeñas barreras o topes que impiden el paso de algún fluido, además, al término de la expansión se realiza el soldado del tubo al espejo, lo que ofrece doble sello contra posibles fugas.

2.4.3.2.4 Expansión en hoyos planos y fuertemente soldados

La expansión en hoyos planos y fuertemente soldados (Fig. 2.34) se da haciendo la expansión de los tubos en el espejo y posteriormente soldando, de tal forma, se obtiene un soldado bastante fuerte, capaz de soportar y evitar fugas en procesos donde se trabaja con muy altas presiones y temperaturas.



Figura 2.34 Tubos soldados a placa de tubos, previamente unidos por expansión

2.4.3.3 Doble placa de tubos

Actualmente no se conoce un método que elimine por completo la posibilidad de mezclado entre el fluido de la coraza y el del interior de los tubos debido a fugas; sin embargo, cuando la posibilidad de mezclado entre corrientes no puede ser tolerada, la aplicación o construcción de una doble placa de tubos ofrece una opción en contra de estas fugas.

El diseño convencional de doble placa de tubos (Fig. 2.35) consiste en dos placas de tubos colocadas cercanamente una de otra, quedando así un espacio abierto a la atmosfera. Algunas veces este espacio es cubierto por una placa para evitar ensuciamientos por polvo o tierra.



Figura 2.35 Pequeño intercambiador de calor con doble placa de tubos para evitar fugas

para evitar ensuciamientos por polvo o tierra. En este tipo de diseño, donde se tienen dos placas de tubos, la placa interna solamente entra en contacto con el fluido de la coraza, mientras la placa externa únicamente entra en contacto con el fluido de los tubos, ofreciendo de esta manera una excelente opción para evitar que los fluidos se mezclen por algún motivo.

La doble placa de tubos puede ser instalada en intercambiadores de calor de tubos en U, placa de tubos fijo y cabezal flotante.

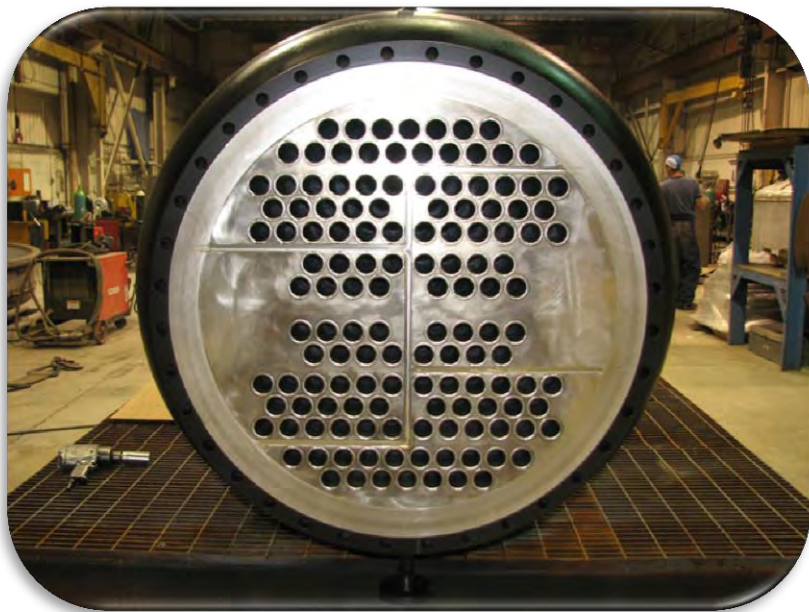
La opción de doble placa tiene desventajas como:

- Desgaste de la superficie de los tubos
- Incremento en los costos de fabricación debido a la perforación y laminado extra que requiere de equipo especial
- Existencia de expansión diferencial, tanto longitudinal como radial

La aplicación de una doble placa de tubos así como de las técnicas anteriormente mencionadas depende de las necesidades del proceso.

Como se ha abordado anteriormente, se sabe que la placa de tubos debe ser unida al banco de tubos y se explicaron algunos de los diversos métodos que existen en la industria; sin embargo, la placa de tubos debe ser unida también a la coraza y al cabezal, ya sea frontal o trasero. Estas uniones se consiguen por medio de tornillos, soldadura o una combinación ambos. La unión se puede dar de diversas formas y la mejor elección va a depender del tipo de proceso y las condiciones

bajo las que se lleva a cabo. En la figura 2.36 se puede observar en el espejo, las divisiones o número de pasos en los que están dispuestos los tubos. Estas marcas son las uniones que deben existir



entre la placa de tubos y el cabezal,

Figura 2.36 Placa de tubos donde se aprecia claramente las divisiones o pasos que tiene el banco de tubos en el intercambiador de calor

para que de esta manera el fluido pase a través de todos los tubos en el número de pasos deseado, sin que exista ninguna filtración.

2.4.4 Coraza

Anteriormente se ha visto que la coraza es un componente elemental de los intercambiadores de calor de tubos y coraza, ya que ésta sirve como recipiente o contenedor del fluido que viaja fuera de los tubos y que comúnmente se dice que viaja por la coraza. La coraza tiene forma cilíndrica (usualmente) y puede ser construida de diferentes materiales, grosores y longitudes. Para corazas relativamente pequeñas, es común utilizar secciones de tubería comercial; sin embargo, para carcasas con grandes dimensiones, es necesario rolar placas para conseguir el tamaño deseado. El costo de la coraza de un intercambiador es mucho mayor al de los tubos, por consiguiente, el diseñador del intercambiador debe aprovechar al máximo el espacio, el diámetro y demás medidas de los componentes del intercambiador, para que de esta manera la coraza sea más pequeña y el costo del intercambiador también.

El Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) clasifica las corazas de siete maneras: E, F, G, H, I, J, K, y X. A continuación se hace una breve descripción de cada una de ellas y se mencionan algunas de sus características principales.

2.4.4.1 Coraza tipo E (coraza de un paso)

Este tipo de coraza es la más económica, simple y fácil de construir, por lo tanto, es la más utilizada (figura 2.37). Ésta cuenta únicamente con un paso; la entrada y la salida están colocadas en lados opuestos. Dentro de esta coraza

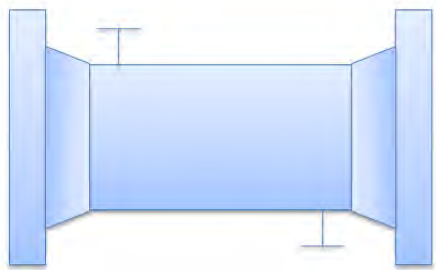


Figura 2.37 Coraza tipo E

se pueden colocar los tubos, ya sea con un sólo paso o con múltiples pasos; sin embargo, si se cuenta con múltiples pasos en los tubos, la efectividad o el factor de corrección de temperatura disminuirá más, que si solo se tuviera un sólo paso; por lo tanto, si el factor de corrección de temperatura es muy bajo, se puede conectar una serie de intercambiadores con

un menor número de pasos para conseguir que el proceso sea más eficiente.

2.4.4.2 Coraza tipo F (dos pasos en la coraza con un baffle longitudinal)

La coraza tipo F (Figura 2.38) es básicamente una coraza tipo E con un baffle longitudinal, que genera dos pasos. Las boquillas de entrada y salida están ubicadas a la misma altura y en lados opuestos. Los tubos en este tipo de coraza tienen dos pasos. Este tipo de arreglo provoca que el flujo sea a contracorriente, generando de esta manera que el factor de corrección de temperatura

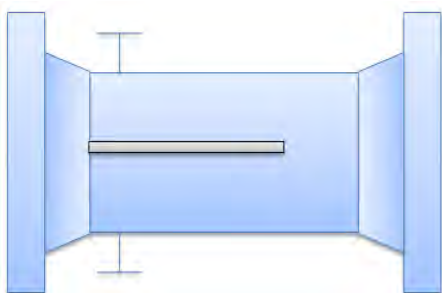


Figura 2.38 Coraza tipo F

tenga un valor de 1. La cantidad de energía transferida es bastante grande, comparada con la coraza tipo E; sin embargo, esta ganancia en transferencia de energía se paga con el aumento en la caída de presión. Este tipo de coraza es raramente utilizado, porque si el baffle longitudinal no está bien sellado o soldado a la coraza, se pueden presentar fugas entre la región de alta presión y la de baja, además, existe un flujo de calor a través del baffle, entre los pasos de la coraza, provocado por el gradiente de temperatura que existe en los pasos, lo que da como resultado que se reduzca la diferencia de temperaturas entre los fluidos, esto provocará que la efectividad del intercambiador sea baja o por lo menos lo suficientemente pequeña como para que el hecho de que los fluidos se encuentren en contracorriente no sea suficiente.

2.4.4.3 Coraza tipo G (flujo fraccionado)

Esta coraza tipo G (figura 2.39) es también llamada unidad de flujo dividido, la cual cuenta con un baffle longitudinal central; las boquillas de entrada y de salida se encuentran colocadas al centro de la coraza en posición opuesta, lo que permite que el flujo entrante se divida en dos corrientes al chocar con el deflector. La coraza G es muy popular por muchas razones. Una de ellas es

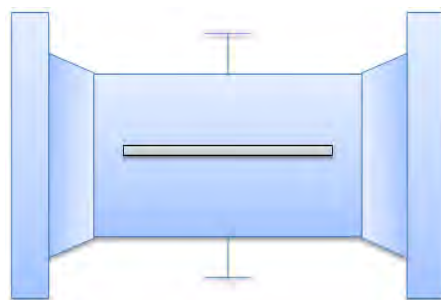


Figura 2.39 Coraza tipo G

la producción de factores de corrección de temperatura comparables con los que se obtienen en la coraza tipo F y con la ventaja que solamente se pierde una fracción de la presión en comparación a la coraza tipo F.

2.4.4.4 Coraza tipo H (doble flujo fraccionado)

La coraza tipo H (figura 2.40) es muy parecida a la tipo G; la diferencia es que ésta tiene dos boquillas de entrada y dos de salida. También cuenta con dos

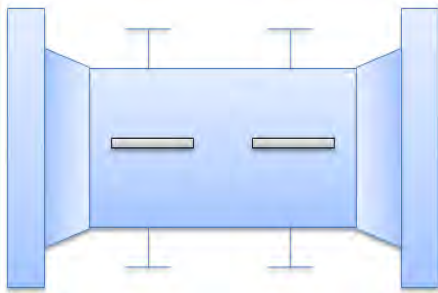


Figura 2.40 Coraza tipo H

baffles longitudinales, que en conjunto, hacen que el fluido que entra en las boquillas tenga una doble separación. En esta coraza se tiene una aproximación de flujo cruzado parecido al que se consigue con las corazas tipo X; además, estas corazas (H) se utilizan cuando el proceso requiere o no puede permitir una alta

caída de presión, como la que generan las corazas E, F y G.

caída de presión, como la que generan las corazas E, F y G.

2.4.4.5 Coraza tipo J (flujo dividido)

La coraza tipo J (figura 2.41) está compuesta por dos boquillas de entrada y una de salida o viceversa (dos salidas y una entrada). Si se analiza el caso donde se colocan dos boquillas de salida y una entrada, el funcionamiento se da de manera tal, que el fluido que entra, atraviesa de forma longitudinal toda la coraza hasta llegar a las boquillas de salida. Se puede imaginar lo que pasará si se tiene ahora solo una boquilla de salida y dos de entrada; el fluido que entra, de igual manera recorre toda la coraza hasta encontrar la boquilla de salida. En este tipo de coraza se puede disponer un paso por la coraza e infinito número de pasos por los tubos. Gracias a este arreglo se puede obtener un octavo de la caída de presión que se genera con una coraza tipo E; sin embargo,

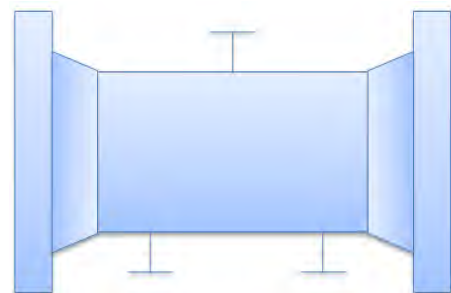


Figura 2.41 Coraza tipo J

se tiene la desventaja que para obtener esa caída de presión tan baja, el flujo debe ser de la mitad del que se maneja con una coraza tipo E. Por estas razones, este tipo de corazas son usadas para aplicaciones donde se requiere baja caída de presión, como puede ser: condensación en vacío. Cuando se quiere realizar una condensación en estas corazas, se requiere tener dos boquillas de entrada, donde entre el gas o vapor, y una de salida, donde salga el condensado y los incondensables.

2.4.4.6 Coraza tipo K (Kettle o Rehervidor)

La coraza tipo kettle, es utilizada como rehervidor en la industria de proceso o como enfriador en la industria de refrigeración. Comúnmente este tipo de intercambiador consta de un haz de tubos en forma de U, dos boquillas de salida y una de entrada. La coraza que rodea el banco de tubos, tiene un diámetro del 30% al 50% mayor que el diámetro del banco de tubos. La primera etapa en el funcionamiento del rehervidor es inundar el banco de tubos, posteriormente se hace pasar un fluido a alta temperatura por el interior de los tubos, lo que provocará que el fluido que inunda el banco se comience a evaporar, llenando de vapor el espacio libre que existe entre la coraza y el banco de tubos, de esta manera, conseguirá llegar a la boquilla de salida de vapor. Se coloca un nivelador vertical que controla el nivel del líquido que inunda los tubos, haciendo que siempre estén inundados y logrando también que el exceso de líquido se dirija a la otra boquilla de salida.

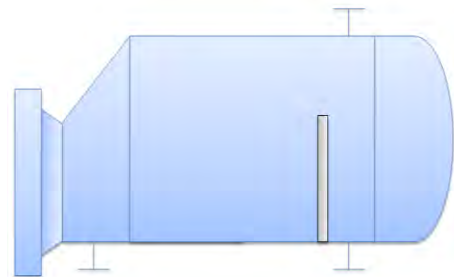
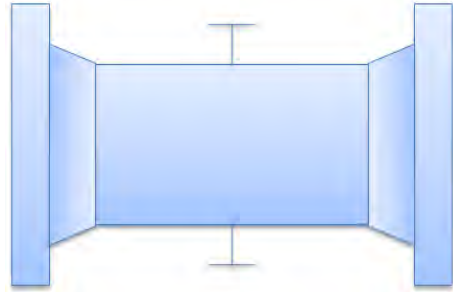


Figura 2.42 Coraza tipo K

2.4.4.7 Coraza tipo X

Este tipo de coraza ofrece un flujo completamente cruzado y carece de baffles; sin embargo, pueden ser colocados una serie de platos, con la finalidad de disminuir o evitar las vibraciones en los tubos provocadas por el paso del fluido. Los tubos dentro de esta coraza pueden ser arreglados en uno o dos pasos, en ambos casos, se garantiza que el fluido de la coraza estará en forma cruzada. Esta coraza ofrece la menor



caída de presión en comparación con los otros tipos de corazas antes mencionadas (excepto el tipo K), y su principal aplicación es en el enfriamiento y calentamiento de gases y la condensación en vacío.

Figura 2.43 Coraza tipo X

2.4.5 Cabezales

Los cabezales son dispositivos que forman parte del intercambiador y tienen la función de permitir la salida y entrada del fluido a los tubos. Existen dos clases de cabezales: los Frontales y los traseros. Dentro de estas clases existen diversos tipos que son utilizados dependiendo de las características o necesidades del proceso. Los cabezales frontales son estacionarios, mientras que los cabezales traseros pueden ser fijos o flotantes. Los criterios más importantes que deben ser tomados en cuenta para la selección adecuada de ambos cabezales son: presión de operación, tensión térmica, limpieza, riesgos de daño y costo. A continuación se muestran algunas características de los diversos cabezales, tanto frontales como traseros, así como los esquemas representativos, clasificados por el TEMA.

2.4.5.1 Cabezales frontales

Los cabezales frontales están clasificados por el TEMA como A, B, C, N y D. Éstos son principalmente de dos tipos: de canal o Bonnet. El cabezal tipo Bonnet (figura 2.45) está hecho de una sola pieza y es relativamente poco costoso; sin embargo, si se utiliza este tipo de cabezal



Figura 2.45 Cabezal frontal de cubierta integrada o Bonnet (tipo B)

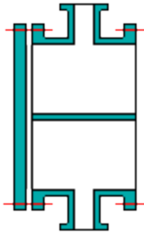


Figura 2.44 Cabezal frontal de canal y cabeza removible (tipo A)

zual y durante el proceso es necesario inspeccionar o dar mantenimiento al banco de tubos, entonces se tendrá que romper las uniones que tiene el cabezal y removerlo para poder tener acceso. Por lo tanto este tipo de cabezal es utilizado cuando los fluidos que se manejan en el proceso

son limpios o no incrustantes.

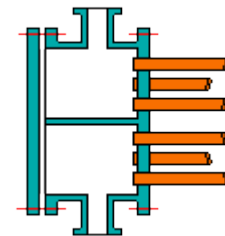


Figura 2.46 Cabezal frontal con placa de tubos y cubierta removible (tipo C)

Los cabezales de canal pueden ser removibles, como el cabezal tipo A (figura 2.44) o también pueden estar integrados a la placa de tubos, como los tipos C y N. Existe una cubierta removible en estos tres tipos de cabezales que permite la fácil inspección.

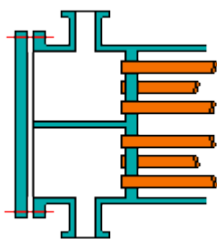


Figura 2.48 Cabezal frontal con placa de tubos y cubierta removible (tipo N)

Al utilizar el cabezal tipo N (figura 2.48) se tiene la ventaja de asegurar la ausencia de fugas entre la coraza y los tubos, debido a que este cabezal está unido a la placa de tubos por medio de soldadura, y ésta, a la vez, está soldada con la coraza también. La diferencia entre el cabezal tipo N y el C es que el cabezal C (figura 2.46) está soldado a la placa de tubos, mientras que la placa de tubos está unida a la coraza mediante bridas. Por último, existe el cabezal de entrada tipo D (figura 2.47) que está diseñado especialmente para procesos donde las presiones son demasiado altas, del rango de 2100 kPa.

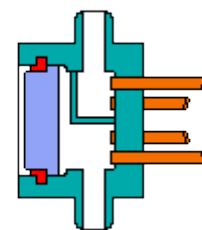


Figura 2.47 Cabezal frontal de diseño especial para altas presiones (tipo D)

medios de soldadura, y ésta, a la vez, está soldada con la coraza también. La diferencia entre el cabezal tipo N y el C es que el cabezal C (figura 2.46) está soldado a la placa de tubos, mientras que la placa de tubos está unida a la coraza mediante bridas. Por último, existe el cabezal de entrada tipo D (figura 2.47) que está diseñado especialmente para procesos donde las presiones son demasiado altas, del rango de 2100 kPa.

2.4.5.2 Cabezales traseros

Estos de cabezales están clasificados por el TEMA como L, M, N, P, S, T, U y W. Se comienza la descripción de los cabezales traseros L, M y N (figuras 2.49, 2.50 y 2.51). Éstos tienen la característica de ser compatibles con diseños donde se utilizan placas de tubos fijas, lo cual hace que todo el intercambiador sea de cierta manera rígido. Estos cabezales traseros son los complementos de los cabezales frontales tipo A, B y N, debido a que las placas de espejo son fijas. Se

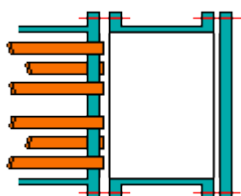


Figura 2.49 Cabezal trasero de placa de tubos fija (tipo L)

tienen ciertas desventajas cuando se maneja este tipo de dispositivos y obviamente deben ser tomadas en cuenta al momento de la selección del equipo para evitar contratiempos. Las desventajas que se presentan son:

- La tensión térmica se vuelve imposible de mitigar
- La limpieza mecánica del lado de la coraza únicamente se logra con tratamiento químico
- El remplazo del banco de tubos se vuelve impráctico

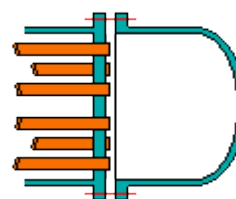


Figura 2.50 Cabezal trasero de placa de tubos fija (tipo M)

Por las razones anteriores, los intercambiadores con placa de tubos fija son utilizados en procesos donde la presión y la temperatura son relativamente bajas; además, existe la ventaja de que este tipo de diseño es económico.

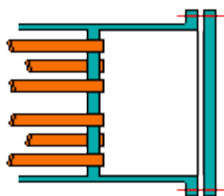


Figura 2.51 Cabezal trasero de placa de tubos fija (tipo N)

Cuando la expansión térmica y la tensión térmica necesitan ser evitadas o aminoradas, entonces es necesario recurrir a los cabezales traseros flotantes, ya que éstos permiten a los tubos estar libremente dentro de la coraza. Con este tipo de dispositivos se consigue que el banco de tubos pueda ser removido, para que de esta manera pueda limpiarse fácilmente el lado externo de los tubos. Existen tres tipos de cabezales flotantes:

- Cabezal de tubos en U.
- Cabezales flotantes internos.
- Cabezales flotantes empacados externos.

El banco de tubos en U (figura 2.52) es utilizado frecuentemente, debido a que minimiza al máximo la tensión térmica por la libre expansión que le permite tener a los tubos, además, cuenta con una cubierta integrada tipo bonnet, lo cual hace que este tipo de cabezal sea el más económico entre todos los cabezales traseros. Este tipo de dispositivo permite la fácil limpieza del lado externo de los tubos por la gran accesibilidad que se tiene al banco de tubos. Por dentro de los tubos, es muy complicada la limpieza mecánica en las zonas donde el tubo se dobla o curva; pero, se puede hacer con productos químicos, sin embargo y debido a esta razón, el banco de tubos en U se utiliza cuando se tienen fluidos limpios por el interior de los tubos. La desventaja que presenta el banco de tubos en U es la vibración que induce el flujo del fluido y que no puede ser reducida ni evitada porque el banco carece de soportes; este problema se agudiza mientras más grande sea el diámetro de los tubos y del banco.

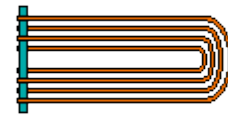


Figura 2.52 Haz de tubos en U

Otro tipo de cabezal trasero flotante es el definido por TEMA como T (figura 2.53). Este cabezal cuenta con una pequeña placa de espejos en el cabezal flotante que actúa como brida para ajustarse con un cabezal tipo Bonnet, que hace que el fluido pueda retornar a los tubos.

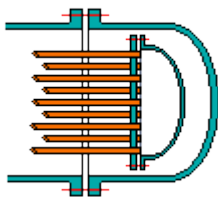


Figura 2.53 Cabezal flotante (tipo T)

Este diseño tiene la característica peculiar de contar con pocos tubos y por lo tanto un diámetro de banco de tubos bastante pequeño en comparación con el tamaño de la coraza, de aquí que este tipo de cabezal flotante sea utilizado en los rehervidores o kettles, donde se necesita un gran espacio para que la corriente de vapor que se genera pueda fluir adecuadamente. Aparte de los aspectos ya mencionados, existe la ventaja de poder remover el banco de tubos o alguno de los tubos de éste fácilmente, solamente con remover el cabezal frontal, se puede tener acceso al

banco de tubos para limpiarlos por el lado de la coraza o para reemplazar el banco por completo.

El cabezal flotante tipo T provoca que exista un amplio espacio entre el banco de tubos y la coraza, pero, si se agrega un anillo de respaldo al cabezal flotante tipo bonnet, se puede reducir el espacio que deja el cabezal tipo T. Si se aplica este anillo, el cabezal resultante es conocido como tipo S (figura 2.54). Cuando se trabaja con el cabezal flotante tipo S se tiene un diámetro de coraza más pequeño a lo largo de los tubos, en cambio, en la parte de los

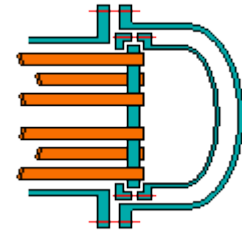


Figura 2.54 Cabezal flotante con anillo dividido (tipo S)

cabezales la coraza es más grande o de diámetro mayor. Debido a esto, si se requiere extraer el banco de tubos para darles mantenimiento o limpieza es necesario entonces desmontar ambos extremos del intercambiador de calor (tanto cabezal frontal como cubierta de cabezal trasero flotante), además, en ambos cabezales (T y S) la coraza está fuertemente unida a la cubierta del cabezal flotante para evitar fugas hacia el exterior del intercambiador. Una desventaja que se tiene al usar este tipo de cabezales es el posible riesgo de tener fugas entre los tubos y la coraza que no pueden ser detectadas fácilmente. Estos cabezales están diseñados para operar con varios pasos en los tubos y para que el proceso sea bastante eficiente; sin embargo, el costo que tienen es elevado en comparación a las unidades que cuentan con placa de tubos fija y las que funcionan con tubos en U, igualmente el cabezal tipo S tiene un costo aun mayor que el tipo T, pero es altamente utilizado en la industria petrolera, en procesos donde se maneja presión y temperatura moderada. Si es necesario que funcione bajo altas presiones y temperaturas, existen anillos diseñados especialmente para soportar severas condiciones de operación.

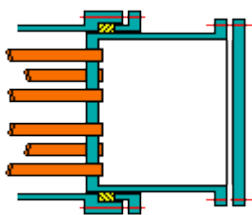


Figura 2.55 Cabezal flotante empacado (tipo P)

Existe un cabezal llamado P (figura 2.55). Éste cuenta con una prensa que proporciona el sello necesario para evitar fugas del lado de la coraza al exterior del intercambiador, de igual manera existe un anillo dividido que actúa como brida en el extremo de la cámara que evita fugas

del lado de los tubos al exterior del intercambiador. Este diseño permite el libre movimiento o expansión de los tubos de manera axial, pero tiene la desventaja de únicamente poder ser utilizado cuando se trabaja con fluidos no muy tóxicos por las razones mencionadas anteriormente para cabezales tipo T y S.

Por último se tiene el cabezal tipo W (figura 2.56). Este cabezal cuenta con un anillo linterna (o faro) que descansa sobre el espejo y provee un sello efectivo entre las bridas de los lados de los tubos y de la coraza. Un pequeño espacio o ventilación es dejado entre las bridas con la finalidad de detectar alguna posible fuga y de esta manera poder evitar el mezclado de los fluidos. Este tipo de cabezal tiene el menor costo dentro de todos los cabezales flotantes; sin embargo, el de tubos en U es más económico. El costo del cabezal está compensado con la accesibilidad que se tiene a los tubos para limpiarlos, repararlos o remplazarlos. Debido a esto, el diseño es ocasionalmente usado en la industria petroquímica y de proceso.

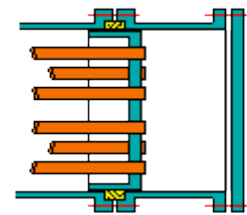


Figura 2.56 Cabezal de placa de tubos flotante sellado externamente (tipo W)

Como se ha visto anteriormente existen varios tipos de corazas y cabezales; tanto frontales como traseros. Esto permite hacer muchas combinaciones entre ellos para formar el intercambiador de calor más adecuado que logre satisfacer las necesidades y requerimientos del proceso. Las combinaciones que se pueden hacer son: CFU, AES, BEM, etc. Se aprecia en las claves o nomenclaturas anteriores, que solamente con tres letras es posible describir al intercambiador de calor de tubos y coraza. En esta notación la primera letra indica el tipo de cabezal frontal, la segunda indica el tipo de coraza y la tercera el tipo de cabezal trasero.

A continuación se presentan algunos ejemplos de las múltiples combinaciones que se pueden obtener entre los diferentes cabezales, tanto frontales, como traseros, y las corazas.

2.4.5.3 Configuraciones entre corazas y cabezales

2.4.5.3.1 Intercambiador de calor AEM

Este intercambiador está conformado por un cabezal frontal de canal y cubierta removible, una coraza de un paso y un cabezal trasero de placa de tubos fija tipo Bonnet o campana.

En este tipo de intercambiador (figura 2.57) la cubierta removible permite que el interior de los tubos pueda ser inspeccionado y limpiado mecánicamente.

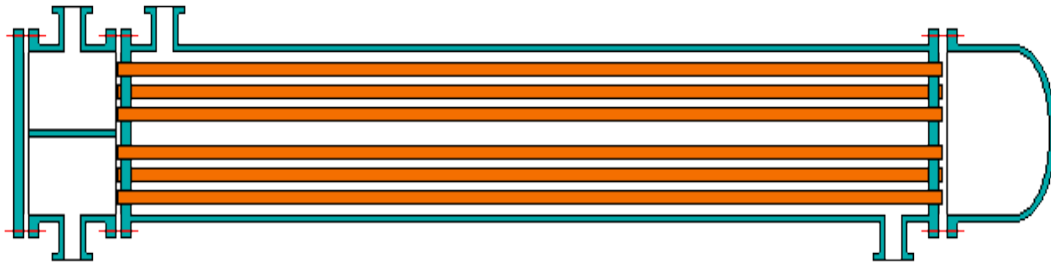


Figura 2.57 Intercambiador de calor tipo AEM

2.4.5.3.2 Intercambiador de calor tipo AES

El intercambiador AES (figura 2.58) está compuesto por un cabezal frontal de canal y cubierta removible, una coraza de un paso y un cabezal flotante con anillo dividido.

Un intercambiador como este es muy utilizado cuando la diferencia de temperaturas (entre el fluido líquido y el caliente) provoca tensión térmica y ésta es inaceptable que ocurra. La cabeza flotante permite la libre expansión de los tubos en dirección axial. Para dar mantenimiento los tubos o la coraza es necesario retirar los cabezales, tanto frontal como trasero y retirar el dispositivo o anillo con el que cuenta este tipo de intercambiador.

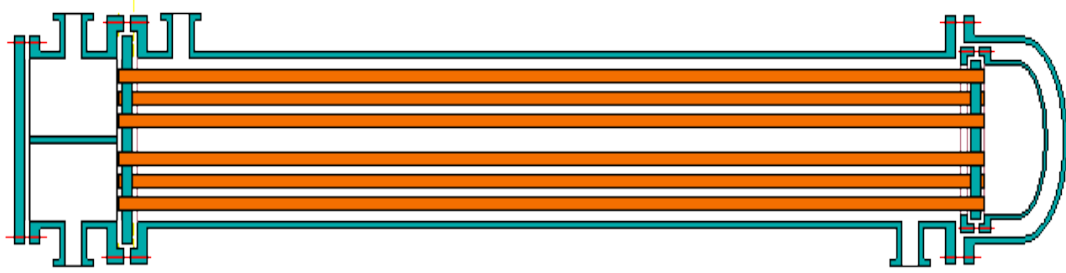


Figura 2.58 Intercambiador de calor tipo AES

2.4.5.3.3 Intercambiador de calor tipo BEM

Este intercambiador está conformado por un cabezal frontal tipo Bonnet o campana con una cubierta integral, una coraza de un paso y un cabezal trasero estacionario con placa de tubos fija. Cuando este tipo de intercambiador necesita ser limpiado por dentro de los tubos, solamente se retiran los cabezales y se conseguirá tener acceso al interior de los tubos. La desventaja es que para limpiar los tubos por el exterior es necesario tratamiento químico. En este caso se presentan dos pasos en los tubos, por tal motivo, la cámara está dividida en dos partes.

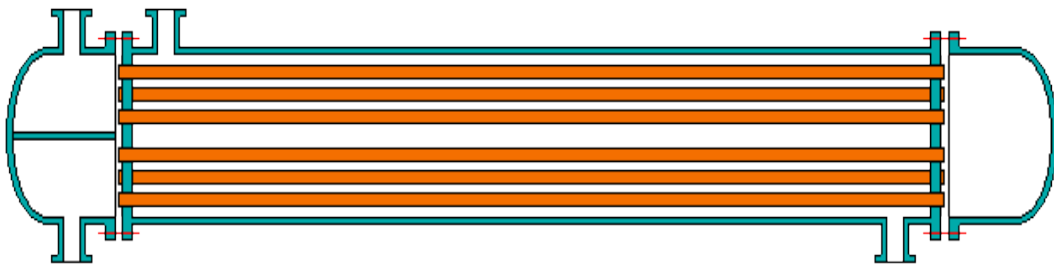


Figura 2.59 Intercambiador de calor tipo BEM

2.4.5.3.4 Intercambiador BEM (un sólo paso)

En este caso, el intercambiador está integrado por los mismos componentes o dispositivos, con la excepción que solamente cuenta con un paso en los tubos y por tal motivo en el cabezal frontal sólo existe una boquilla de entrada y no hay una división en el canal.

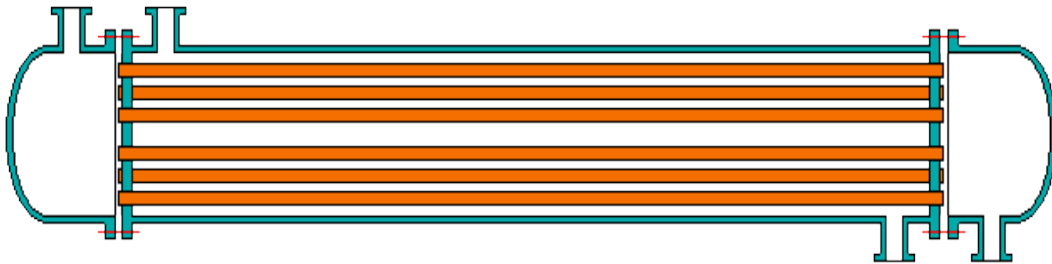


Figura 2.60 Intercambiador de calor tipo BEM, con un sólo paso en los tubos

Debe quedar claro que las combinaciones anteriores entre corazas y cabezales no son las únicas posibles y que puede haber una gran variedad de configuraciones entre éstos para crear el intercambiador de calor de tubos y coraza más adecuado para el proceso en cuestión.

A lo largo de este capítulo se ha explicado la función principal de los intercambiadores de calor, así como los múltiples equipos de intercambio térmico existentes. Además, se abordó específicamente el funcionamiento de los intercambiadores de calor de tubos y coraza, al igual que sus componentes y las características principales de éstos. Cabe destacar que los dispositivos que conforman un intercambiador de calor de tubos y coraza fueron abordados de una manera superficial, con la finalidad de no saturar de información al lector y de hacerlo digerible; sin embargo, si se desean más detalles acerca de las dimensiones, tolerancias, materiales, formas de fabricación, normas, etc. Se debe consultar el TEMA y el ASME, donde se proporcionan todos los detalles acerca de la construcción de este tipo de equipos.

Capítulo 3

Método de cálculo

3.1 Antecedentes

Muchos investigadores han estudiado el comportamiento que tienen los fluidos dentro de los intercambiadores de calor de coraza y tubos, así como los fenómenos térmicos que ocurren en estos equipos con la finalidad de obtener cada vez mejores aproximaciones del comportamiento real. Uno de los primeros investigadores fue Tinker, quien en 1947 introdujo el concepto de la división del flujo en la coraza cuando se manejan fluidos sin cambio de fase. Tinker demostró que el fluido que viaja por la coraza se movía en varias direcciones y no sólo en una, como se creía hasta entonces. El movimiento del fluido se da de cuatro maneras (Fig. 3.1): la primera es de forma cruzada respecto al banco de tubos, la segunda es conocida como corriente parasita y es el flujo que se encuentra sin movimiento entre la coraza y el deflector, la tercera es aquella donde el fluido pasa a través del espacio existente entre la superficie de los tubos y

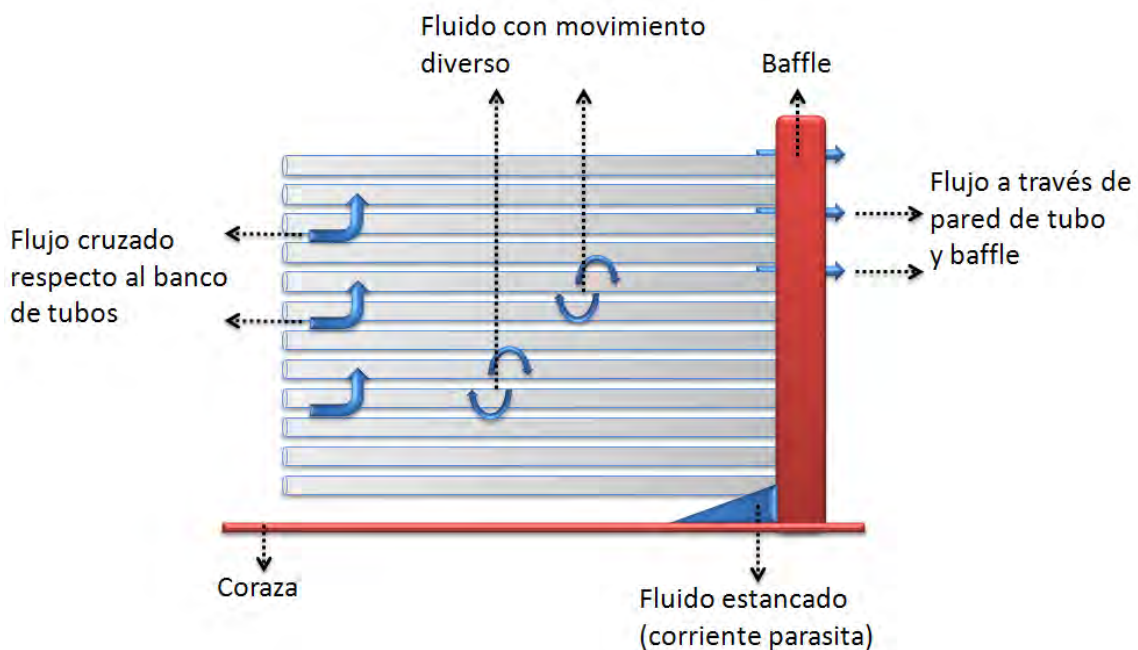


Figura 3.1 Movimiento del fluido en la coraza de un intercambiador de calor de tubos y coraza

los orificios de los baffles y por último se tiene una parte del fluido que se mueve en dirección diferente al del flujo cruzado, como lo hace la mayor parte de éste. Tinker propuso un método de cálculo bastante complejo, debido a que debía realizarse por tanteos y de manera iterativa porque las resistencias encontradas en el flujo son función de las velocidades de éste. Por tal motivo este método no fue muy utilizado.

En 1950 Donald Q. Kern contribuyó enormemente al diseño de este tipo de equipos, ya que en el trabajo presentado, tomó en cuenta diversos factores de construcción como: la diferencia de temperaturas media logarítmica, factores de ensuciamiento o incrustación, etc. Hoy en día el método de cálculo que presentó Kern en ese entonces, es muy popular y utilizado para diseñar intercambiadores tubulares.

Trece años después de que Kern presentara su método de cálculo (1963), Bell presentó un nuevo método para determinar el coeficiente de transferencia de calor convectivo y también la caída de presión del lado de la coraza para fluidos que no presentan cambio de fase. Este método retoma el análisis hecho por Tinker; sin embargo, Bell propone factores de corrección que finalmente se aplicarán al banco de tubos que se calcula como si se tratara de un haz de tubos ideal y por lo tanto no se toman en cuenta fugas o derivaciones de flujo inicialmente, esto permite que el cálculo sea más sencillo y efectivo, ya que se evitan iteraciones. Además, el método evita la necesidad de proponer un valor inicial para determinar el valor del coeficiente global de transferencia de calor. Cabe mencionar que este método es ampliamente reconocido en la industria, aunque, existen muchas derivaciones de este método que han sido desarrollados por consorcios de ingeniería, que sólo permiten a miembros de estos conocer los métodos y formas de cálculo.

En este capítulo se presenta el método de cálculo para intercambiadores de calor de tubos y coraza publicado por el Dr. Antonio Valiente Barderas en su libro titulado "Problemas de transferencia de calor". El método que se presenta es una simplificación del método presentado por Donald Q. Kern, con la finalidad de hacer que el estudiante comprenda de una mejor y más fácil manera un tema tan complejo como es el diseño de intercambiadores de calor.

3.2 Método de cálculo de un intercambiador de calor de coraza y tubos sin cambio de fase.

A continuación se presenta el procedimiento para el cálculo de intercambiadores de calor de tubos y coraza en el caso donde no se presenta cambio de fase en ninguno de los fluidos. Simultáneamente se resolverá un problema de diseño para hacer que el proceso presentado sea más comprensible.

3.2.1 Problema

Se requiere enfriar 11500 kg/h de benceno, desde 70 °C hasta 33 °C en un intercambiador de calor de tubos y coraza. El enfriamiento se realiza con Oxileno que tiene una temperatura inicial de 22 °C y una final de 43 °C. A partir de la información anterior, diseñar un intercambiador de calor de tubos y coraza apropiado.

3.2.2 Esquema

Para comenzar con el procedimiento para calcular el intercambiador, es necesario inicialmente traducir el problema a un esquema sencillo y de fácil comprensión, como se muestra en la figura 3.2.

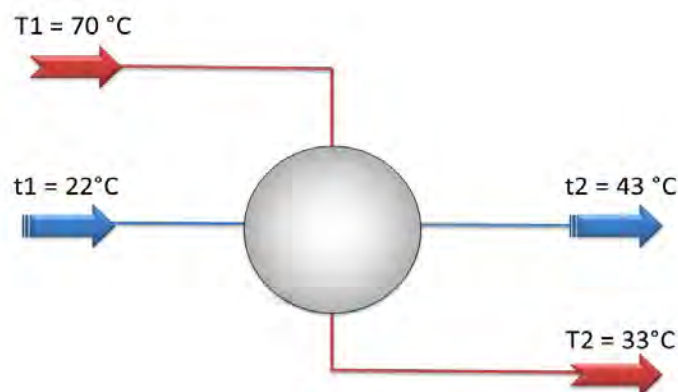


Figura 3.2 Esquema de las corrientes involucradas en el proceso de intercambio térmico

El esquema anterior (Fig. 3.2) ayuda a comprender claramente lo que le está pasando con cada una de las corrientes involucradas. Para el problema a resolver, la corriente de entrada (benceno) con temperatura T1, sale del intercambiador a una temperatura T2 (menor que la temperatura de entrada) y la corriente fría (orto-xileno) entra a una temperatura t1 y sale a una temperatura t2 (más alta).

3.2.3 Ecuación de diseño

La ecuación básica para diseño de intercambiadores de calor es la siguiente:

$$Q = U_o A_o (\Delta T_{lm}) F \quad (1)$$

Donde:

Q = Rapidez de transferencia de calor o cantidad de energía transferida

U_o = Coeficiente global de transferencia de calor

A_o = Área total de transferencia de calor

ΔT_{lm} = Diferencia de temperatura media logarítmica

F = Factor de corrección de temperatura

Cabe mencionar que el coeficiente global de transferencia de energía, puede ser calculado tomando en cuenta, tanto el área externa de los tubos como el área interna de éstos. En este método se realizará el dimensionamiento del intercambiador de calor a partir del área externa, entonces, tanto el área de transferencia de calor, como el coeficiente global de transferencia de calor, serán referidas al lado externo de los tubos.

La ecuación para calcular el coeficiente global de transferencia de energía queda de la forma:

$$U_o = \frac{1}{\frac{D_o}{D_i h_i} + \frac{D_o}{D_i} \frac{1}{h d_i} + \frac{x D_o}{k_w D_w} + \frac{1}{h d_o} + \frac{1}{h_o}} \quad (2)$$

3.2.4 Cálculos

3.2.4.1 Cálculo del calor transferido

A continuación se debe determinar la cantidad de calor que se transfiere de un fluido al otro a partir de un balance de energía.

$$Q_p = Q_g = \left[\frac{kcal}{h} \right] \quad (3)$$

$$Q = M C_p (\Delta T) \quad (4)$$

Donde:

M = Flujo másico

C_p = Capacidad calorífica

Para el caso del benceno, el balance de energía queda de la siguiente forma.

$$Q_p = M_{benceno} C_{p \text{ benceno}} (T_1 - T_2) \quad (5)$$

El balance de energía para O-xileno es:

$$Q_g = M_{O-xileno} C_{p \text{ O-xileno}} (t_2 - t_1) \quad (6)$$

Idealmente se puede decir que la ecuación 3 se cumple, sin embargo, en la realidad, el calor transferido de un fluido al otro no siempre es el mismo, porque existen pérdidas o fugas de este a través de la coraza y en otras partes del intercambiador de calor, por lo tanto es común el uso de un factor de corrección. En este caso, se va a suponer que el proceso se lleva a cabo idealmente, es decir, no van a existir fugas de calor en el intercambiador de calor, con la finalidad de facilitar el cálculo.

Resolviendo la ecuación 4, para obtener el calor transferido es necesario conocer la capacidad calorífica del benceno. Ésta y más propiedades, deben ser calculadas a la temperatura promedio de la corriente en cuestión.

$$T_{m \text{ benceno}} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{70 + 33}{2} = 51.5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7)$$

$$T_{m \text{ O-xileno}} = \frac{t_1+t_2}{2} = \frac{22+43}{2} = 32.5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (8)$$

Entonces:

$$C_{p \text{ benceno}} = 0.46 \frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$$

$$C_{p \text{ O-xileno}} = 0.42 \frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$$

Calculando el calor transferido o en este caso, el calor perdido

$$Q_p = (11500)(0.46)(70 - 33) = 195730 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

A partir del valor de Q_p y sabiendo que el calor perdido es igual al ganado, se calcula el flujo másico de O-xileno que se requiere para poder enfriar la corriente de benceno hasta $33 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$M_{\text{O-xileno}} = \frac{Q_g}{C_{p \text{ O-xileno}}(t_2-t_1)} = \frac{195730}{(0.42)(43-22)} = 22191 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

3.2.4.2 Cálculo de diferencia de temperatura media logarítmica

La diferencia de temperatura media logarítmica se define como:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (9)$$

Para poder realizar el análisis de un intercambiador de calor es necesario conocer la diferencia de temperatura promedio que existe en el intercambiador, sin embargo, no es posible conocerla fácilmente debido a que la diferencia de temperatura entre los fluidos varía a lo largo del intercambiador de calor.

La ecuación 9, se desarrolló a partir de varias suposiciones mencionadas en el capítulo 1. Debe ser recordado que solo es válida para arreglos en paralelo y en contracorriente, y únicamente si en el intercambiador de calor se tiene un recorrido simple. Si es necesario que el intercambiador se diseñe con multipasos o el proceso requiere que existan varias unidades conectadas en serie y si los fluidos están dispuestos en arreglo cruzado, entonces, se tendrá que hacer una corrección al valor resultante. Esta corrección se conoce como "Factor de

corrección” (F) y se determina de manera sencilla utilizando gráficos hechos especialmente para cada tipo de arreglo. Para obtener el factor de corrección es necesario determinar las relaciones P y R, definidas como:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (10)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (11)$$

En estas relaciones, T y t no corresponden a la temperatura del fluido caliente y frío, respectivamente, sino a las temperaturas de los fluidos que viajan por la coraza (T) y los que lo hacen por los tubos (t), sin importar cuál de los fluidos (caliente o frío) es el que viaja por fuera o por dentro. Los subíndices indican si se trata de la temperatura de entrada (1) o de salida (2). Una vez obtenidas estas relaciones se consultan las gráficas del apéndice L y se obtiene F.

Se recomienda realizar un diagrama de temperaturas (figura 3.3) para facilitar el cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica, ya que en este diagrama se pueden ver claramente las temperaturas de entrada y de salida.

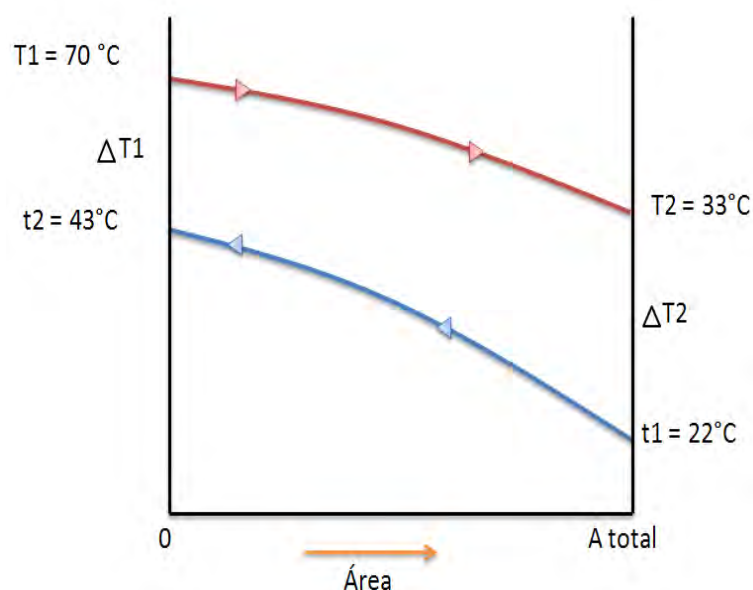


Figura 3.3 Diagrama de temperaturas para intercambiador de calor de tubos y coraza con acomodo de los fluidos a contracorriente

Para el problema en discusión, se determina ahora la diferencia de temperaturas media logarítmica y con la ayuda del esquema de la figura 3.3 se obtiene:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{27 - 11}{\ln \frac{27}{11}} = 17.8 \text{ °C}$$

3.2.4.2.1 Cálculo del factor de corrección de temperatura y distribución de los fluidos

A continuación, es necesario determinar el factor de corrección de temperaturas, sin embargo, para poder determinar esto es necesario establecer el acomodo de los fluidos dentro del intercambiador, es decir, es necesario decidir cuál de los fluidos viajará por dentro de los tubos y cuál lo hará por la coraza. Para poder decidir adecuadamente, se tienen los siguientes puntos:

- El fluido más incrustante debe ser colocado en el interior de los tubos, debido a que es más sencilla la limpieza de éstos y a que puede ser realizada solamente removiendo los cabezales e introduciendo la herramienta para limpieza más adecuada.
- Si una de las corrientes tiene una gran presión es conveniente dirigirla al interior de los tubos, para evitar utilizar una coraza especial resistente a altas presiones, la cual es muy costosa.
- Si un fluido es altamente corrosivo, debe ser mandado por los tubos para evitar que dañe tanto a la coraza como a los tubos (por el interior), de esta manera sólo se dañan a los tubos.
- Generalmente, si se cuenta con un fluido muy viscoso, éste debe ser introducido por la coraza donde la caída de presión es relativamente baja y el coeficiente de transferencia de calor es más alto que el existente en los tubos.

Tomando en cuenta los factores anteriores es posible determinar el acomodo de los fluidos dentro del intercambiador; sin embargo, pueden existir otros factores que pueden regir la disposición de los fluidos en el intercambiador, tales como: temperatura, caída de presión, volumen del fluido, etc.

Tomando en cuenta que los dos fluidos son poco incrustables, se decide que el benceno vaya por el interior de los tubos, debido a que es el fluido caliente y de esta manera existiría un mejor rendimiento si fluye por los tubos.

Una vez decidido la disposición de los fluidos, se calcula P y R a partir de las ecuaciones 9 y 10, para posteriormente determinar el factor de corrección con la ayuda del apéndice L

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{33 - 70}{22 - 70} = 0.77$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{22 - 43}{33 - 70} = 0.56$$

$$F \cong 0.88$$

El valor del factor de corrección resultó ser bastante alto, siempre y cuando, se cuente con un intercambiador con 2 pasos en la coraza y 4 o más pasos en los tubos.

3.2.4.3 Cálculo del área total de transferencia de calor

El área externa total de transferencia es aquella que debe tener el intercambiador de calor para cumplir satisfactoriamente con los requerimientos del proceso. En este momento no es posible un obtener un valor exacto del área total de transferencia de energía debido a que no se puede determinar aún el coeficiente global de transferencia de energía, sin embargo, existen valores del coeficiente global para diversos tipos de procesos reportados en la bibliografía. En el apéndice M se dan algunos valores del coeficiente global de transferencia de calor para diversos procesos. Para el problema en cuestión, la tabla muestra un rango de 100 a 300 $\frac{kcal}{h m^2 C}$ así que se elige un valor de 200 $\frac{kcal}{h m^2 C}$ como valor aproximado.

A partir del U_o estimado se determina el área de transferencia de calor que debe tener el intercambiador de calor. De la ecuación 1 se tiene:

$$A_o = \frac{Q}{U_o \Delta T_{lm} F} = \frac{195730 \frac{kcal}{h}}{\left(200 \frac{kcal}{h m^2 C}\right) (17.8 \text{ } ^\circ\text{C})(0.9)} = 61 m^2$$

3.2.4.4 Cálculo del número de tubos

Para poder determinar el número de tubos necesarios para cumplir con el área total de transferencia de calor, es indispensable primeramente proponer la velocidad que lleva el fluido al interior de los tubos. La velocidad propuesta debe ser mayor a la mínima recomendada que es de 1m/s. No se recomienda una velocidad menor a 1 m/s debido a que la formación de depósitos sería mucho mayor, además, a mayor velocidad más turbulencia existirá en el fluido y mayor será el coeficiente de transferencia de calor.

Entonces se propone una velocidad de $1 \frac{m}{s}$

A continuación se calcula el área de flujo del fluido.

Densidad benceno a $T_m \cong 840 \frac{kg}{m^3}$

$$\text{Flujo volumétrico} = \text{flujo masico} \left(\frac{1}{\text{densidad fluido}} \right) \quad (12)$$

$$\text{Flujo volumétrico} = 11500 \frac{kg}{h} \left(\frac{1}{840 \frac{kg}{m^3}} \right) = 13.7 \frac{m^3}{h}$$

$$\text{Área de flujo fluido} = \frac{\text{flujo volumétrico}}{\text{Velocidad del fluido}} \quad (13)$$

$$\text{Área de flujo benceno} = \frac{13.7 \frac{m^3}{h}}{3600 \frac{h}{h}} = 3.8 \times 10^{-3} m^2$$

El área de flujo es el espacio necesario para que el volumen completo del fluido logre recorrer el intercambiador de calor, en el tiempo establecido a la velocidad propuesta.

A partir de la siguiente ecuación se puede determinar el número de tubos requeridos.

$$No. \text{ tubos} = \frac{\text{Área de flujo (fluido)}}{\text{Área de flujo (tubería)}} \quad (14)$$

Se puede observar en la ecuación 14, que es necesario conocer el área de flujo de la tubería, para esto, es preciso elegir las dimensiones de la tubería en los catálogos de tubería estándar para intercambiadores de calor como se muestra en el apéndice N. En los catálogos se tiene la siguiente información.

Diámetro externo del tubo (D_o)	BWG	Espesor de la pared (x)	Diámetro interno ($D_i = D_o - 2x$)	Área de flujo ($A_f = \frac{\pi}{4} D_i^2$)	Área superficial ($A_s = \pi DL$)	
					externa	Interna

El diámetro externo de tubería más utilizado en intercambiadores de calor de coraza y tubos es de 3/4 de pulgada y se recomienda que se utilice esta medida como primera aproximación. Al elegir un diámetro externo de tubería, se requiere solamente escoger después el BWG de la tubería, el cual va a depender de las condiciones de presión y temperatura del fluido que viaja dentro de los tubos y de la naturaleza corrosiva de éste. Una vez elegido el BWG los resultados de diámetro interno, área de flujo y área superficial, se obtienen automáticamente.

Para el problema en cuestión y tomando en cuenta que el diámetro externo de tubería para intercambiador de calor más utilizado es 3/4 de pulgada, se elige entonces éste; además, como el proceso no se lleva a cabo a muy alta presión ni temperatura y sabiendo que el fluido que viaja por el interior del intercambiador no es altamente corrosivo se establece un BWG 14. Los datos arrojados a partir del diámetro externo y el BWG son:

$$D_o = 0.01905m$$

$$BWG = 14$$

$$X = 2.1 \times 10^{-3} m$$

$$D_i = 0.01483 m$$

$$A_f = 1.73 \times 10^{-4} m^2$$

$$A_{se} = 0.05983 \frac{m^2}{m}$$

$$A_{si} = 0.0466 \frac{m^2}{m}$$

Entonces a partir de la ecuación 14 se obtiene el número de tubos.

$$No. \text{ tubos} = \frac{3.8 \times 10^{-3} m^2}{1.73 \times 10^{-4} m^2} \cong 22$$

Cabe mencionar que el área de flujo que arrojan los cálculos o el catálogo, es aquella que tiene un sólo tubo del diámetro establecido. También se aclara que se tienen dos áreas superficiales, tanto la externa, como la interna, ya que la tubería cuenta con un diámetro externo e interno, diferentes entre sí. El valor reportado de ambas áreas está dado en metro cuadrado de área por cada metro de tubería

Ya se conoce el número de tubos que requiere el intercambiador, ahora es necesario determinar la longitud que deben tener éstos.

$$A_0 = A_{se} (No. \text{ tubos}) L \tag{15}$$

$$L = \frac{61}{0.05983(22)} = 46 \text{ m}$$

3.2.4.5 Cálculo del número de pasos

Resumiendo los resultados, sabemos hasta el momento que se tienen 22 tubos de 46 metros cada uno, con 3/4 de pulgada de diámetro externo.

Lo siguiente es calcular el número de pasos con los que puede contar el intercambiador de calor. Esto va a depender del tamaño del intercambiador, aunque existen otros factores que influyen en esta decisión, por ejemplo, si se cuenta con un fluido que ofrece una gran resistencia a la transferencia de calor, va a ser necesario incrementar el número de pasos, con la finalidad de que este fluido pase más tiempo dentro del intercambiador de calor y para hacer que su velocidad aumente, provocando el aumento del coeficiente de transferencia de calor. Anteriormente y gracias al factor de corrección de temperaturas se determinó que nuestro intercambiador debía contar con dos pasos en la coraza y cuatro o más en los tubos.

Para obtener el número de pasos se utiliza la siguiente ecuación:

$$No. \text{ pasos} = \frac{L}{\text{Longitud deseada del intercambiador}} \quad (16)$$

$$No. \text{ pasos} = \frac{46}{6} \cong 8$$

Cabe mencionar que la longitud deseada del intercambiador debe ser modificada dependiendo del resultado del número de pasos, esto debido a que el número de pasos debe tener un valor par, porque resulta impráctico tener un intercambiador de calor con números impares, además, no se emplea.

Ahora se procede a calcular el número total de tubos que se generaron con el incremento del número de pasos (si existe más de un paso).

$$No. \text{ total de tubos} = No. \text{ tubos} * No. \text{ pasos} \quad (17)$$

$$No. \text{ total de tubos} = (22)(8) = 176$$

Con toda esta información, se necesita ahora conocer el diámetro de la coraza más adecuado para el número de tubos con los que se cuenta. En el apéndice Ñ se muestran tablas donde a partir del número de pasos, el diámetro externo de los tubos y el número total de tubos se sugiere un diámetro interno de la coraza, así como el arreglo (ya sea cuadrado o triangular) que pueden llegar a tener los tubos. En el capítulo 2 se han mencionado las ventajas y desventajas que tienen los diversos tipos de arreglos del banco de tubos, lo cual puede ayudar a tomar la mejor decisión al respecto.

En la etapa de selección de la coraza, el número total de tubos obtenidos no siempre va a coincidir con los reportados en la tabla; sin embargo, se pueden hacer aproximaciones para poder asignar un adecuado diámetro interno de coraza.

De acuerdo con el apéndice Ñ se tiene que para 178 tubos con un diámetro externo de 3/4 de pulgada y un pitch de 15/16. El diámetro interno de la coraza más adecuado es de 17 pulgadas.

Una vez seleccionado el diámetro de la coraza, se determina la relación L/D, la cual debe tener un valor mínimo de 3 y un máximo de 10. Si el resultado arroja valores fuera de este rango, entonces la longitud de los tubos debe ser modifi-

cada, y por lo tanto también el número de pasos y el diámetro de la coraza, hasta encontrarse dentro del rango establecido.

La relación L/D tiene la finalidad de proporcionar las dimensiones apropiadas que debe tener el intercambiador de calor, dicho de otra manera, la relación L/D no permite que el intercambiador sea excesivamente largo o demasiado ancho. Normalmente un intercambiador de calor de coraza y tubos con una longitud mayor a 6 metros es poco viable. Por lo tanto si el intercambiador mide más de seis metros, la solución será generar dos pasos o más en los tubos o si es el caso, modificar el diámetro externo de los tubos.

Calculando relación L/D con las dimensiones obtenidas, se tiene:

$$L = 6m$$

$$D_s = 0.4318m$$

$$\frac{L}{D} \cong 14$$

El valor que arroja la relación L/D sale del rango establecido, y como no se puede hacer más grande la longitud de los tubos y tampoco se pueden hacer más pequeños porque el número de pasos aumenta demasiado, entonces, como en ambos casos el cambio de la longitud se vuelve impráctico, se debe modificar el diámetro externo de la tubería.

Modificando el diámetro, los resultados que se obtienen son:

$$D_o = 0.0127 m$$

$$X = 2.1 \times 10^{-3} m$$

$$D_i = 8.5 \times 10^{-3} m$$

$$A_f = 5.6 \times 10^{-5} m$$

$$A_{se} = 0.03989 m^2$$

$$A_{si} = 0.02664 m^2$$

$$No. \text{ tubos} = \frac{\text{Área de flujo (fluido)}}{\text{Área de flujo (tubería)}} = \frac{3.8 \times 10^{-3}}{5.6 \times 10^{-5}} \cong 68$$

$$L = \frac{A_0}{A_{se}(No.tubos)} = \frac{61}{0.03989 (68)} \cong 22$$

$$No. pasos = \frac{L}{Longitud deseada del intercambiador} = \frac{22}{6} \cong 4$$

$$No. total de tubos = No. tubos * No. pasos = 68 * 4 = 272$$

Del apéndice Ñ se sugiere para 237 tubos con 4 pasos, tubería de 1/2 pulgada de diámetro externo y arreglo cuadrangular con distancia entre ejes de 7/8 de pulgada una coraza con diámetro interno de 39 pulgadas (1m). A partir de la información anterior se calcula la relación L/D.

$$\frac{L}{D} = \frac{6 m}{1 m} = 6$$

La relación anterior está dentro del rango establecido. Por lo tanto es posible utilizar estas dimensiones de tubería para la fabricación del intercambiador.

3.2.4.6 Cálculo del coeficiente global de transferencia de energía

3.2.4.6.1 Cálculo del coeficiente interno de película

En capítulos anteriores se explicó la existencia de un coeficiente global de transferencia de energía que tomaba en cuenta todas aquellas resistencias al flujo de calor que se presentan en la superficie divisora de los fluidos involucrados en el proceso de intercambio térmico. En esta etapa del cálculo se debe determinar el valor del coeficiente de película interno. La figura 1.16 (capítulo 1) muestra las resistencias involucradas en el proceso de transferencia de calor de un intercambiador. La teoría de flujo de fluidos habla sobre una zona cercana a una superficie sólida, donde el fluido carece de movimiento turbulento y presenta un comportamiento laminar, incluso, la última capa de fluido (capa pegada a la pared) carece por completo de movimiento. En esta zona laminar, la transferencia de calor se lleva a cabo por medio de conducción, debido a que las capas de fluido no se mezclan entre sí como lo hacen en el seno del fluido donde la turbulencia provoca que la transferencia de calor sea por convección y por lo tanto, muy efectiva. El coeficiente individual interno se encarga de tomar

en cuenta la resistencia al flujo de calor tanto en la zona turbulenta y transicional, así como en la laminar. Cabe mencionar que mediante el análisis dimensional, se ha encontrado que los grupos adimensionales; como ejemplo el Nusselt, relaciona la transferencia de calor por convección con la transferencia de calor por conducción. A la vez, el Nusselt es función del número de Prandtl, que relaciona las propiedades de viscosidad y conductividad térmica del fluido, y también es dependiente del número de Grashof, que relaciona las fuerzas de rozamiento, inercia y flotación debidas al cambio en la densidad en los diversos puntos del flujo no isotérmico.

Existen múltiples factores que influyen en el valor de h , que se vuelve prácticamente imposible conocer sus valores de manera individual por métodos analíticos directos. El valor del coeficiente de convección depende del tipo de fluido y de las características de su movimiento.

Antes de calcular el valor del coeficiente de película es necesario obtener el área de flujo por paso.

$$A_{f \text{ por paso}} = D_i^2 \frac{\pi}{4} (\text{No. tubos por paso}) = [m^2] \quad (18)$$

Donde:

$$\text{No. tubos por paso} = \frac{\text{No. total de tubos}}{\text{No. pasos}} \quad (19)$$

Para el problema en cuestión

$$\text{No. tubos por paso} = \frac{272}{4} = 68$$

$$A_{f \text{ por paso}} = (8.5 \times 10^{-3})^2 * \frac{\pi}{4} * 68 = 3.8 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

A partir de ahora y gracias a la velocidad del fluido propuesta en un principio, se puede calcular la velocidad real del fluido.

$$V_{real} = \frac{\text{flujo volumétrico}}{A_{f \text{ por paso}}} = \left[\frac{m}{h} \right] \quad (20)$$

$$V_{real} = \frac{13.7}{3.8 \times 10^{-3}} = 3605 \frac{m}{h} \cong 1 \frac{m}{s}$$

Una vez obtenida la velocidad real del fluido, se calcula el número de *Reynolds*, que será utilizado para conocer el movimiento que tiene nuestro fluido.

$$R_e = \frac{D_i V \rho}{\mu} \quad (21)$$

Para calcular el Reynolds, se calcula primeramente viscosidad del benceno a la temperatura media de éste.

$$\mu_{benceno} = 4.7 \times 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}$$

$$R_e = \frac{(8.5 \times 10^{-3} m) * (1 \frac{m}{s}) * (840 \frac{kg}{m^3})}{4.7 \times 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}} = 15191$$

Donde:

D_i = Diámetro interno del tubo

V = Velocidad real del fluido dentro de los tubos

Se debe recordar que para cada valor del número de *Reynolds*, existe un tipo de flujo:

- $R_e \leq 2100$ flujo laminar
- $2100 < R_e < 10000$ flujo transicional
- $R_e \geq 10000$ flujo turbulento

A partir del valor del número de *Reynolds* se debe elegir la relación o ecuación más apropiada para el tipo de flujo con el que se esté trabajando.

A continuación se presentan las correlaciones más sencillas para el cálculo de coeficientes de convección internos.

Cuando se cuenta con flujo laminar.

$$N_u = 2 \left(\frac{M C_P}{k L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (22)$$

Siendo:

M = Flujo másico

L = Longitud de tubería

μ_s = Viscosidad a la temperatura de la pared

μ = Viscosidad a la temperatura media del fluido

En el caso límite donde la temperatura de salida es la misma que la de la pared se tiene:

$$N_u = \frac{2 M C_P}{\pi k L} \quad (23)$$

Si se manejan fluidos altamente viscosos o si la temperatura es muy grande.

$$N_u = 1.75 \frac{\mu}{\mu_s}^{0.14} \left[\frac{M C_P}{k L} (1 + 0.015 Z)^{1/3} \right]^{1/3} \quad (24)$$

En donde:

$$Z = \frac{L^2}{D_i^2} G_r P_r \quad (25)$$

Cuando el fluido se encuentra en la región de transición.

$$N_u = 0.116 [R_e^{2/3} - 125] (P_r)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \left[1 + \left(\frac{D_i}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (26)$$

En el caso que se presente flujo turbulento y se lleve a cabo un calentamiento del fluido, la relación apropiada es:

$$N_u = 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.4} \quad (27)$$

Si el fluido que viaja por el interior se está enfriando, entonces:

$$N_u = 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.3} \quad (28)$$

Si es un gas el que fluye por el banco de tubos y como Pr es constante e igual a 0.74.

$$N_u = 0.021 R_e^{0.8} \quad (29)$$

Cuando se trabaja con fluidos muy viscosos.

$$N_u = 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (30)$$

En el caso que sea un metal fundido viajando por el interior del tubo.

$$h = 7 + 0.025P_e^{0.8} = \left[\frac{k \text{ cal}}{m^2 h ^\circ C} \right] \quad (31)$$

Existe una relación especial cuando el fluido que se maneja es agua.

$$h = 2280 \frac{(1.352 + 0.0198 T)V^{0.8}}{D^{0.2}} = \left[\frac{k \text{ cal}}{m^2 h ^\circ C} \right] \quad (32)$$

Donde:

V = Velocidad real del fluido

T = Temperatura media

La relación que existe entre N_u y el coeficiente de película es:

$$N_u = \frac{h_i D_i}{k} \quad (33)$$

De acuerdo con el número de Reynolds obtenido, en este caso 15191, se elige la ecuación 27, la cual se utiliza cuando existe flujo turbulento y la corriente está sufriendo enfriamiento.

La ecuación 28 indica que el Nusselt depende del Reynolds y del Prandtl. El Reynolds se calculó previamente, sólo es necesario determinar el valor del Prandtl.

$$P_r = \frac{c_p \mu}{k} \quad (34)$$

Donde:

K = Conductividad térmica del fluido

$$k_{\text{benceno}} = 0.12 \frac{kcal}{m h ^\circ C}$$

$$P_r = \frac{(0.46 \frac{kcal}{kg ^\circ C}) * (1.692 \frac{kg}{m h})}{0.12 \frac{kcal}{m h ^\circ C}} = 6.5$$

De la ecuación 28, se obtiene:

$$N_u = 0.023 (15191)^{0.8} (6.5)^{0.3} = 89$$

A partir de la ecuación 33, tenemos:

$$h_i = \frac{Nu k}{D_i} = \frac{(89) * (0.12 \frac{kcal}{m h ^\circ C})}{8.5 \times 10^{-3} m} = 1256 \frac{kcal}{m^2 h ^\circ C}$$

3.2.4.6.2 Cálculo del coeficiente externo de película

Ya se ha calculado el coeficiente interno de película, a continuación se va a determinar el coeficiente externo de película; el cual, es la resistencia al flujo del calor que se presenta en el exterior de la tubería. Este coeficiente toma en cuenta todos los factores que influyen en la transferencia de calor de la misma manera que ocurre en el coeficiente interno de película, sólo que ahora, en la parte externa del tubo.

Existe una relación en la literatura para el cálculo del coeficiente externo de película (ecuación 35) que es válida tanto para calentamiento como para enfriamiento de fluidos que viajan por la coraza, únicamente puede ser utilizada si el intercambiador de calor funciona con baffles segmentados con 25% de corte y el fluido que viaja por la coraza lo hace a un Reynolds entre 2 000 y 1 000 000.

$$\frac{h D_o}{k} = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} (P_r)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (35)$$

$$h_o = \left[\frac{k cal}{m^2 h ^\circ C} \right]$$

En donde D_e , es el diámetro equivalente del lado de la envolvente.

Para determinar el valor del diámetro equivalente, es necesario haber definido anteriormente el arreglo que deben tener los tubos en el banco de tubos.

Entonces, el cálculo del diámetro equivalente en un arreglo cuadrangular se realiza con la siguiente ecuación.

$$D_e = \frac{4 \left(P_t^2 - \frac{\pi D_o^2}{4} \right)}{\pi D_o} = [m] \quad (36)$$

Si el arreglo es triangular o tresbolillo.

$$D_e = \frac{4(0.43P_t^2 - 0.3927D_o^2)}{0.5\pi D_o} = [m] \quad (37)$$

En la ecuación 35, G_s es conocido como la masa velocidad y está definido por:

$$G_s = \frac{\text{flujo masico}}{as} \quad (38)$$

as = Área de flujo en los tubos

$$as = \frac{D_s C B}{P_t} \quad (39)$$

En donde:

D_s = Diámetro interno de la coraza

C = Claro entre tubos

B = Distancia entre baffles

P_t = Distancia de centro a centro entre los tubos (pitch)

La figura 3.4 ilustra claramente lo referente al claro y al pitch en el arreglo de los tubos

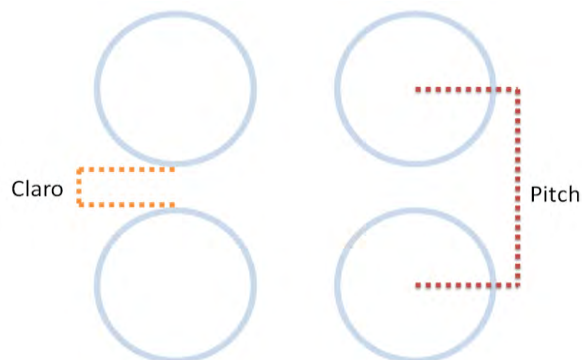


Figura 3.4 Diferencia entre pitch y claro

El *claro* puede ser calculado de manera sencilla, a partir de la siguiente ecuación.

$$C = P_t - D_o \quad (40)$$

Se debe recordar que la distancia mínima entre baffles es de 1/5 del diámetro interno de la coraza, aunque pueden existir algunos casos especiales donde la distancia puede ser aún menor.

Para el problema a resolver, se tiene:

Anteriormente se determinó una disposición cuadrada de los tubos, en el banco. Por lo tanto, se debe utilizar la ecuación 36.

$$D_e = \frac{4((0.022)^2 - \frac{\pi(0.0127)^2}{4})}{\pi 0.0127} = 0.0359 \text{ m}$$

$$C = 0.022 - 0.0127 = 9.3 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Tomando en cuenta la distancia mínima entre baffles, para generar bastante turbulencia en el fluido, se tiene la siguiente aproximación:

$$B = \frac{D_s}{5} = 0.2 \text{ m}$$

$$as = \frac{1 * 9.3 \times 10^{-3} * 0.2}{0.022} = 0.0845 \text{ m}^2$$

$$G_s = \frac{\text{flujo masico}}{as} = \frac{22191}{0.0845} = 262615 \frac{\text{kg}}{\text{h m}^2}$$

Antes de calcular el Nusselt, es necesario comprobar que el Reynolds del fluido se encuentra dentro del rango establecido, para la relación presentada. Si es necesario, se puede modificar la distancia entre baffles, con la finalidad de que el equipo cuente con más de estos y por lo tanto, menor distancia entre ellos, lo que provocara que aumente la turbulencia, generando un alto coeficiente de transferencia de calor en el fluido; no obstante, este aumento, se pagaría con el incremento en la caída de presión.

$$R_e = \frac{G_s D_e}{\mu} \quad (41)$$

$$\mu_{O-xileno} a T_m = 2.52 \frac{\text{kg}}{\text{h m}}$$

$$R_e = \frac{G_s D_e}{\mu} = \frac{262615 * 0.0359}{2.52} \cong 3741$$

El Reynolds obtenido se encuentra dentro del rango establecido para que la ecuación 35 sea válida. Por lo tanto, es momento de calcular el Nusselt.

$$k = 134 \times 10^{-3} \frac{kcal}{m \text{ h } ^\circ C}$$

$$P_r = \frac{C_p \mu}{k} = \frac{0.42 \times 2.52}{134 \times 10^{-3}} = 7.8$$

$$\frac{h D_o}{k} = 0.36 \left(\frac{0.0359 \times 262615}{2.52} \right)^{0.55} (7.8)^{0.33} = 65.45$$

El término $\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14}$ no se ha tomado en cuenta por cuestiones prácticas, ya que μ_s debe ser calculado a la temperatura de la pared del tubo o de la superficie, eso implicaría la generación de un gran número de iteraciones para conocer el valor real, además, en la mayoría de los casos, el valor de este término es muy cercano a uno, así que no afecta considerablemente el valor del Nusselt. Por lo tanto y a manera de simplificación, se considera que su valor es 1.

$$h_o = \frac{65.45 k}{D_o} = \frac{(65.45) 134 \times 10^{-3}}{0.0127} = 690 \frac{kcal}{m^2 \text{ h } ^\circ C}$$

3.2.4.7 Obtención del coeficiente global de transferencia de calor

Con el coeficiente interno y externo de película (ya obtenidos) es posible ahora calcular el coeficiente global de transferencia de calor que se encarga de sumar todas las resistencias involucradas en el proceso y concentrarlas en una sola. Se debe recordar que el coeficiente global de transferencia está basado en el área externa de los tubos del intercambiador de calor.

Retomando la ecuación 2 para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se tiene:

$$U_o = \frac{1}{\frac{D_o}{D_i h_i} + \frac{D_o}{h d_i} + \frac{x D_o}{k_w D_w} + \frac{1}{h d_o} + \frac{1}{h_o}} = \left[\frac{kcal}{m^2 \text{ h } ^\circ C} \right]$$

Donde:

$$D_w = \frac{D_o - D_i}{\ln \frac{D_o}{D_i}} \quad (42)$$

K_w = Conductividad térmica del material del que está constituido el tubo

A continuación se mencionan cada uno de los términos involucrados en el coeficiente global de transferencia de calor, así como su significado.

$\frac{D_o}{D_i h_i}$: Este término es el valor de la resistencia al flujo de calor que existe en el fluido, desde la zona turbulenta hasta la zona laminar, pasando por la transicional, al interior de los tubos.

$\frac{D_o}{D_i} \frac{1}{h_{di}}$: El impedimento al flujo de calor que se da en la capa de suciedad o incrustación, en el interior del tubo, está evaluado en esta relación.

$\frac{x D_o}{k_w D_w}$: La resistencia que ofrece el material del tubo del intercambiador está medida por este término.

$\frac{1}{h d_o}$: Éste, mide el flujo de calor que existe en la capa de depósitos en el exterior de la tubería.

$\frac{1}{h_o}$: El coeficiente externo de película tiene la función de evaluar la resistencia al flujo de calor que existe en el fluido, desde la zona turbulenta hasta la laminar, en el fluido que viaja por la coraza.

Con la descripción anterior, se demuestra claramente que el coeficiente global de transferencia de calor toma en cuenta todas las resistencias al flujo de calor que se pueden presentar en un intercambiador de calor, en este caso de tubos y coraza.

Cabe mencionar que los factores de ensuciamiento $\frac{1}{h d_i}$ y $\frac{1}{h d_o}$ se determinan fácilmente a partir de tablas del apéndice P, donde aparecen los valores del factor de ensuciamiento de un gran número de fluidos calculados experimentalmente.

El cálculo del coeficiente global de transferencia de calor para el problema en cuestión queda de la siguiente manera:

$$D_w = \frac{D_o - D_i}{\ln \frac{D_o}{D_i}} = \frac{0.0127 - 8.5 \times 10^{-3}}{\ln \frac{0.0127}{8.5 \times 10^{-3}}} = 0.0104 \text{ m}$$

Para saber el valor de la conductividad térmica, es necesario seleccionar el material del cual va a estar constituida la tubería del intercambiador. Tomando en cuenta que los fluidos no son altamente corrosivos ni incrustantes y siendo un material bastante popular para tubería de intercambiador de calor, se selecciona tubería de acero al carbón.

$$k_w = 38.66 \frac{\text{kcal}}{\text{h m } ^\circ\text{C}}$$

$$\frac{D_o}{D_i h_i} = \frac{0.0127}{8.5 \times 10^{-3} (1256)} = 1.19 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}{\text{kcal}}$$

Del apéndice P se obtiene el valor de h_{di} y de h_{do}.

$$\frac{1}{h_{di}} = 2.04 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}{\text{kcal}}$$

$$\frac{1}{h_{do}} = 2.04 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}{\text{kcal}}$$

$$\frac{D_o}{D_i} \frac{1}{h_{di}} = \frac{0.0127}{8.5 \times 10^{-3}} (2.04 \times 10^{-4}) = 3.05 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}{\text{kcal}}$$

$$\frac{x D_o}{k_w D_w} = \frac{2.1 \times 10^{-3} (0.0127)}{38.66 (0.0104)} = 6.6 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}{\text{kcal}}$$

$$\frac{1}{h_o} = \frac{1}{690} = 1.45 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}{\text{kcal}}$$

Por lo tanto

$$U_o = \frac{1}{1.19 \times 10^{-3} + 3.05 \times 10^{-4} + 6.6 \times 10^{-5} + 2.04 \times 10^{-4} + 1.45 \times 10^{-3}} = 311$$

Al haber obtenido el coeficiente global de transferencia de calor, se calcula de nuevo el área total de transferencia de calor y se repiten los cálculos hasta ge-

nerar resultados consistentes o iguales. Los resultados obtenidos a partir de una hoja de cálculo, se presentan en la siguiente tabla (tabla 3.1).

$A_o(m^2)$	35
$U_o \left(\frac{k cal}{m^2 h ^\circ C} \right)$	349
BWG	14
$D_o(m)$	0.0127
$D_i(m)$	0.0084
No. Total tubos	146
Longitud tubos (m)	6
No. Pasos	2
$D_s(m)$	0.7874

Tabla 3.1 Resultados del diseño del intercambiador de calor

3.2.5 Caída de presión

Por último, debe verificarse la caída de presión generada en el intercambiador de calor. Si la caída supera los $0.7 \frac{kg}{cm^2}$, tanto en los tubos como en la coraza, entonces el intercambiador de calor diseñado es impráctico, desde el punto de vista económico y energético, y por lo tanto no recomendable.

3.2.5.1 Caída de presión en los tubos

Para calcular la caída de presión en tramos rectos se tiene:

$$\frac{\Delta P_L}{\rho} = F_D \frac{V^2 L N}{2g D_i} = [m] \quad (43)$$

En donde:

V = Velocidad real del fluido que viaja por los tubos

L = Longitud de los tubos

N = Número de pasos

F_D = Factor de fricción

g = Aceleración de la gravedad

Para determinar el valor del factor de fricción es necesario consultar la tabla del apéndice Q.

Por medio del *Reynolds* del fluido se conocerá el valor del factor de fricción. Cabe mencionar que el valor leído debe ser multiplicado por 144 para poder obtener el factor adimensional.

$R_e = 15162$ (Número obtenido al terminar las iteraciones donde se obtuvo U_o)

$F_D \cong 0.02448$

$$\frac{\Delta P_L}{\rho} = (0.02448) \frac{(1^2)(6)(2)}{2(9.81)(0.00848)} = 1.91 \text{ m}$$

$$\Delta P_L = 1.91 * 840 = 1604 \frac{kg}{m^2} = 0.16 \frac{kg}{cm^2}$$

Cuando se diseña un intercambiador de calor con más de un paso en los tubos, es necesario calcular las pérdidas de presión en las zonas donde el fluido retorna.

$$\frac{\Delta P_r}{\rho} = 4 N \frac{V^2}{2g} = [m] \quad (44)$$

$$\frac{\Delta P_r}{\rho} = 4 N \frac{V^2}{2g} = 4(2) \left(\frac{1^2}{2(9.81)} \right) = 0.442 \text{ m}$$

$$\Delta P_r = 0.442 * 840 = 371.2 \frac{kg}{m^2} = 0.037 \frac{kg}{cm^2}$$

La caída de presión total del lado de los tubos es la suma de la caída de presión que se da en los tramos rectos más la que existe en los retornos.

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_r = \left[\frac{kg}{cm^2} \right] \quad (45)$$

$$\Delta P_T = 0.16 + 0.037 = 0.197 \frac{kg}{cm^2}$$

3.2.5.2 Caída de presión en la coraza

Después de haber calculado la caída de presión en los tubos, se debe comprobar que la caída de presión del lado de la coraza no rebase el límite permitido.

$$\frac{\Delta P_S}{\rho} = F_s \frac{G_s^2 D_s (n+1)}{2g D_e \rho^2} = [m] \quad (46)$$

En donde:

G_s = Masa velocidad

D_s = Diámetro interno de la coraza

D_e = Diámetro equivalente

F_s = Factor de fricción

n = Número de mamparas

Para obtener el factor de fricción se requiere consultar la gráfica del apéndice Q y con el número de Reynolds obtenido del lado de la coraza, se determina F_s .

$R_e = 6101$ (Número obtenido al finalizar las iteraciones donde se obtuvo U_o)

$F_s \cong 0.36$

$n \cong 31$

El número de mamparas (n) se calculó de acuerdo al espaciamiento mínimo que se propuso, en este caso fue de 0.16 metros.

$$\frac{\Delta P_S}{\rho} == (0.36) \left(\frac{(417585)^2 * 0.7874 * (32)}{((2 * 9.81) * 12.96 * 10^6) * 0.036 * (870^2)} \right) = 0.223 \text{ m}$$

$$\Delta P_S = 0.223 * 870 = 194 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} = 0.019 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

La caída de presión en ambos lados, en los tubos y en la coraza, no rebasa el límite permitido ($0.7 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$). Por lo tanto, el diseño realizado es aceptable.

3.3 Método de cálculo para intercambiador de calor de tubos y coraza con cambio de fase.

Existen numerosos procesos industriales donde se utilizan intercambiadores de calor de tubos y coraza, en los cuales uno de los fluidos o medios de calentamiento es vapor de agua, que se condensa al transferir su calor latente. Éstos no reciben el nombre de condensadores, debido a que esa no es la función para la que fueron diseñados; sin embargo, presentan el mismo fenómeno de condensación.

La condensación de un vapor se lleva a cabo cuando éste entra en contacto con una superficie a una temperatura menor a la de saturación. El proceso de condensación se puede dar de dos formas: en forma de gota o en forma de película.

Cuando el vapor está en contacto con la superficie se pueden formar gotitas sobre ella, las gotitas pueden escurrirse sobre la superficie, dejándola descubierta para que más gotitas puedan formarse y también puedan escurrir. Este proceso es llamado condensación en forma de gota y no es muy común que ocurra. Normalmente aparece una capa o película de condensado que cubre toda la superficie e impide que el vapor excedente toque la superficie y pueda condensarse. Este proceso se conoce como condensación en forma de película y es el fenómeno que más frecuentemente se presenta.

La condensación en forma de película es la más común pero es la menos eficiente, ya que hace que el coeficiente de transferencia de calor sea de 4 a 8 veces menor al que existe en la condensación en forma de gota.

Normalmente, cuando se utiliza vapor de agua como medio de calentamiento en un intercambiador de calor de tubos y coraza, el vapor se hace fluir a través de la coraza, porque se vuelve más sencillo retirar los condensados en este lado, en cambio, si se condensa por los tubos, no es recomendable dar más de un paso, ya que el condensado se acumularía y negaría el acceso del vapor a los tubos de los pasos posteriores.

El diseño de un intercambiador de calor de tubos y coraza donde se emplea vapor de agua es semejante al método donde no existe cambio de fase, con la excepción del cálculo del coeficiente de transferencia de calor por condensación que depende del tipo de superficie y de las propiedades del condensado, como: densidad, viscosidad, conductividad térmica, etc.

Para ejemplificar el método de cálculo se diseñará un intercambiador de calor de tubos y coraza donde se emplea vapor de agua como método de calentamiento.

3.3.1 Problema

Se requiere calentar 10000 kg/h de tolueno, desde 30°C hasta 100°C, usando vapor de agua a 3 kg/cm². Diseñar el intercambiador de calor de tubos y coraza que cumpla con los requerimientos del proceso.

3.3.2 Esquema

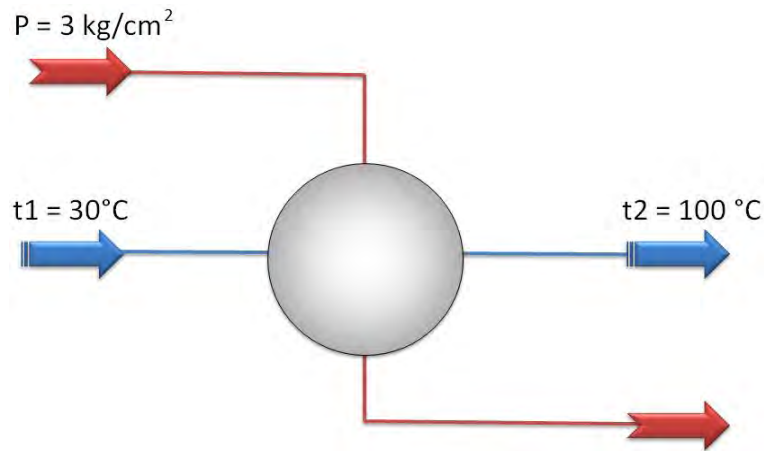


Figura 3.5 Esquema representativo del proceso de transferencia de calor.

El esquema (figura 3.5) representa la existencia de una corriente fría que aumenta su temperatura por medio de otro fluido, en este caso vapor de agua, que tiene una presión absoluta de 3 kg/cm^2 .

3.3.3 Ecuación de diseño

$$Q = U_o A_o (\Delta T_{lm}) F$$

3.3.4 Cálculos

3.3.4.1 Cálculo del calor transferido

De la ecuación 3

$$Q_p = Q_g = \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

Balance de energía para corriente fría (tolueno) a partir de la ecuación 4

$$Q_g = M_{\text{tolueno}} C_{p \text{ tolueno}} (t_2 - t_1) \quad (47)$$

Balance de energía cuando existe cambio de estado

$$Q = M \Delta H \quad (48)$$

Para la corriente de vapor, el balance de energía se presenta a continuación

$$Q_p = M_{\text{vapor de agua}} (H_V - H_L) \quad (49)$$

Donde:

H_V = Entalpia del vapor

H_L = Entalpia del condensado

Para obtener la cantidad de calor transferida (calor ganado), es necesario calcular la capacidad calorífica del tolueno a la temperatura media.

$$T_{m \text{ tolueno}} = \frac{t_1+t_2}{2} = \frac{30+100}{2} = 65 \text{ }^\circ\text{C} \quad (50)$$

$$C_p \text{ tolueno} = 0.45 \frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$$

$$Q_g = \left(10000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \left(0.45 \frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}\right) (100^\circ\text{C} - 30^\circ\text{C}) = 315000 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

A partir de la presión absoluta y de tablas de entalpia de vapor de agua saturado, como las mostradas en el apéndice R, se obtienen los valores de las entalpias, tanto del vapor como del líquido.

$$H_{\text{Liquido}} = 133 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$H_{\text{Vapor}} = 650 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$M_{\text{vapor de agua}} = \frac{Q_p}{\Delta H} = \frac{315000 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}}{650 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} - 133 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}} = 609 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

3.3.4.2 Cálculo de diferencia de temperatura media logarítmica

De la ecuación número 9

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

El siguiente esquema representa la variación de las temperaturas de ambos fluidos dentro del intercambiador de calor de coraza y tubos y se emplea para facilitar la obtención de las diferencias de temperaturas.

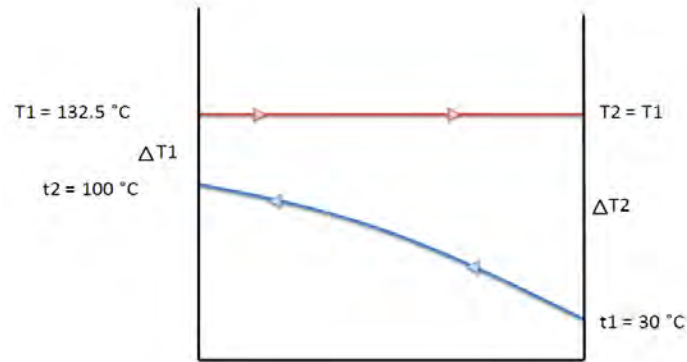


Figura 3.6 Esquema de la variación de temperaturas en el intercambiador de calor

$$\Delta T_1 = 132.5\text{ °C} - 100\text{ °C} = 32.5\text{ °C}$$

$$\Delta T_2 = 132.5\text{ °C} - 30\text{ °C} = 102.5\text{ °C}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{32.5 - 102.5}{\ln \frac{32.5}{102.5}} \cong 61$$

3.3.4.2.1 Factor de corrección de temperatura

Cuando existe un cambio de fase en el proceso, ya sea condensación o evaporación, se tienen dos casos límite, uno cuando $R=0$, que significa que el cambio de fase se da en la coraza, y otro cuando $R \rightarrow \infty$, que se da cuando el cambio de fase que sufre el fluido se da por los tubos. En ambos casos el fluido no presenta un cambio de temperatura. Para estos casos límite o en general cuando se tiene un cambio de fase y sin importar la configuración del intercambiador, el valor del factor de corrección es igual a 1. Por lo tanto, para el problema en cuestión se tiene que el factor de corrección es igual a 1.

3.3.4.3 Distribución de los fluidos

La condensación del vapor se puede llevar a cabo en la coraza o en los tubos; sin embargo, existe preferencia por que el cambio de fase se dé en la coraza, como ya se ha mencionado anteriormente. Por lo tanto, se propone que el vapor de agua sea condensado en el exterior de los tubos.

3.3.4.4 Cálculo del área total de transferencia de calor

Para el problema en cuestión y a partir de la tabla en el apéndice M, se propone U_o igual a $700 \frac{kcal}{m^2 h ^\circ C}$ de un rango de $500 - 1000 \frac{kcal}{m^2 h ^\circ C}$

A partir de la ecuación 1

$$A_o = \frac{Q}{U_o \Delta T_{lm} F} = \frac{315000 \frac{kcal}{h}}{\left(700 \frac{kcal}{h m^2 c}\right) (61^\circ C)(1)} \cong 7.4 m^2$$

3.3.4.5 Cálculo del número de tubos

Proponiendo una velocidad de 1 m/s para el fluido que viaja por el interior de los tubos, en este caso tolueno.

$$\text{Densidad tolueno a } T_m \cong 870 \frac{kg}{m^3}$$

De las ecuaciones 12 y 13

$$\text{Flujo volumétrico} = 10000 \frac{kg}{h} \left(\frac{1}{870 \frac{kg}{m^3}} \right) = 11.5 \frac{m^3}{h}$$

$$\text{Área de flujo tolueno} = \frac{11.5 \frac{m^3}{h}}{3600 \frac{h}{m}} = 3.2 \times 10^{-3} m^2$$

A continuación se proponen las dimensiones de la tubería que se utilizará. Del apéndice N y siendo la más común y comercial, se elige:

$$D_o = 0.01905 m$$

$$BWG = 14$$

$$X = 2.1 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$D_i = 0.01483 \text{ m}$$

$$A_f = 1.73 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_{se} = 0.05983 \frac{\text{m}^2}{\text{m}}$$

$$A_{si} = 0.0466 \frac{\text{m}^2}{\text{m}}$$

A partir de la ecuación 14 y 15

$$\text{No. tubos} = \frac{3.2 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{1.7 \times 10^{-4} \text{ m}^2} \cong 19$$

$$L = \frac{7.4}{0.05983(19)} \cong 6.5 \text{ m}$$

3.3.4.6 Cálculo del número de pasos

De las ecuaciones 16 y 17

$$\text{No. pasos} = \frac{6.5 \text{ m}}{6 \text{ m}} \approx 1$$

$$\text{No. total de tubos} = 1 * 19 = 19$$

De acuerdo con el apéndice Ñ, para tubería con diámetro externo de 3/4 de pulgada, con pitch de 15/16 de pulgada, un paso por los tubos y un arreglo triangular. Se tiene el mínimo número de tubos para un paso, que es de 36. Para estos 36 tubos, el diámetro interno de la coraza es de 8 pulgadas.

Calculando la relación L/D se obtiene:

$$\frac{L}{D} = \frac{6}{0.2032} \cong 30$$

El resultado obtenido sale del rango (3-10), en consecuencia se propone modificar el diámetro externo de la tubería.

La tubería elegida es de 1/2 de pulgada. Los resultados obtenidos a partir de estas dimensiones son:

$$D_o = 0.0127 \text{ m}$$

$$X = 2.1 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$D_i = 8.5 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$A_f = 5.6 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$A_{se} = 0.03989 \text{ m}^2$$

$$A_{si} = 0.02664 \text{ m}^2$$

Recalculando.

$$\text{No. tubos} = \frac{\text{Área de flujo (fluido)}}{\text{Área de flujo (tubería)}} = \frac{3.2 \times 10^{-3}}{5.6 \times 10^{-5}} \cong 57$$

$$L = \frac{A_o}{A_{se}(\text{No. tubos})} = \frac{7.4}{0.03989 (57)} \cong 3.2$$

$$\text{No. pasos} = \frac{L}{\text{Longitud deseada del intercambiador}} = \frac{3.2 \text{ m}}{3 \text{ m}} \approx 1$$

Con los nuevos resultados y con la ayuda del apéndice Ñ, se tiene que para tubería con diámetro externo de 1/2 de pulgada, pitch de 7/8 de pulgada, arreglo cuadrangular, un paso en los tubos y un aproximado de 62 tubos. Un diámetro de coraza de 21.25 pulgadas.

Calculando la relación L/D:

$$\frac{L}{D} = \frac{3}{0.54} \cong 5.5$$

El resultado obtenido, confirma que las dimensiones de la tubería son adecuadas para el intercambiador de calor.

3.3.4.7 Cálculo del coeficiente global de transferencia de energía

3.3.4.7.1 Cálculo del coeficiente interno de película

Aplicando ecuaciones: 17, 18, 19 y 20

$$No. \text{ total de tubos} = 62 * 1 = 62$$

$$No. \text{ tubos por paso} = \frac{62}{1} = 62$$

$$A_f \text{ por paso} = (8.5 \times 10^{-3})^2 * \frac{\pi}{4} * 62 = 3.5 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V_{real} = \frac{11.5}{3.5 \times 10^{-3}} = 3286 \frac{\text{m}}{\text{h}} = 0.9 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Obteniendo la viscosidad y la conductividad térmica del tolueno a la temperatura media.

$$\mu_{tolueno} = 1.44 \frac{\text{kg}}{\text{m h}}$$

$$k_{tolueno} = 0.115 \frac{\text{kcal}}{\text{m h } ^\circ\text{C}}$$

Utilizando ecuación: 21 y 34.

$$R_e = \frac{D_i V \rho}{\mu} = \frac{8.5 \times 10^{-3} * (3286) * 870}{1.44} = 16875$$

$$P_r = \frac{C_p \mu}{k} = \frac{0.45 * 1.44}{0.115} = 5.6$$

A partir del Reynolds obtenido y de las condiciones del proceso se elige la ecuación 27.

$$N_u = 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.4} = 0.023 * (16875)^{0.8} * (5.6)^{0.4} = 110$$

$$h_i = \frac{N_u k}{D_i} = \frac{(110) * (0.115 \frac{\text{kcal}}{\text{m h } ^\circ\text{C}})}{8.5 \times 10^{-3} \text{ m}} = 1488 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}$$

3.3.4.7.2 Cálculo del coeficiente externo de película

El cálculo del coeficiente externo de película puede ser estimado a partir de los rangos que se presentan en el apéndice O. Cuando se utiliza vapor de agua y éste se condensa, los valores del coeficiente externo van de 5000 a 15000 $\frac{kcal}{m^2 h ^\circ C}$. Por lo tanto, el cálculo no se vuelve muy importante o necesario, ya que valores tan elevados del coeficiente, no ofrecen una importante resistencia al flujo de calor.

Para el problema en cuestión y con la finalidad de facilitar el cálculo del intercambiador de calor. Se elige un valor del rango que presenta coeficiente externo de película de 5000 $\frac{kcal}{m^2 h ^\circ C}$.

En caso que la condensación no se lleve a cabo con vapor de agua, sino con otra sustancia o mezclas, se vuelve indispensable el cálculo del coeficiente externo.

A continuación se presentan las principales correlaciones que pueden ser utilizadas para determinar el valor de los coeficientes de transferencia de calor por condensación.

Si la condensación se da sobre tubos horizontales (solamente una hilera de tubos), entonces:

$$\frac{h_0 D_0}{k} = 0.73 \left(\frac{D_0^3 \rho^2 g \lambda}{k \mu \Delta T} \right)^{1/4} = 0.76 \left(\frac{D_0^3 \rho^2 g}{\mu \Gamma} \right)^{1/3} \quad (51)$$

En donde:

g = Aceleración de la gravedad

ρ = Densidad del condensado

μ = Viscosidad del condensado

k = Conductividad térmica del condensado

λ = Calor latente del condensado (ΔH)

$$\Delta T = T_v - T_s$$

T_v = Temperatura del vapor

T_s = Temperatura de la pared del tubo

Γ = Masa del condensado por unidad de superficie $\left(\frac{W}{\pi D}\right)$

W = Masa de condensado por tiempo y tubo

Como se puede observar, las propiedades físicas involucradas en el cálculo del coeficiente de película son las del condensado, y éstas se obtienen a la temperatura de película.

$$T_f = T_v - 3/4(T_v - T_s) \quad (52)$$

Si se desea calcular el coeficiente de película externo en un haz de tubos, es necesario tomar en cuenta el número de tubos que se encuentran uno encima de otro. La ecuación utilizada para este fin es similar a la usada en condensación sobre tubos horizontales, la diferencia es que ahora se toma en cuenta el número de tubos que se encuentran encima o por debajo.

$$\frac{h_0 D_0}{k} = 0.73 \left(\frac{D_0^3 \rho^2 g \lambda}{k \mu \Delta T N} \right)^{1/4} \quad (53)$$

Donde:

N = Número de tubos que están uno encima de otro en una hilera

Cuando se maneja vapor de agua a presión atmosférica puede utilizarse la siguiente ecuación.

$$h_0 = \frac{9235}{D_0^{1/4} \Delta T^{1/3}} = \left[\frac{k \text{ cal}}{m^2 \text{ h } ^\circ\text{C}} \right] \quad (54)$$

En donde:

$$\Delta T = \frac{T_v - T_s}{2} \quad (55)$$

Cuando el proceso requiere que la condensación del vapor se lleve a cabo por el interior de los tubos la relación utilizada para el cálculo del coeficiente interno de película es:

$$h_i \left(\frac{\mu^2}{k^3 \rho^2 g} \right)^{1/3} = 1.51 \left(\frac{4G''}{\mu} \right)^{-1/3} \quad (56)$$

En donde:

$$G'' = \frac{W}{0.5 L N_t} \quad (57)$$

N_t = Número de tubos para condensar

L = Longitud

Las propiedades físicas de la ecuación 56 son las del condensado.

En el proceso donde la condensación se lleva a cabo en el exterior de los tubos las propiedades físicas del fluido involucrado en el proceso de transferencia deben ser calculadas a temperatura de película; sin embargo, ésta depende de la temperatura de superficie.

Existe una relación para el cálculo de la temperatura de la superficie del tubo que relaciona los dos coeficientes individuales o de película (externo e interno)

$$h_i(T_s - T_m) = h_o(T_v - T_s) \quad (58)$$

La solución de esta ecuación puede realizarse por medio de suposiciones de los valores de ambos coeficientes de película que están disponibles en el apéndice O, o si se conoce alguno de los dos coeficientes sólo es necesario estimar uno y de esta manera se obtiene T_s . Posteriormente se iteran los valores hasta obtener los valores reales.

3.3.4.8 Obtención del coeficiente global de transferencia de calor

De la ecuación 42.

$$D_w = \frac{0.0127 - 8.5 \times 10^{-3}}{\ln \frac{0.0127}{8.5 \times 10^{-3}}} = 0.0104 \text{ m}$$

Obteniendo el valor de la conductividad térmica del material de la tubería, en este caso acero al carbón.

$$k_w = 38.66 \frac{kcal}{h \text{ m } ^\circ\text{C}}$$

Resolviendo el coeficiente global de transferencia de energía, se obtiene.

$$\frac{D_o}{D_i h_i} = \frac{0.0127}{8.5 \times 10^{-3} (1488)} = 1 \times 10^{-3} \frac{m^2 h ^\circ\text{C}}{kcal}$$

$$\frac{1}{h d_i} = 2.04 \times 10^{-4} \frac{m^2 h ^\circ\text{C}}{kcal}$$

$$\frac{1}{h d_o} = 6.14 \times 10^{-5} \frac{m^2 h ^\circ\text{C}}{kcal}$$

$$\frac{D_o}{D_i} \frac{1}{h d_i} = \frac{0.0127}{8.5 \times 10^{-3}} (2.04 \times 10^{-4}) = 3.05 \times 10^{-4} \frac{m^2 h ^\circ\text{C}}{kcal}$$

$$\frac{x D_o}{k_w D_w} = \frac{2.1 \times 10^{-3} (0.0127)}{38.66 (0.0104)} = 6.6 \times 10^{-5} \frac{m^2 h ^\circ\text{C}}{kcal}$$

$$\frac{1}{h_o} = \frac{1}{5000} = 2 \times 10^{-4} \frac{m^2 h ^\circ\text{C}}{kcal}$$

$$U_o = \frac{1}{1 \times 10^{-3} + 3.05 \times 10^{-4} + 6.6 \times 10^{-5} + 6.14 \times 10^{-5} + 2 \times 10^{-4}} = \frac{1}{1.6 \times 10^{-3}} = 612 \frac{kcal}{m^2 h ^\circ\text{C}}$$

Los resultados que arrojan los cálculos posteriores, se muestran en la siguiente tabla.

$A_o(m^2)$	9.2
$U_o \left(\frac{k cal}{m^2 h ^\circ C} \right)$	560
BWG	14
$D_o(m)$	0.0127
$D_i(m)$	0.0084
No. Total tubos	58
Longitud tubos (m)	4
No. Pasos	1
$D_s(m)$	0.53975

Tabla 3.2 Dimensiones del intercambiador al finalizar el cálculo

El dimensionamiento del intercambiador de calor anteriormente realizado es aceptable; sin embargo, puede ser modificada la velocidad del fluido que viaja dentro de los tubos para hacer más eficiente la transferencia de calor, pero, la ganancia en transferencia de calor se pagaría con altas caídas de presión.

Capítulo 4

Complementos audiovisuales

A través de los capítulos anteriores, se ha explicado la importancia que tiene el fenómeno de intercambio térmico y la aplicación de este conocimiento en la generación de intercambiadores de calor que provocaron un gran avance tecnológico e industrial, lo que trajo como consecuencia un rápido desarrollo social que derivó en la necesidad de formar personas capaces de entender, diseñar, adaptar, operar, etc. Este tipo de equipos.

A continuación se presenta un complemento audiovisual que consta de 4 programas relacionados con los capítulos anteriores. Éste, fue elaborado con imágenes, videos y pistas de audio descriptivas de los procesos o fenómenos involucrados en los intercambiadores de calor.

La selección de imágenes se realizó cuidadosamente para lograr que los procesos o aplicaciones que se quieren explicar, queden claramente plasmados para intentar facilitar de esta manera la comprensión de los temas abordados.

Los videos elegidos muestran de forma más profunda (en comparación con las imágenes) algunos de los fenómenos vistos a lo largo de los capítulos precedentes. Cabe mencionar que la disponibilidad de este tipo de material es muy escasa, por tal motivo, no es posible presentar videos para cada uno de los fenómenos abordados.

Con la finalidad de complementar cada uno de los videos, así como de las imágenes, se crearon pistas de audio, a través de las cuales se podrá contar con una breve, pero concisa y clara explicación, que ayudará aún más a la fácil comprensión de los temas que son objeto de estudio.

4.1 Primer programa

El primer capítulo del presente trabajo es una introducción a los intercambiadores de calor. En éste se ofrece al lector una síntesis de los principales fundamentos teóricos y de los fenómenos que ocurren en el proceso de intercambio térmico. A partir de la teoría pueden ser diseñados un sin número de dispositivos capaces de transferir energía entre fluidos o partículas sólidas. La creación de estos equipos da pie al desarrollo de la industria y a los procesos que toman parte en ésta. Además del avance industrial, la sociedad se ve beneficiada, ya que estos dispositivos logran cubrir una gran parte de sus necesidades.

En el capítulo antes mencionado se ofrece información al lector acerca de los tipos de intercambiadores de calor que actualmente existen (los más utilizados), sus clasificaciones, las diversas formas y aplicaciones que éstos tienen.

Para intentar que el lector entienda de una manera más clara el funcionamiento principal de los intercambiadores de calor, así como el gran impacto que tienen éstos en el desarrollo de las actividades ordinarias del ser humano, se generó material audiovisual consistente en imágenes, videos, esquemas y pistas de audio. Éste complemento consta de 12 diapositivas que sin duda aportarán un panorama más amplio al lector a cerca de los intercambiadores de calor y sus generalidades.

INTERCAMBIADORES DE CALOR

DISPOSITIVO QUE TRANSFIERE ENERGÍA

1. ENTRE DOS FLUIDOS O MÁS
2. ENTRE SUPERFICIES SÓLIDAS Y FLUIDOS
3. PARTÍCULAS SÓLIDAS Y FLUIDOS

APLICACIONES COTIDIANAS



Refrigerador doméstico Radiador de automóvil

Enfriador de procesador de CPU Condensador de laboratorio



Sistema de enfriamiento del motor de un automóvil

APLICACIONES INDUSTRIALES



Equipo de purificación de agua de mar (destilador)

Equipo de pasteurización de leche o jugos (intercambiador de placas Planas)

Condensador de vapor de turbina

CLASIFICACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

- TRANSFERENCIA DIRECTA (REGENERADORES)
- TRANSFERENCIA INDIRECTA (RECUPERADORES)
- CONTACTO DIRECTO

RECUPERADORES

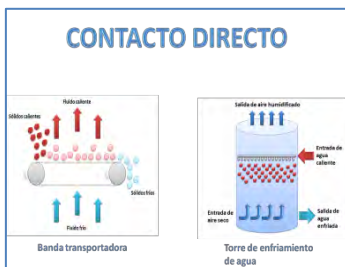
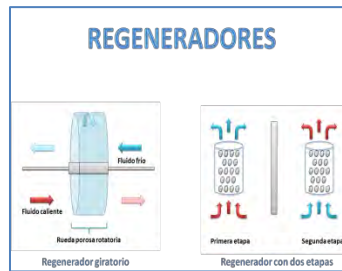


Intercambiador de calor de flujo cruzado

Intercambiador de calor de doble tubo

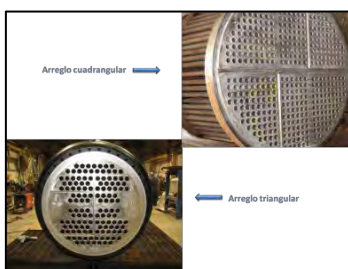
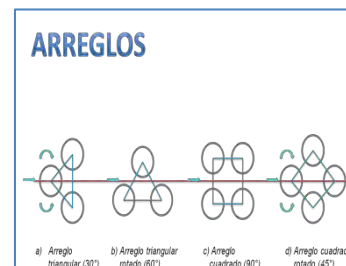
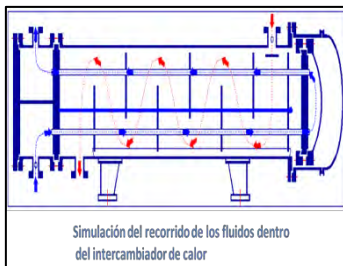
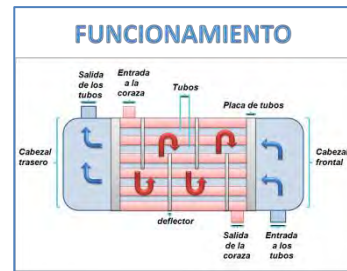
Intercambiador de calor de tubos y coraza

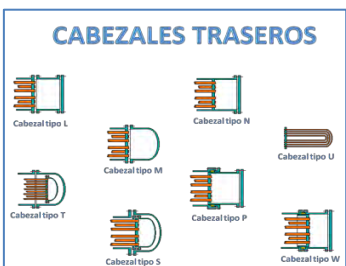
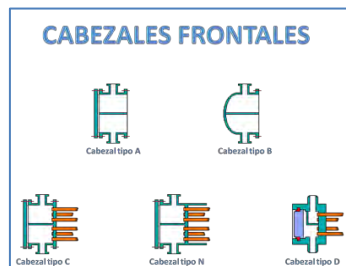
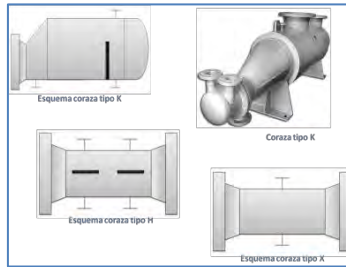
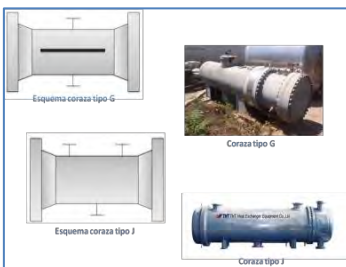
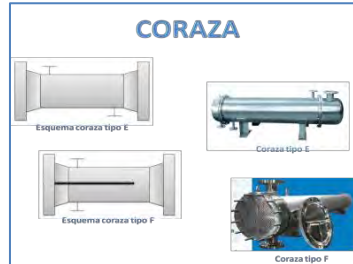
Intercambiador de calor de placas planas

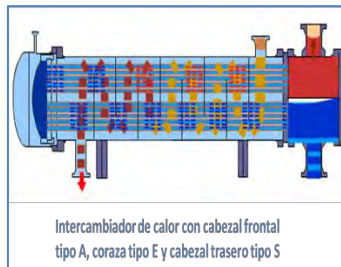


4.2 Segundo programa

En el segundo programa, al igual que el primero, se busca complementar con las herramientas antes mencionadas, lo abordado en el capítulo número 2. En dicho capítulo se desarrolla el tema principal del presente trabajo; los intercambiadores de calor de tubos y coraza. Este tipo de intercambiadores son los más importantes y más utilizados en la industria, esto debido a que presentan varias ventajas frente a otros equipos de intercambio térmico, las cuales van desde fácil limpieza y tamaño relativamente pequeño, hasta la gran eficiencia desde el punto de vista energético, que conlleva un beneficio económico. La relevancia que tiene este equipo hace necesario que el lector conozca detalles acerca de los componentes principales que conforman un dispositivo como éste, así como los materiales de los cuales pueden ser fabricados; los fenómenos más comunes que ocurren en estos equipos y demás generalidades que hacen de estos equipos los preferidos en varios sectores industriales.





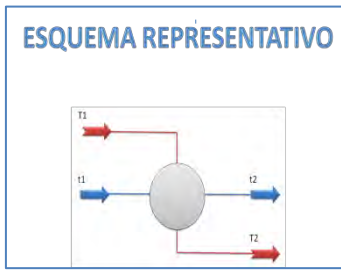


4.3 Tercer programa

El programa número tres hace referencia al método o procedimiento a seguir para poder dimensionar intercambiadores de calor de tubos y coraza en procesos donde no existen cambios de fase en ninguno de los fluidos involucrados (visto en el capítulo 3).

Este material toma gran importancia porque el método propuesto para el diseño del equipo requiere de la obtención de diversos factores o valores a partir de nomogramas y tablas, que vienen incluidos en el presente trabajo y que facilitan el cálculo del mismo. El programa generado consta de 29 diapositivas donde se ilustra la manera de obtener los diversos valores antes mencionados. Además, se crearon algunos esquemas con el objetivo de darle un significado físico y más claro a algunos términos, tales como las resistencias que existen al flujo de calor en un equipo de intercambio, que muchas veces se vuelven abstractos para el estudiante o el lector.

**MÉTODO DE CÁLCULO
PARA DISEÑAR
INTERCAMBIADORES DE CALOR
DE
TUBOS Y CORAZA
SIN CAMBIO DE FASE**



ECUACIÓN DE DISEÑO

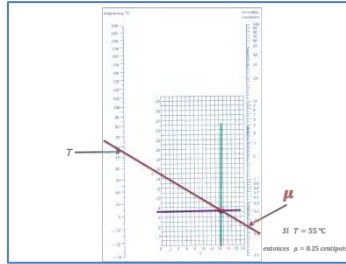
$$Q = U_o A_o (\Delta T_{lm}) F$$

$$Q = ? \quad \Delta T_{lm} = ? \quad F = ?$$

$$U_o = ? \quad A_o = ?$$

Determinación de la viscosidad por medio de nomograma

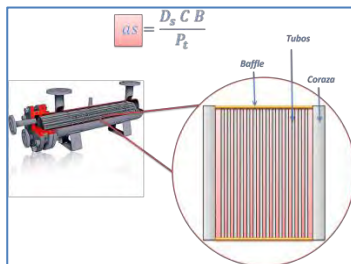
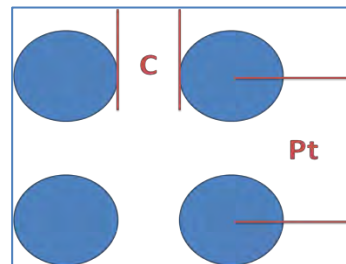
Equivalente	μ	ν	Viscosidad a 20°C (cP)
Acero al carbono	7.8	0.28	0.000019 (10 ⁻⁷)
Acero inoxidable	15.2	4.8	0.120 (10 ⁻⁷)
Aluminio	11.8	12.0	0.070
Aluminio de bronce	12.5	11.0	0.042
Aluminio de cobre	12.7	9.3	0.045
Aluminio de níquel	14.2	9.2	0.024
Aluminio de titanio	14.8	8.4	0.022
Aluminio 100%	17.0	8.0	0.020
Aluminio 90%	17.0	17.0	0.040
Aluminio 80%	15.1	14.2	0.049
Aluminio 70%	9.2	17.0	0.069
Aluminio 60%	12.1	15.5	0.066
Aluminio 50%	10.0	16.4	0.047
Aluminio 40%	11.2	18.3	0.047 (20 ⁻⁷)
Aluminio 30%	10.7	15.4	0.029
Aluminio 20%	10.0	14.4	0.049
Aluminio 10%	10.4	15.4	0.049
Aluminio 80%	10.8	17.0	0.057
Aluminio 60%	10.4	15.4	0.052



4.2 COEFICIENTE EXTERNO DE PELÍCULA

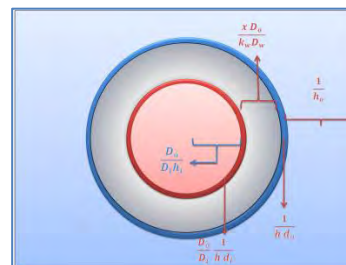
$$\frac{h_c D_o}{k} = 0.36 \left(\frac{D_o G_c}{\mu} \right)^{0.49} (Pr)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

$$G_c = \frac{\text{flujo masico}}{a S} \quad h_c = \frac{G_c D_o}{\mu}$$

$$D_e = \frac{4 \left(P_t^2 - \frac{\pi D_o^2}{4} \right)}{\pi D_o} \quad D_e = \frac{4(0.43 P_t^2 - 0.3927 D_o^2)}{0.5 \pi D_o}$$


$$U_o = \frac{D_o}{D_i h_i} + \frac{D_o}{D_i} \left(\frac{1}{h} \frac{1}{d_i} \right) + \frac{x D_o}{k_w D_w} + \frac{1}{h} \frac{1}{d_o} + \frac{1}{h_o}$$

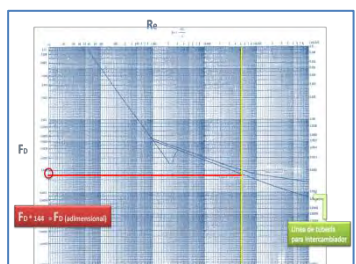
$D_w = \frac{D_o - D_i}{\ln \frac{D_o}{D_i}}$ $k_w = \text{conductividad térmica del material de la tubería}$



CAÍDA DE PRESIÓN (EN TUBOS)

$$\frac{\Delta P_L}{\rho} = F_D \frac{V^2 L N}{2g D_i}$$

$$\frac{\Delta P_T}{\rho} = 4 N \frac{V^2}{2g}$$

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_T$$


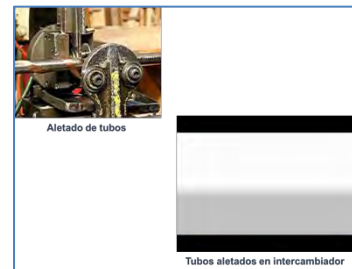
CAÍDA DE PRESIÓN (EN CORAZA)

$$\frac{\Delta P_S}{\rho} = F_s \frac{V^2 D_s (n+1)}{2g D_o \rho^2}$$

4.4 Cuarto Programa

Por último, se creó un programa con material extra, el cual contiene videos con curiosidades e información útil, por ejemplo: la manera en que algunas compañías fabrican tubos para intercambiadores de calor (tubos sin costura), la fabricación de tubos aletados o de superficie extendida, la examinación y limpieza de intercambiadores de calor, fenómenos de turbulencia en los fluidos, etc. Este material fue incluido para aquellos lectores que quieren adentrarse un poco más en este tema y desean conocer detalles de los intercambiadores de calor.

El programa extra consta de 9 diapositivas que contiene diversos procesos que serán de gran utilidad para el lector.



Capítulo 5

Evaluación de material audiovisual

En el presente capítulo se analizará el material audiovisual generado en el capítulo cuarto, es decir, los tres diaporamas referentes a los capítulos uno, dos y tres, además del material extra. Esto con el objetivo de conocer la opinión del estudiante al presentarle mencionado material.

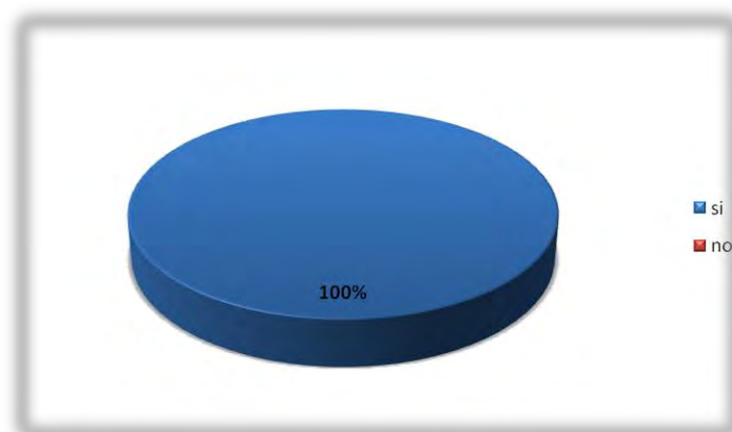
El material audiovisual fue presentado a una población de 80 alumnos de la carrera de ingeniería química que se encontraban cursando la asignatura de Ingeniería de Calor, en la Facultad de Química de la UNAM.

Para poder conocer la impresión de los estudiantes, se generó una encuesta compuesta por 9 interrogantes. Las preguntas hechas se enfocan en averiguar la calidad de la información contenida en el material, así como de las imágenes y videos que complementan e ilustran los temas abordados en el trabajo.

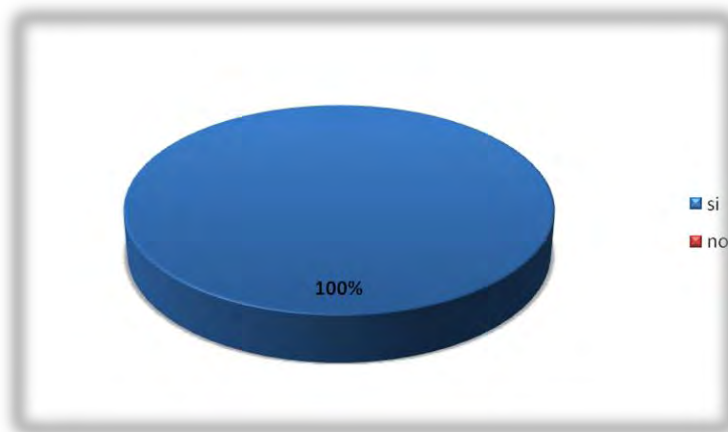
A continuación se presentan los resultados de la encuesta. Éstos son presentados a través de gráficos para poder tener un panorama más claro sobre la opinión de los estudiantes.

Resultados:

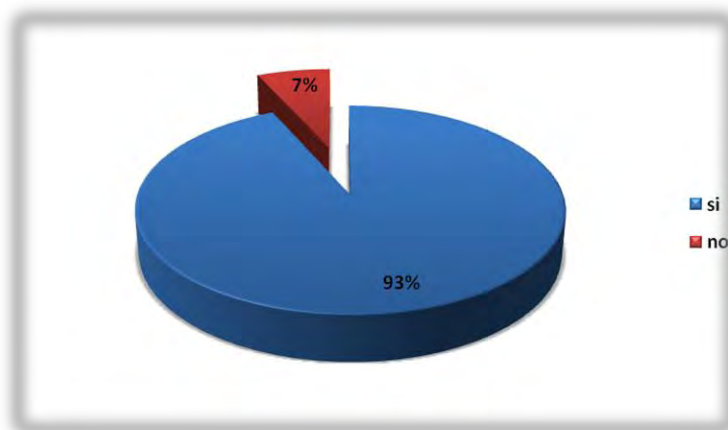
1. ¿Te parecen claros los videos, imágenes e información presentada?



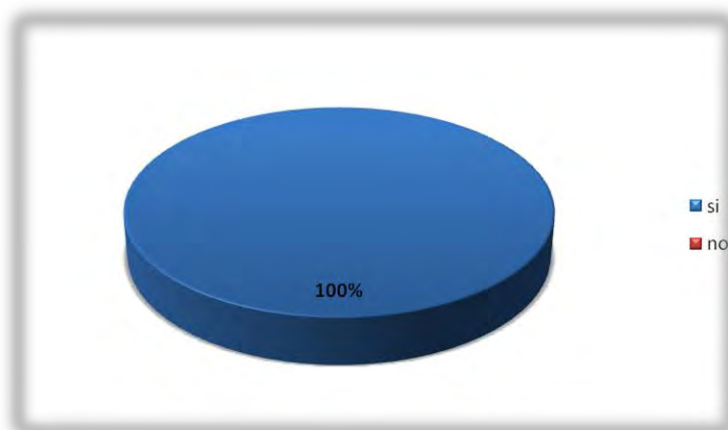
2. ¿Se aborda el tema de manera sencilla y comprensible?



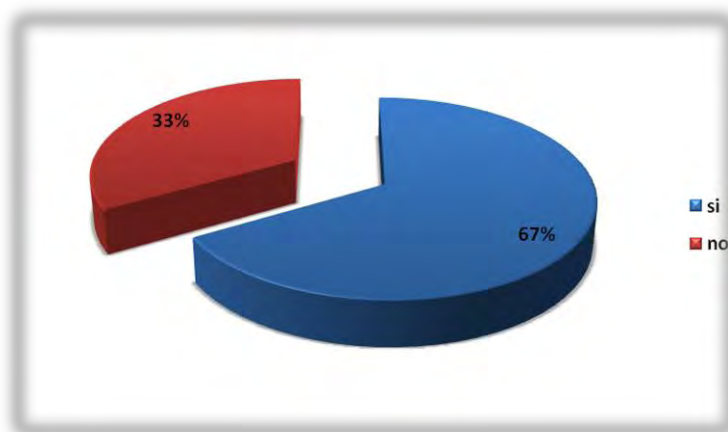
3. ¿El material te aportó información que antes te era desconocida?



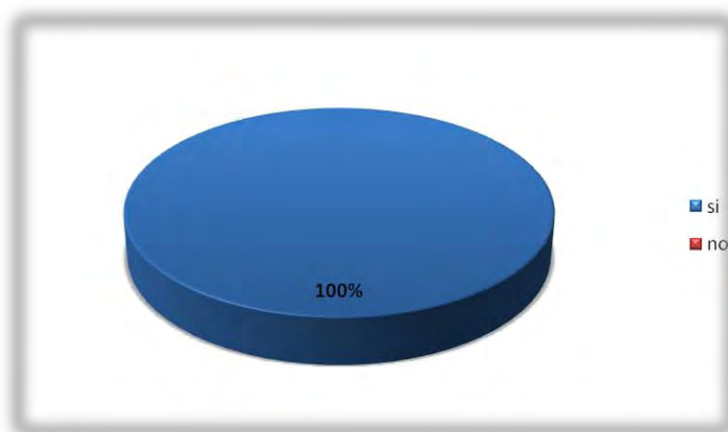
4. ¿Crees que el contenido presentado es de utilidad para ti?



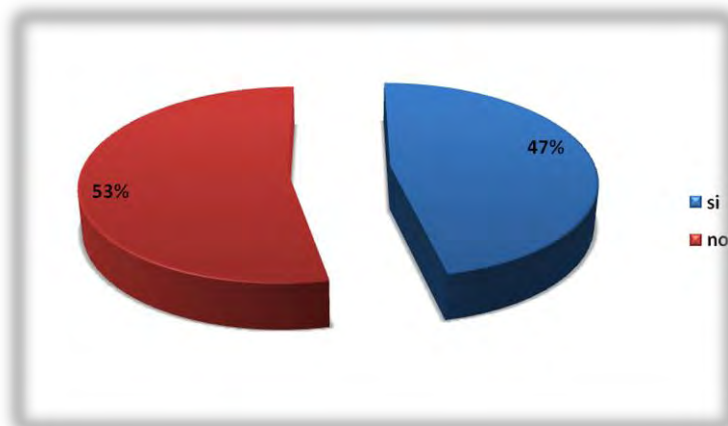
5. ¿Cambió la forma en la que entiendes el tema presentado?



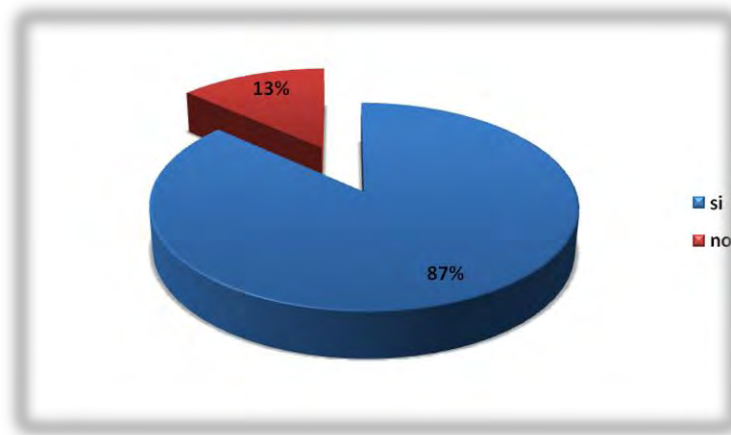
6. ¿El material presentado te mantuvo interesado?



7. ¿Piensas que la información presentada es demasiado básica o elemental?



8. ¿El material aclaró alguna duda que hubieras tenido hasta el momento en que se te presentó?



Finalmente, se formuló una pregunta abierta que recoge información sobre los temas o fenómenos que le hubieran gustado al estudiante se incluyeran en este trabajo. Algunas de las pretensiones en que algunos de ellos coincidieron, tienen que ver con tubería aletada para intercambiadores de calor y con el tipo de materiales utilizados en la fabricación tanto de corazas como de banco de tubos. Es necesario señalar que en capítulos anteriores fue mencionado que la tubería de intercambiadores de calor con aletas o de superficie extendida, se utiliza para dar mayor área de transferencia a la tubería, además que las aletas generan mayor turbulencia en el fluido que pasa a través de éstas, provocando mejoría en la transferencia de energía pero también una alta caída de presión. El cálculo de este tipo de tubería no se abordó, por simplicidad y para intentar facilitar la comprensión de los cálculos del diseño básico de un intercambiador de calor de tubos y coraza sin cambio de fase. En cuanto a los materiales con los que se construyen los intercambiadores o los dispositivos que conforman a estos, no se profundizó en el tema, debido a que no es el objetivo principal de este trabajo. Sí se requiere mayor información acerca de intercambiadores de calor, es necesario consultar la bibliografía referente a los temas de interés.

Por último, gran parte de los estudiantes generaron comentarios referentes a lo importante que sería hacer este tipo de materiales para los diversos intercambiadores de calor que existen y que son tema de estudio en la asignatura de Ingeniería de Calor. Algunos, incluso comentaron, que sería muy bueno que se

generara material similar para las asignaturas más complejas que existen en la carrera de Ingeniería Química.

Conclusiones

Con base en los resultados y opiniones recopilados en la evaluación del material audiovisual presentado a los alumnos que cursaban la asignatura de Ingeniería de Calor, en la Facultad de Química de la UNAM. Se concluye que el trabajo realizado, cumple con la expectativa de ser una herramienta bastante útil, que puede facilitar el aprendizaje entorno al diseño, funcionamiento, características y aplicaciones de los intercambiadores de calor de tubos y coraza.

El enfoque de este trabajo ayudará a que el profesionista dedicado a los fenómenos de intercambio térmico, concretamente a los intercambiadores de calor, tenga información elemental que le brinde un panorama más amplio que le ayude a la toma de decisiones respecto a la correcta selección del dispositivo de intercambio térmico, no obstante, existe bibliografía especializada en cada uno de los temas abordados aquí, que deberá ser consultada cuando la situación lo amerite.

Apéndices

Apéndice A

Tabla de conversiones

MASA

$$\begin{aligned}1 \text{ lb} &= 453.6 \text{ g} \\1 \text{ ton} &= 1000 \text{ kg} \\1 \text{ kg} &= 1000 \text{ g} \\1 \text{ Oz} &= 28.394 \text{ g}\end{aligned}$$

VOLUMEN

$$\begin{aligned}1 \text{ l} &= 1000 \text{ cm}^3 = 61.02 \text{ in}^3 \\1 \text{ m}^3 &= 1000 \text{ l} = 35.32 \text{ ft}^3 \\1 \text{ gal} &= 231 \text{ in}^3 = 3.785 \text{ l} \\1 \text{ barril} &= 42 \text{ gal}\end{aligned}$$

POTENCIA

$$\begin{aligned}1 \text{ Watt} &= 0.2389 \frac{\text{cal}}{\text{s}} = 1 \frac{\text{Joul}}{\text{s}} \\1 \text{ hp} &= 745.7 \text{ watt} \\1 \text{ kw} &= 1.341 \text{ hp} = 0.9483 \frac{\text{BTU}}{\text{s}}\end{aligned}$$

VISCOSIDAD

$$\begin{aligned}1 \text{ poise} &= 1 \frac{\text{g}}{\text{cm s}} = 6.72 \times 10^{-4} \frac{\text{lb}}{\text{ft s}} \\1 \text{ cp} &= 0.01 \text{ poise} = 10^{-3} \text{Pa s} \\1 \frac{\text{lb}}{\text{ft s}} &= 1.488 \frac{\text{kg}}{\text{m s}} = 10 \text{ poise}\end{aligned}$$

ENERGÍA

$$\begin{aligned}1 \text{ Cal} &= 4.186 \text{ Joul} \\1 \text{ Joul} &= 9.481 \times 10^4 \text{ BTU} = 1 \text{ N m} \\1 \text{ l atm} &= 24.23 \text{ cal} \\1 \text{ kw h} &= 860 \text{ kcal} = 3414 \text{ BTU} \\1 \text{ BTU} &= 252 \text{ cal}\end{aligned}$$

LONGITUD

$$\begin{aligned}1 \text{ in} &= 2.54 \text{ cm} \\1 \text{ ft} &= 30.48 \text{ cm} \\1 \text{ m} &= 100 \text{ cm} \\1 \text{ mi} &= 1.609 \text{ km} \\1 \text{ yarda} &= 0.944 \text{ m}\end{aligned}$$

PRESIÓN

$$1 \text{ atm} = 760 \text{ mmHg} = 406.8 \text{ inH}_2\text{O} = 1.033 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$
$$1 \text{ atm} = 29.92 \text{ inHg} = 1.013 \times 10^5 \text{ Pa} = 14.696 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$
$$1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 9.869 \times 10^{-6} \text{ atm}$$
$$1 \text{ psia} = 4.39 \times 10^{-5}$$
$$1 \text{ psig} = 6.8 \times 10^{-2} \text{ atm}$$

FUERZA

$$1 \vec{\text{kg}} = 2.205 \vec{\text{lb}} = 9.81 \text{ N}$$
$$1 \text{ N} = 1 \times 10^5 \text{ dinas}$$

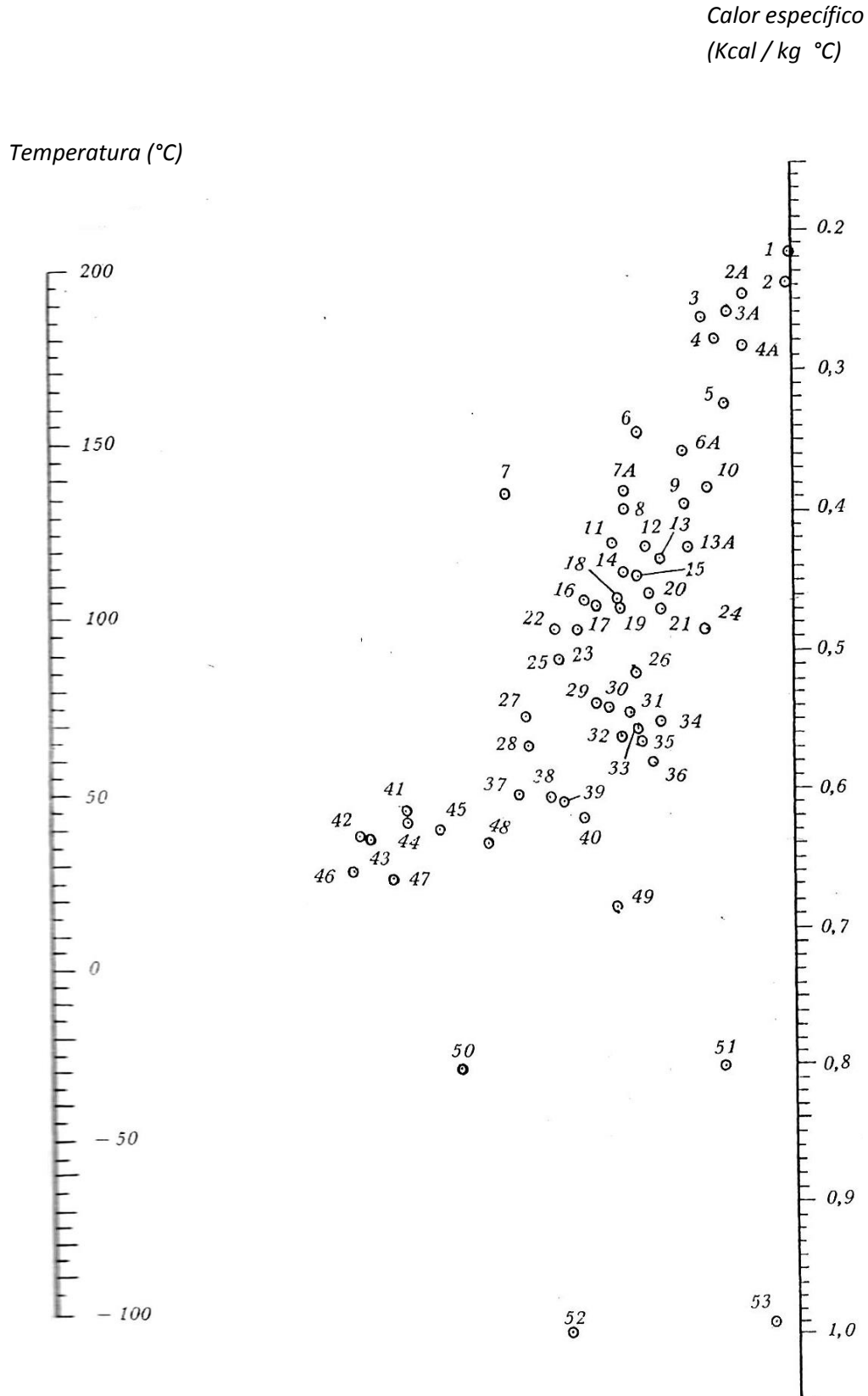
Apéndice B

Calor específico de algunos líquidos en función de la temperatura

Núm.	Líquido	Intervalo de temperatura °C		Núm.	Líquido	Intervalo de temperatura °C	
		Mínima	Máxima			Mínima	Máxima
26	Acetato de amilo	0	100	50	Etanol, 50% . . .	20	80
24	Acetato de etilo	- 50	25	36	Éter etílico . . .	- 100	25
32	Acetona	20	50	31	Éter isopropílico	- 80	20
29	Ácido acético	0	80	25	Etilbenceno . . .	0	100
48	Ácido clorhídrico, 30% .	20	100	2A	Freón-11 (CCl ₃ F)	- 20	70
29	Ácido sulfúrico 98%	10	45	6	Freón-12 (CCl ₂ F ₂)	- 40	15
53	Agua	10	200	4A	Freón-21 (CHCl ₂ F)	- 20	70
37	Alcohol amílico	- 50	25	7A	Freón-22 (CHClF ₂)	- 20	60
27	Alcohol bencílico	- 20	30	3A	Freón-113 (CCl ₂ F-CClF ₂)	- 20	70
41	Alcohol isoamílico	10	100	38	Glicerina	- 40	20
52	Amoniaco	- 70	50	39	Glicol	- 40	200
30	Anilina	0	130	28	Heptano	0	60
23	Benceno	10	80	35	Hexano	- 80	20
1	Bromuro de etilo	5	25	43	Isobutanol	0	100
44	Butanol	0	100	47	Isopropanol	- 20	50
8	Clorobenceno	0	100	40	Metanol	- 40	20
4	Cloroformo	0	50	14	Naftaleno	90	200
10	Cloruro de bencilo	- 30	30	12	Nitrobenceno . . .	0	100
49	Cloruro de calcio sol. 25%	- 40	20	34	Nonano	- 50	25
13	Cloruro de etilo	- 30	40	33	Octano	- 50	25
13A	Cloruro de metilo	- 80	20	16	Óxido de difenilo	0	200
51	Cloruro de sodio, sol. 25%	- 40	20	20	Piridina	- 50	25
21	Decano	- 80	25	45	Propanol	- 20	100
6A	Dicloroetano	- 30	60	2	Sulfuro de carbono	- 100	25
5	Diclorometano	- 40	50	3	Tetracloroetileno .	- 30	140
22	Difenilmetano	30	100	3	Tetracloruro de carbono	10	60
15	Difenilo	80	120	23	Tolueno	0	60
11	Dióxido de azufre	- 20	100	19	Xileno, orto	0	100
16	Dowtherm A	0	200	18	Xileno, meta	0	100
42	Etanol, 100%	30	80	17	Xileno, para	0	100
46	Etanol, 95%	20	80	7	Yoduro de etilo . .	0	100

Apéndice B (continuación)

Calor específico de algunos líquidos en función de la temperatura

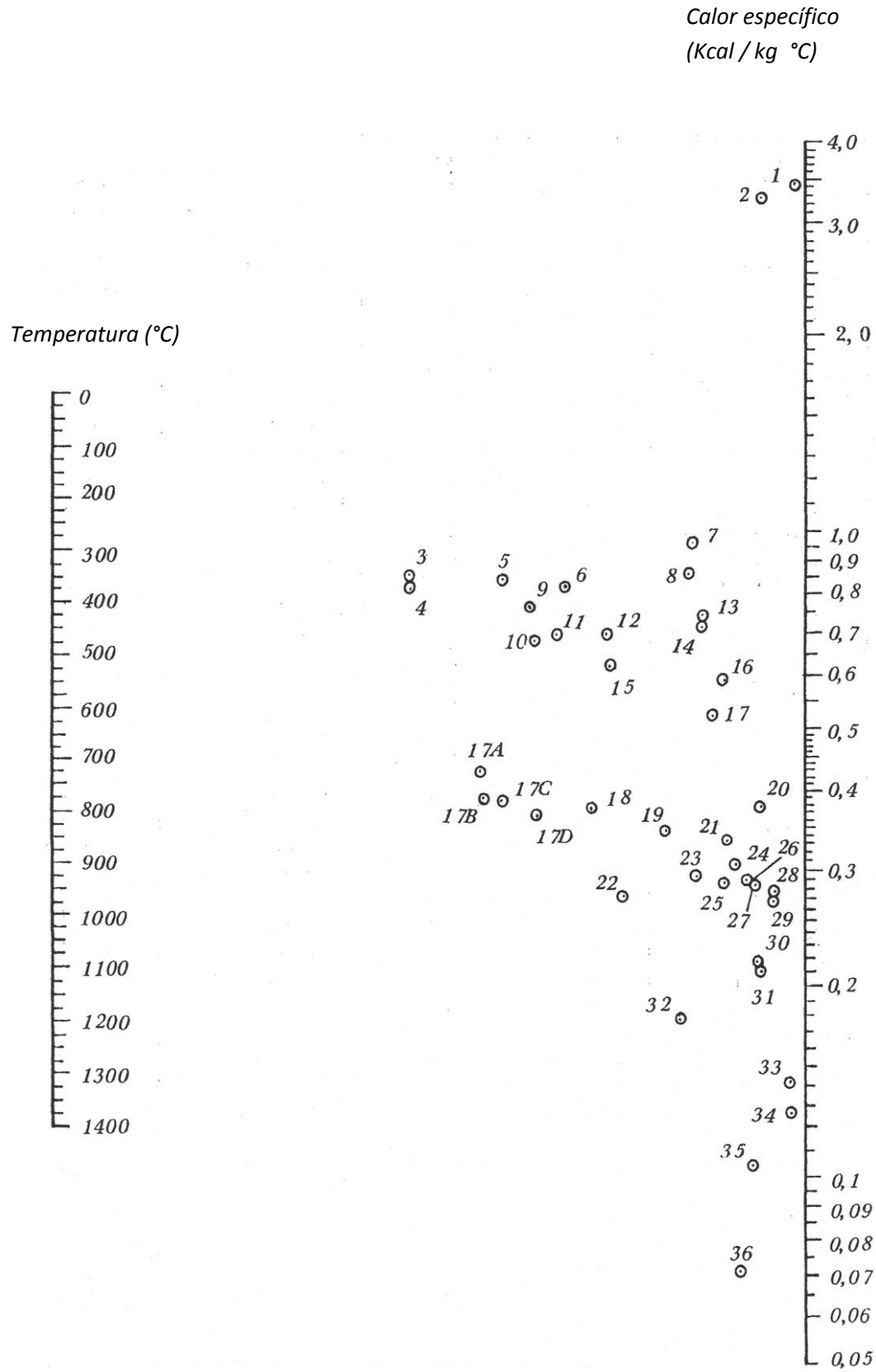


Apéndice C

Calor específico de algunos gases en función de la temperatura

Núm.	Gas o vapor	Intervalo de temperatura (°C)		Núm.	Gas o vapor	Intervalo de temperatura, °C	
		Mínima	Máxima			Mínima	Máxima
10	Acetileno ..	0	200	13	Etileno	600	1400
15	Acetileno ..	200	400	20	Fluoruro de hidrógeno	0	1400
16	Acetileno ..	400	1400	17B	Freón-11 (CCl ₃ F)	0	150
17	Agua	0	1400	17C	Freón-21 (CHCl ₂ F)	0	150
27	Aire	0	1400	17A	Freón-22 (CHClF ₂)	0	150
12	Amoniaco ..	0	600	17D	Freón-113 (CCl ₂ F-CClF ₂)	0	150
14	Amoniaco ..	600	1400	1	Hidrógeno	0	600
33	Azufre	300	1400	2	Hidrógeno	600	1400
35	Bromuro de hidrógeno	0	1400	36	Metano	0	300
32	Cloro	0	200	5	Metano	300	700
34	Cloro	200	1400	6	Metano	700	1400
30	Cloruro de hidrógeno	0	1400	7	Nitrógeno	0	1400
22	Dióxido de azufre	0	400	26	Óxido de carbono	0	1400
31	Dióxido de azufre	400	1400	26	Óxido nítrico	0	700
48	Dióxido de carbono	0	400	25	Óxido nítrico	700	1400
24	Dióxido de carbono	400	1400	28	Oxígeno	0	500
3	Etano	0	200	23	Oxígeno	500	1400
9	Etano	200	600	29	Sulfuro de hidrógeno	0	700
8	Etano	600	1400	19	Sulfuro de hidrógeno	700	1400
4	Etileno	0	200	21	Yoduro de hidrógeno	0	1400
11	Etileno	200	600				

Apéndice C (continuación)



Apéndice D

Densidad del agua

T °C	ρ kg/l	T °C	ρ kg/l
0	0.99987	33	0.99473
1	0.99993	34	0.99440
2	0.99997	35	0.99406
3	0.99999	36	0.99371
4	1.00000	37	0.99336
5	0.99999	38	0.99300
6	0.99997	39	0.99263
7	0.99993	40	0.99225
8	0.99988	41	0.99187
9	0.99981	42	0.99147
10	0.99973	43	0.99107
11	0.99963	44	0.99066
12	0.99952	45	0.99025
13	0.99940	46	0.98982
14	0.99927	47	0.98940
15	0.99913	48	0.98896
16	0.99897	49	0.98852
17	0.99880	50	0.98807
18	0.99862	51	0.98762
19	0.99843	52	0.98715
20	0.99823	53	0.98669
21	0.99802	54	0.98621
22	0.99780	55	0.98573
23	0.99757	60	0.98324
24	0.99733	65	0.98059
25	0.99708	70	0.97781
26	0.99682	75	0.97489
27	0.99655	80	0.97183
28	0.99627	85	0.96865
29	0.99598	90	0.96534
30	0.99568	95	0.96192
31	0.99537	100	0.95838
32	0.99506		

Apéndice E

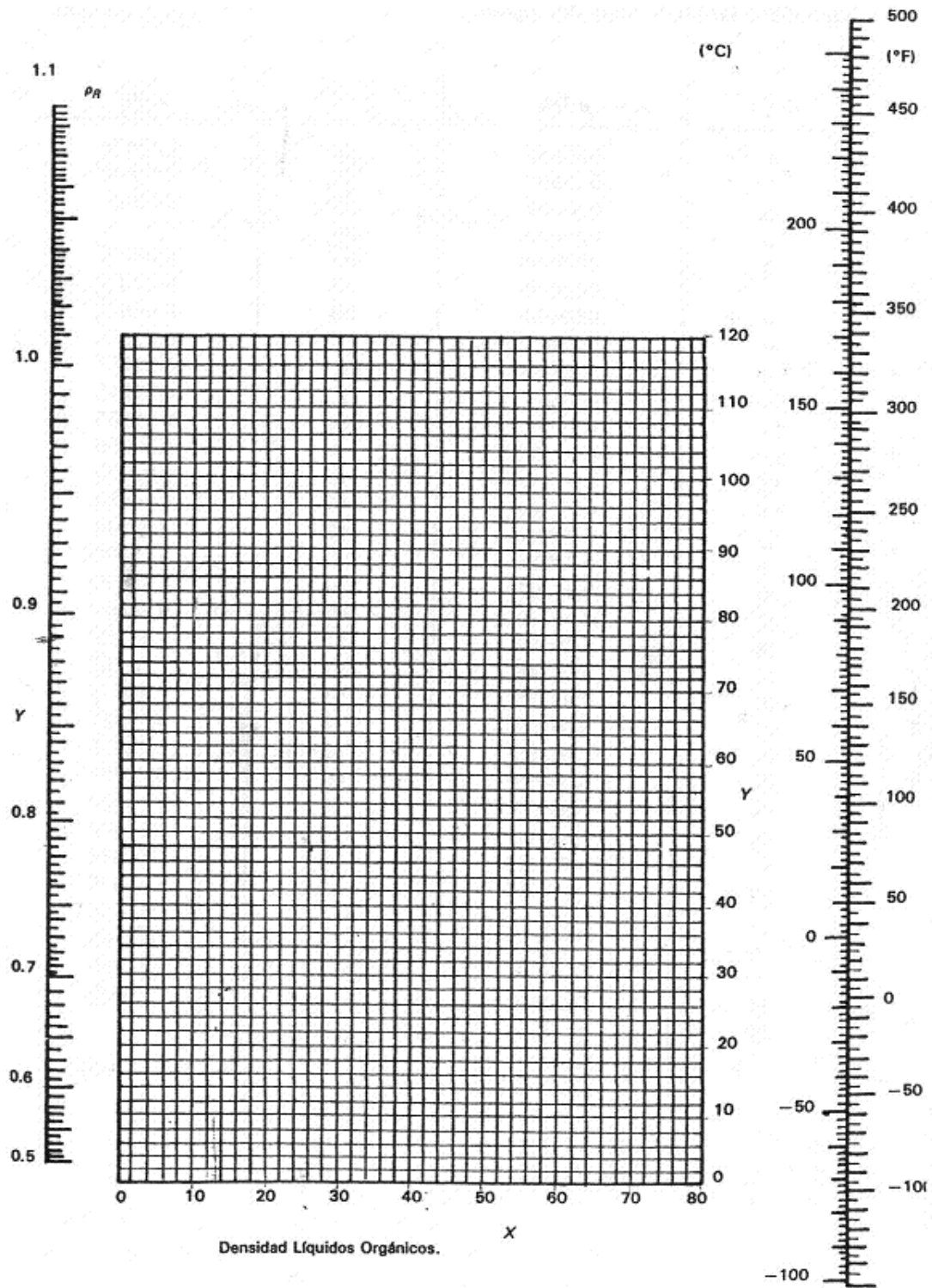
Densidad de algunos líquidos en función de la temperatura

<i>Compuesto</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>
Acetato de etilo	35.0	65.0
Acetato de metilo	40.1	70.3
Acetato de propilo	33.0	65.5
Acetona	26.1	47.8
Acetonitrilo	21.8	44.9
Acetileno	20.8	10.1
Ácido acético	40.6	93.5
Ácido butílico	31.3	78.7
Ácido isobutílico	31.5	75.9
Ácido propiónico	35.0	83.5
Alcohol etílico	24.5	48.6
Alcohol isoamílico	20.5	52.0
Alcohol metílico	25.8	49.1
Alcohol n. propílico	23.8	50.8
Amoniaco	22.4	24.6
Anilina	33.5	92.5
Benceno	32.7	63.0
Isobutano	13.7	16.5
Butirato de isometilo	33.0	64.1
Butirato de n-metilo	31.5	65.5
Ciclohexano	19.6	44.0
Clorobenceno	41.7	105.0
Cloruro de etilo	42.7	62.4
Cloruro de metilo	52.3	62.9
Decano	16.0	38.2
Dietilamina	17.8	33.5
Dióxido de carbono	78.6	45.4
Duodecano	14.3	41.4
Propionato de metilo	36.5	68.3
Propionato de etilo	32.1	63.9
Propionitrilo	20.1	44.6
Sulfuro de etilo	25.7	55.3
Sulfuro de metilo	31.9	57.4

Apéndice E (continuación)

<i>Compuesto</i>	X	Y
n-Eicosano	14.8	47.5
Etano	10.8	4.4
Éter etílico	22.6	35.8
Éter metílico	27.2	30.1
Éter metil-etílico	25.0	34.4
Éter propil-etílico	20.0	37.0
Etil mercaptano	32.0	55.5
Fenol	35.7	103.8
Fosfina	28.0	22.1
Fluorobenceno	41.9	36.7
Formiato de etilo	22.6	35.8
Formiato de metilo	46.4	74.6
Formiato de propilo	33.8	66.7
n-Heptadecano	15.6	45.7
n-Heptano	12.6	29.8
n-Hexadecano	15.8	45.0
n-Hexano	13.5	27.0
Metil mercaptano	37.3	59.5
n-Nonadecano	14.9	47.0
n-Nonano	16.2	36.5
n-Octadecano	16.2	46.5
n-Octano	12.7	32.5
n-Pentadecano	15.8	44.2
n-Pentano	12.6	22.6
Isopentano	13.5	22.5
Piperidina	27.5	60.0
Propano	14.2	12.2
n-Tetradecano	15.8	43.3
n-Tridecano	15.3	42.4
Trietilamina	17.9	37.0
n-Undecano	14.4	39.2

Apéndice E (continuación)



Apéndice F

Viscosidad de algunos líquidos en función de la temperatura

<i>Líquido</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Densidad a 20°C</i> <i>kg/l</i>
Aceite de linaza	7.5	27.2	0.930-0.938 (15°)
Acetaldehído	15.2	4.8	0.783 (18°)
Acetato de amilo	11.8	12.5	0.879
Acetato de butilo	12.3	11.0	0.882
Acetato de etilo	13.7	9.1	0.901
Acetato de metilo	14.2	8.2	0.924
Acetato de vinilo	14.0	8.8	0.932
Acetona, 100%	14.5	7.2	0.792
Acetona, 35%	7.9	15.0	0.948
Ácido acético, 100%	12.1	14.2	1.049
Ácido acético, 70%	9.5	17.0	1.069
Ácido butírico	12.1	15.3	0.964
Ácido clorhídrico, 31.5%	13.0	16.6	1.157
Ácido clorosulfónico	11.2	18.1	1.787 (25°)
Ácido fórmico	10.7	15.8	1.220
Ácido isobutírico	12.2	14.4	0.949
Ácido nítrico, 95%	12.8	13.8	1.493
Ácido nítrico, 60%	10.8	17.0	1.367
Ácido propiónico	12.8	13.8	0.992
Ácido sulfúrico, 110%	7.2	27.4	1.98
Ácido sulfúrico, 98%	7.0	24.8	1.836
Ácido sulfúrico, 60%	10.2	21.3	1.498
Agua	10.2	13.0	0.998
Alcohol alílico	10.2	14.3	0.854
Alcohol amílico	7.5	18.4	0.817
Amoniaco, 100%	12.6	2.0	0.817 (-79°)
Amoniaco, 26%	10.1	13.9	0.904
Anhídrido acético	12.7	12.8	1.832
Anilina	8.1	18.7	1.022
Anisol	12.3	13.5	0.990
Benceno	12.5	10.9	0.879
Bromo	14.2	13.2	3.119
Bromotolueno	20.0	15.9	1.41
Bromuro de etilo	14.5	8.1	1.431
Bromuro de propilo	14.5	9.6	1.353
Butanol	8.6	17.2	0.810
Ciclohexanol	2.9	24.3	0.962
Clorobenceno	12.3	12.4	1.107
Cloroformo	14.4	10.2	1.489
Clorotolueno, orto	13.0	13.3	1.082
Clorotolueno, meta	13.3	12.5	1.072
Clorotolueno, para	13.3	12.5	1.070
Cloruro de calcio, sol. 25%	6.6	15.9	1.228
Cloruro estánnico	13.5	12.8	2.226
Cloruro de etilo	14.8	6.0	0.917 (6°)
Cloruro de metilo	15.0	3.8	0.952 (0°)
Cloruro de propilo	14.4	7.5	0.890
Cloruro de sodio, sol. 25%	10.2	16.6	1.186 (25°)
Cloruro de sulfurilo	15.2	12.4	1.667
Cresol, meta	2.5	20.8	1.034
Dibromoetano	12.7	15.8	2.495
Dicloroetano	13.2	12.2	1.256
Diclorometano	14.6	8.9	1.336
Difenilo	12.0	18.3	0.992 (73°)

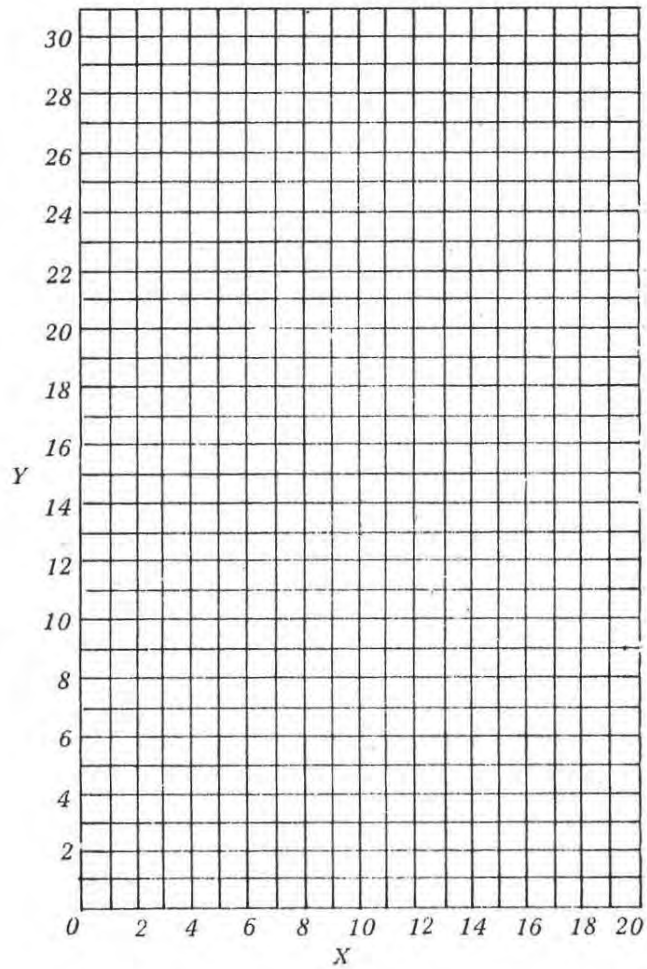
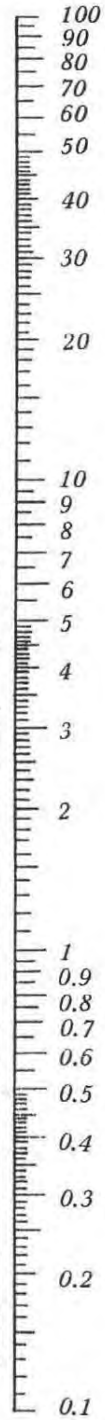
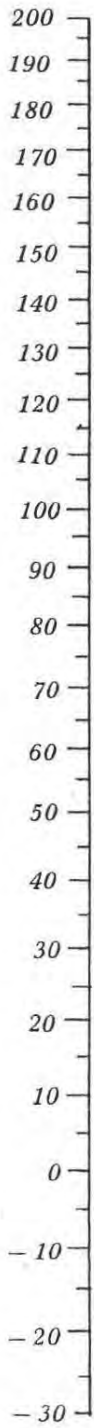
Apéndice F (continuación)

Dióxido de azufre	15.2	7.1	1.434 (0°)
Dióxido de carbono	11.6	0.3	1.101 (- 37°)
Etanol, 100%	10.5	13.8	0.789
Etanol, 95%	9.8	14.3	0.804
Etanol, 40%	6.5	16.6	0.935
Éter etílico	14.5	5.3	0.708 (25°)
Etilbenceno	13.2	11.5	0.867
Fenol	6.9	20.8	1.071 (25°)
Formiato de etilo	14.2	8.4	0.923
Freón-11	14.4	9.0	1.494 (17°)
Freón-12	16.8	5.6	1.486 (- 30°)
Freón-21	15.7	7.5	1.426 (0°)
Freón-22	17.2	4.7	3.87 (0°)
Freón-113	12.5	11.4	1.576
Glicerina, 100%	2.0	30.0	1.261
Glicerina, 50%	6.9	19.6	1.126
Glicol	6.0	23.6	1.113
Heptano	14.1	8.4	0.684
Hexano	14.7	7.0	0.659
Hidróxido sódico, 50%	3.2	25.8	1.525
Isobutanol	7.1	18.0	0.779 (26°)
Isopropanol	8.2	16.0	0.789
Keroseno	10.2	16.9	0.78-0.82
Mercurio	18.4	16.4	13.546
Metanol, 100%	12.4	10.5	0.792
Metanol, 90%	12.3	11.8	0.820
Metanol, 40%	7.8	15.5	0.935
Metiletilcetona	13.9	8.6	0.805
Naftaleno	7.9	18.1	1.145
Nitrobenceno	10.6	16.2	1.205 (18°)
Nitrotolueno	11.0	17.0	1.16
Octano	13.7	10.0	0.703
Octanol	6.6	21.1	0.827
Oxalato de dietilo	11.0	16.4	1.079
Oxalato de dimetilo	12.3	15.8	1.148 (54°)
Oxalato de dipropilo	10.3	17.7	1.038 (0°)
Pentacloroetano	10.9	17.3	1.671 (25°)
Pentano	14.9	5.2	0.630 (18°)
Propanol	9.1	16.5	0.804
Sodio	16.4	13.9	0.97
Sulfuro de carbono	16.1	7.5	1.263
Tetracloroetano	11.9	15.7	1.600
Tetracloroetileno	14.2	12.7	1.624 (15°)
Tetracloruro de carbono	12.7	13.1	1.595
Tetracloruro de titanio	14.4	12.3	1.726
Tolueno	13.7	10.4	0.866
Trementina	11.5	14.9	0.861-0.867
Tribromuro de fósforo	13.8	16.7	2.852 (15°)
Tricloroetileno	14.8	10.5	1.466
Tricloruro de arsénico	13.9	14.5	2.163
Tricloruro de fósforo	16.2	10.9	1.574
Xileno, orto	13.5	12.1	0.881
Xileno, meta	13.9	10.6	0.867
Xileno, para	13.9	10.9	0.861
Yoduro de etilio	14.7	10.3	1.933
Yoduro de propilo	14.1	11.6	1.747

Apéndice F (continuación)

temperatura, °C

viscosidad,
centipoises



Apéndice G

Conductividad térmica de algunos líquidos (Kcal/h m °C)

(Resultado, multiplicar por 10^{-3})

Sustancia	T °K	k
Aceite de oliva	20	144
Acetato de amilo	10	123
Acetato de butilo	25	125
Acetato de etilo	20	150
Acetona	30	152
Ácido acético	20	147
Ácido acético (50%)	20	297
Ácido láurico	100	151
Ácido oleico	100	137
Ácido palmítico	100	129
Ácido sulfúrico (60%)	30	372
Ácido sulfúrico (90%)	30	312
Agua	0	506
Agua	20	514
Agua	60	561
Agua	100	576
Alcohol alílico	25	155
Alcohol amílico	30	140
Alcohol etílico (20%)	20	417
Alcohol etílico (60%)	20	262
Alcohol isoamílico	30	132
Amoníaco	15	430
Anilina	20	150
Benceno	30	137
Bromo benceno	30	110
Bromuro de etilo	20	104
Cloro benceno	10	123
Cloroformo	30	119
Cloruro de metilo	30	132
Dawtern A	93	128
Decano	30	126
Dicloroetano	30	122
Diclorometano	30	143
Dióxido de azufre	30	165

Apéndice G (continuación)

Etanol	20	156
Eter etílico	30	119
Etil benceno	30	128
Etilenglicol	0	227
Freón 11	18	89
Gasolina	30	116
Glicerina	20	244
Glicol	0	228
Heptano	30	120
Hexano	30	119
Leche	20	462
m-Xileno	20	134
Mercurio	28	7190
Metanol	20	185
Miel	35	430
Nitrobenceno	30	141
Nitrometano	30	136
Nonano	30	125
o-Xileno	20	134
Octano	30	123
Pentano	30	116
Piomo	500	13320
Potasio	400	34416
Propanol	30	147
Queroseno	20	128
Salmuera de NaCl (12.5%)	30	506
Salmuera de NaCl (25%)	30	497
Sodio	300	65124
Sulfuro de carbono	30	138
Tetracloruro de carbono	0	168
Tolueno	30	123
Tricloroetileno	50	113
Vaselina	59	157

Apéndice H

Conductividad térmica de algunos sólidos (Kcal/h m °C)

<i>Sustancia</i>	<i>T °C</i>	<i>k</i>
Algodón	0	0.04727
Amianto	100	0.165
Arcilla	20	1.1
Arcilla 4% H ₂ O	0	0.4899
Arena 4% H ₂ O	0	1.2978
Asbesto	0	0.129
Asbesto corrugado	30	0.0743
Asbesto laminado	0	0.1426
Aserrín	21	0.044
Asfalto	0	0.0609
Azufre monoclinico	100	0.133
Azufre rómbico	15	0.237
Bagazo de caña	15	0.0416
Baquelita	20	0.2
Bismuto	315	12.758
Carbón (antracita)	20	0.22
Carbón (pulverizado)	20	0.1
Carbonato de magnesio	15	0.0505
Cartón	20	0.12 a 0.3
Cartón prensado	20	0.22
Cemento Portland	90	0.2527
Clinker	0	0.40149
Concreto armado	0	1.33
Concreto (piedra de)	0	0.792
Corcho (molido)	30	0.037
Corcho (prensado)	30	0.0372
Guero	15	0.1368
Dolomita	50	1.487
Filtro de lana	30	0.0446
Grafito	15	4.32
Granito	20	1.487
Gravilla	20	0.45
Hielo	0	1.9338
Ladrillo de caolín	200	0.0743
Ladrillo de construcción	20	0.593
Ladrillo refractario	200	0.8595
Ladrillo rojo	15	0.54
Lámina de corcho	15	0.0371
Lana	30	0.0309
Lana de fibra de vidrio	38	0.0355
Lana de fibra mineral	38	0.0336
Madera de cedro	30	0.165
Madera contrachacada	0	0.128
Madera de pino	15	0.1293
Madera de roble	15	0.178
Magnesia (85%)	38	0.05844
Mampostería de ladrillo rojo	0	0.69
Mampostería ordinaria	0	1.1
Mármol	20	2.5279
Nieve	0	0.4039
Óxido de magnesio	15	0.4758
Papel	15	0.111
Papel	20	0.111
Piedra de lava	20	0.728
Piedra pómez	21	0.208
Porcelana	200	1.3085
Seda	20	0.031
Tableros de fibracel	21	0.042
Tierra de diatomáceas	200	0.0758
Vidrio de borosilicato	30	0.9368
Vidrio Pyrex	20	1.006
Vidrio de ventana	15	0.447
Yeso	20	0.5948

Apéndice I

Conductividad térmica de algunos gases (Kcal/cm s k)

(Resultado, multiplicar por 10^{-7})

<i>Gas</i>	<i>T °K</i>	<i>k</i>
Acetato de etilo	319	298
Acetato de metil	273	244
Acetileno	273	444
Acetona	273	236
Ácido sulfhídrico	273	313
Agua	373	521
Aire	273	579
Amoniac	273	527
Argón	366.3	496
Benceno	273	213
Ciclohexano	375	393
Cloro	273	177
Cloroformo	273	155
Cloruro de etileno	273	227
Cloruro de metileno	273	161
Cloruro de metilo	273	219
Diclorodifluorometano	273	198
Diclorometano	273	160
Dióxido de azufre	273	205
Dióxido de carbono	300	398
Etano	273	437
Etanol	293	365
Eter etílico	273	315
Etileno	273	415
Freón 11	310	214
Helio	273	3383
Hidrógeno	300	4227
Isobutano	273	332
Isopentano	273	298
Mercurio	473	815
Metano	300	819
Metanol	273	341
Monóxido de carbono	273	555
Neón	366	1340
n-Butano	273	322
n-Heptano	373	423
n-Hexano	273	297
Nitrógeno	373	749
Óxido nítrico	273	569
Óxido nitroso	273	361
Oxígeno	300	635
Pentano	273	304
Propano	273	624
Sulfuro de carbono	273	166
Tetracloruro de carbono	273	213

Apéndice J

Conductividad térmica de algunos metales (Kcal/h m °C)

<i>Sustancia</i>	<i>T °C</i>	<i>k</i>
Acero al cromo	15	26.76
Acero al magnesio (10% Mn)	20	15
Acero al manganeso	15	14.87
Acero al silicio (5% Si)	20	16
Acero al silicio	15	16.357
Acero al tungsteno (10 W)	20	42
Acero al níquel	15	22.305
Acero al tungsteno	15	41.636
Acero de níquel cromo (18 N, 8 Cr)	300	22.3
Acero (1% carbón)	100	38.66
Acero inoxidable 304	100	13.97
Acero inoxidable 308	100	13.06
Acero inoxidable 316	100	13.97
Acero inoxidable	100	13.82
Aleación de níquel (70 N, 28 Cr, 2 Fe)	0	15.46
Aleación de níquel (62 N, 12 Cr, 26 Fe)	0	11.59
Aluminio	0	173.9
Alusil	15	138.29
Antimonio	0	15.76
Bismuto	5	5.79
Bronce	0	83.27
Bronce de aluminio	20	71
Cadmio	100	77.62
Cinc	0	96.65
Cobre	0	333
Constantan (60% Cu, 40% Ni)	20	19.5
Duraluminio (96-94 Al, 5-3 Cu)	20	141
Estaño	0	53.53
Hastelloy A	100	8.32
Hierro dulce	20	51
Hierro fundido	100	47.58
Hierro puro	20	62
Hidronalium	15	96.65
Inconel	5	8.92
Invar	15	9.21
Latón	100	89.39
Magnesio	0	136.8
Molibdeno	20	5.35
Monel	5	13.38
Níquel	0	53.53
Oro	100	252
Plata	100	354
Plata alemana	100	21.4
Platino	100	62.30
Plomo	0	29.74
Sicromal 8	15	19.33
Sicromal 12	15	16.357
Silumin	15	141.26
Tántalo	17	47.58
Tungsteno	20	6.27
Uranio	15	25.57

Apéndice K

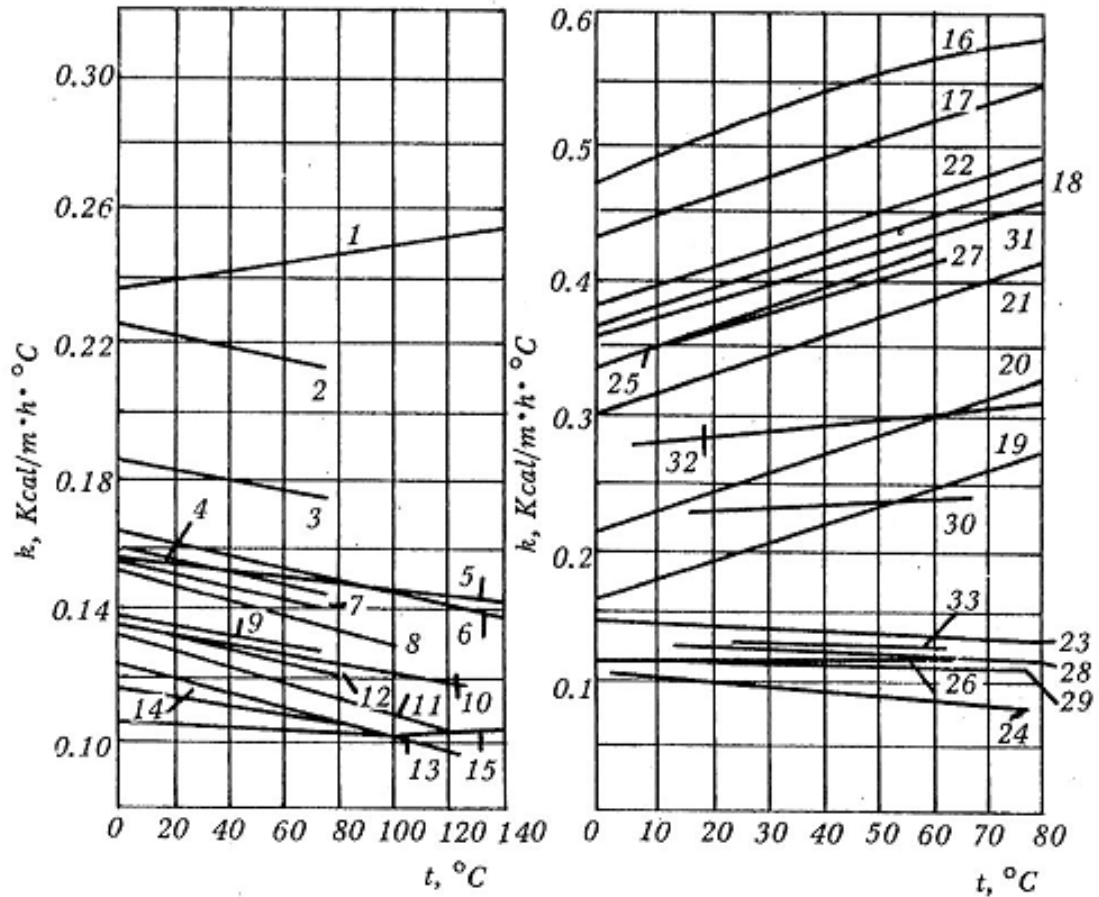
Conductividad térmica de algunos líquidos en función de la temperatura (Kcal/h m °C)

Sustancia	No. de la curva	Sustancia	No. de la curva	Sustancia	No. de la curva
Aceite de ricino . . .	5	Alcohol etílico		Cloruro de sodio	
Aceite de vaselina . .	15	al 40%	21	al 25%	18
Acetona	8	Alcohol etílico		Éter dietílico . . .	29
Ácido acético	7	al 20%	22	Glicerina anhidra .	1
Ácido clorhídrico		Alcohol isopro-		Glicerina al 50% .	25
al 30%	27	pílico	12	Hexano	26
Ácido fórmico	2	Alcohol metílico		Nitrobenceno . . .	10
Ácido sulfúrico		al 100%	3	Octano	33
al 98%	30	Alcohol metílico		Queroseno	28
Agua	16	al 40%	32	Sulfuro de carbono	23
Alcohol butílico . .	9	Amoniaco al 26% .	31	Tetracloruro de	
Alcohol etílico		Anilina	6	carbono	24
al 100%	4	Benceno	11	Tolueno	13
Alcohol etílico		Cloruro de calcio		Xileno	14
al 80%	19	al 25%	17		
Alcohol etílico					
al 60%	20				

Equivalencia en SI: $1 \text{ kcal}/(\text{m}\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C}) = 1.163 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$.

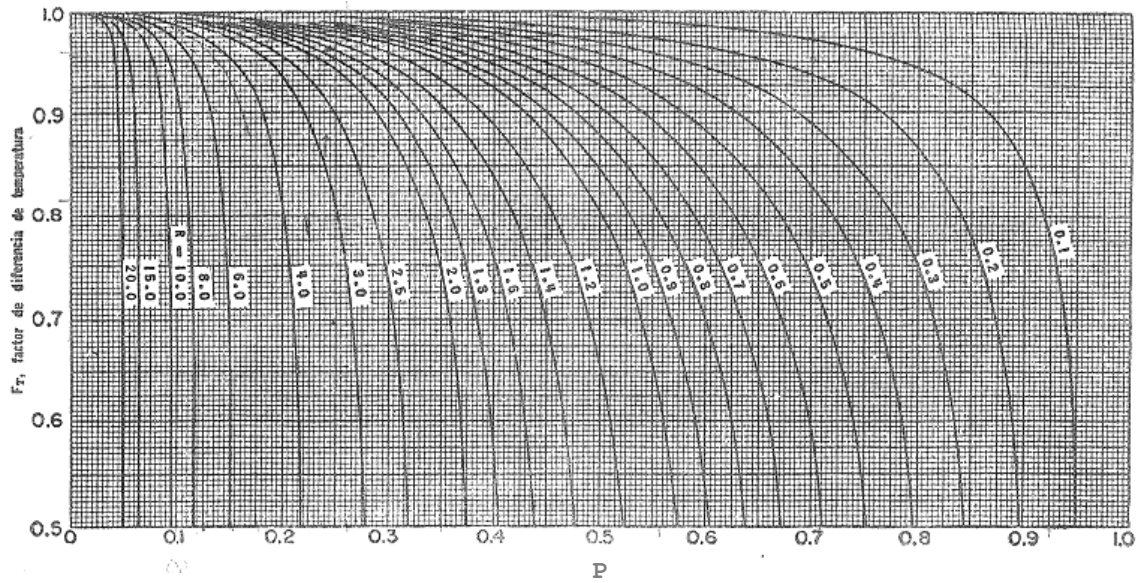
Apéndice K (continuación)

Conductividad térmica de algunos líquidos en función de la temperatura (Kcal/h m °C)

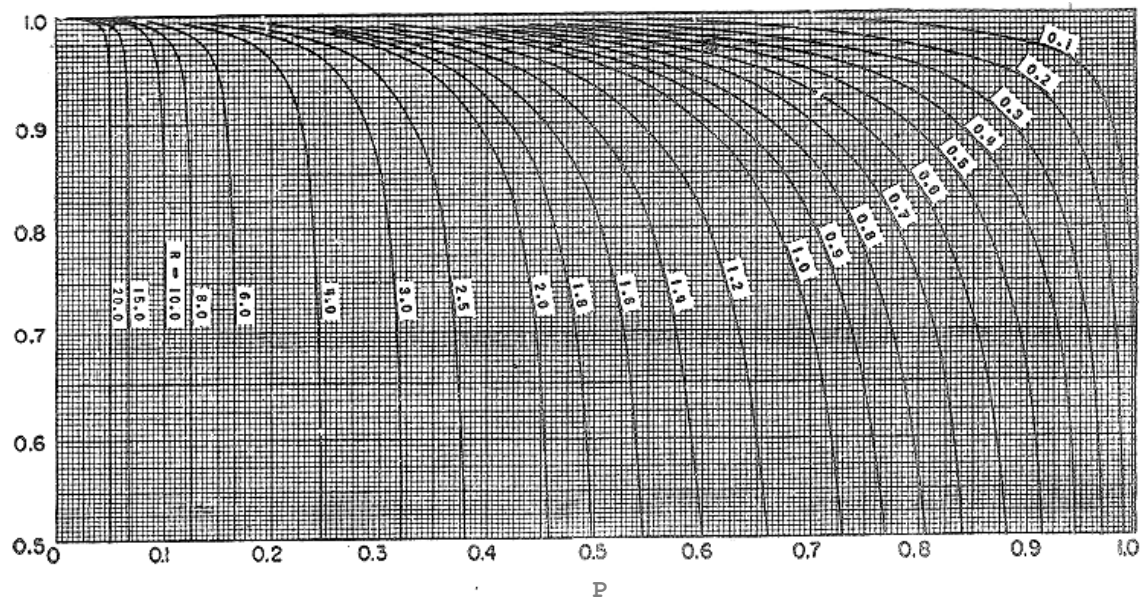


Apéndice L

Factor de corrección de temperatura (F) para intercambiadores 1-2

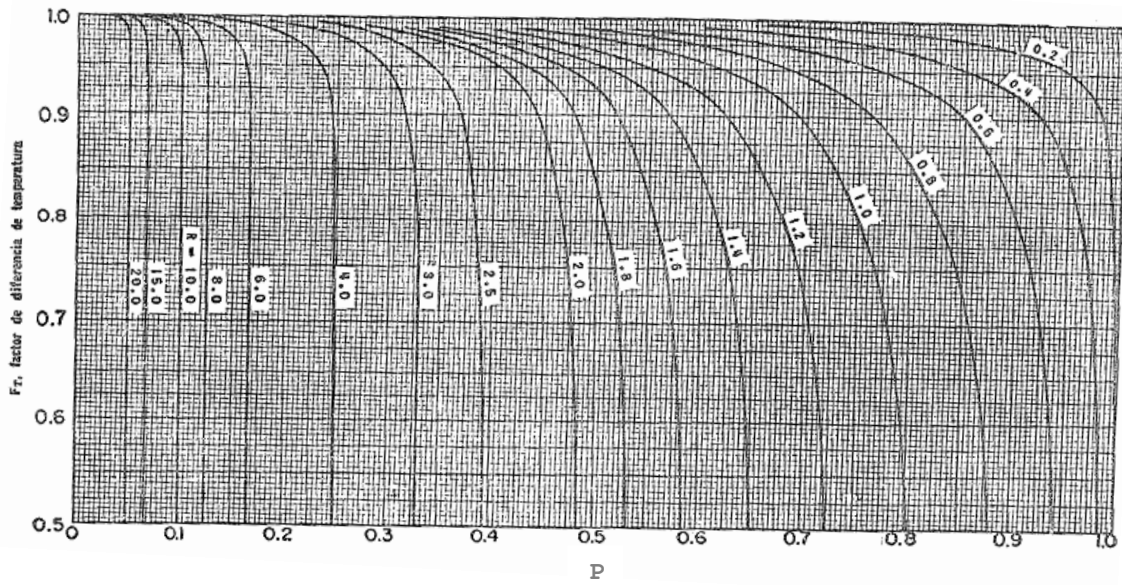


Factor de corrección de temperatura (F) para intercambiadores 2-4

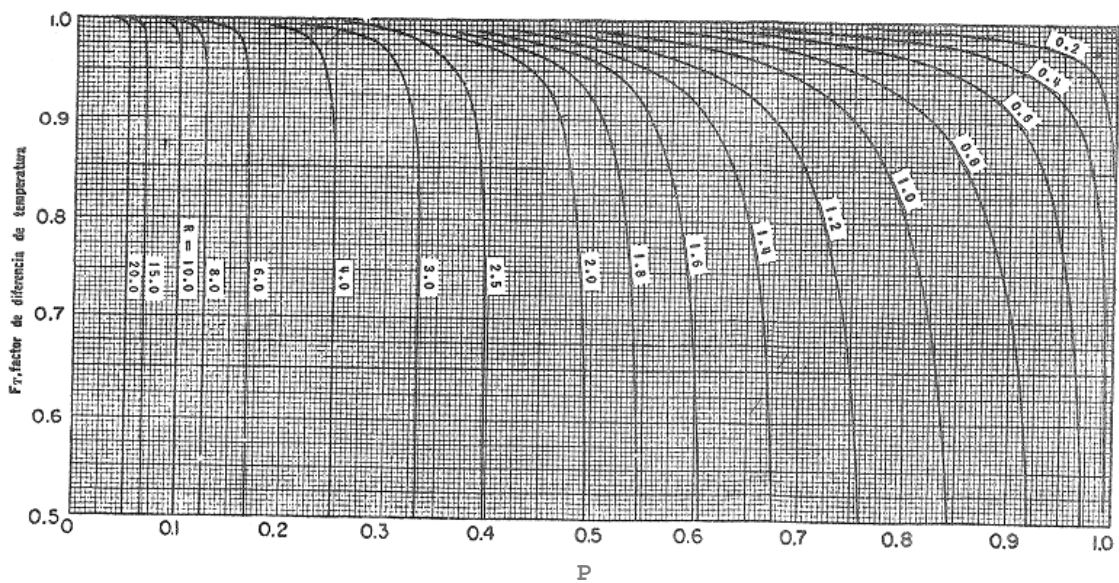


Apéndice L (continuación)

Factor de corrección de temperatura (F) para intercambiadores 3-6



Factor de corrección de temperatura (F) para intercambiadores 4-8



Apéndice M

Coeficientes globales aproximados de transferencia de calor para equipos de tubos y coraza (Kcal/h m² °C)

Condensadores		
<i>Lado caliente</i>	<i>Lado frío</i>	<i>U</i>
Vapor a presión	agua	1700 a 3600
Vapor a vacío	agua	1450 a 2900
Solventes orgánicos (presión atmosférica)	agua	500 a 1000
Solventes orgánicos (vacío)	salmuera	250 a 580
Solventes orgánicos con muchos incondensables a presión atmosférica	salmuera	100 a 400
Solventes orgánicos con muchos incondensables y a vacío	salmuera	50 a 250
Hidrocarburos de bajo punto de ebullición a presión atmosférica	agua	400 a 1000
Hidrocarburos de alto punto de ebullición a vacío	agua	50 a 150

Calentadores		
<i>Lado caliente</i>	<i>Lado frío</i>	<i>U</i>
Vapor	agua	1220 a 3660
Vapor	aceites ligeros	250 a 750
Vapor	aceites pesados	50 a 400
Vapor	solventes orgánicos	500 a 1000
Vapor	gases	25 a 250
Dowtherm	gases	20 a 200
Dowtherm	aceites pesados	40 a 300

Intercambiadores sin cambio de estado.		
<i>Lado caliente</i>	<i>Lado frío</i>	<i>U</i>
Agua	agua	730 a 145
Solventes orgánicos	agua	250 a 730
Gases	agua	15 a 250
Accites ligeros	agua	300 a 780
Accites pesados	agua	50 a 250
Solventes orgánicos	aceites ligeros	100 a 340
Agua	salmuera	500 a 1000
Solventes orgánicos	salmuera	150 a 440
Gases	salmuera	15 a 250
Solventes orgánicos	solventes orgánicos	100 a 300
Accites pesados	aceites pesados	40 a 250

Apéndice N

Catálogo de dimensiones para tubería de intercambiadores de calor

Diámetro exterior del tubo en pulgadas	BWG	Espesor de la pared en pulgadas	Diámetro interno en pulgadas	Área de flujo en pulgadas	Área superficial en ft ²	
					Externa	Interna
1/2	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125
3/4	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707
1	8	0.165	0.67	0.355	0.2618	0.1754
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916
	11	0.120	0.760	0.455		0.199
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241
	16	0.065	0.87	0.594		0.2277
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314
	18	0.049	0.902	0.639		0.2361
1 1/4	8	0.165	0.92	0.665	0.3271	0.2409
	9	0.148	0.959	0.714		0.2498
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572
	11	0.12	1.01	0.9		0.2644
	12	0.19	1.03	0.836		0.2701
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839
	15	0.072	1.11	0.96		0.2896
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969
	18	0.049	1.15	1.04		0.3015
1 1/2	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063
	9	0.148	1.2	1.14		0.3152
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225
	11	0.12	1.26	1.25		0.3299
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356
	13	0.095	1.31	1.35		0.343
	14	0.083	1.33	1.4		0.3492
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623
	18	0.049	1.4	1.54		0.3670

Apéndice Ñ

Disposición de los tubos en intercambiadores de calor de tubos y coraza para arreglo cuadrado

Tubo de diámetro externo de 1/4 de pulgada en arreglo cuadrangular con distancia entre ejes de 9/16 de pulgada						Tubos de diámetro externo de 1/2 de pulgada en arreglo cuadrangular con distancia entre ejes de 7/8 de pulgada					
Diámetro interno de la coraza en pulgadas	1-Paso	2-Pasos	4-Pasos	6-Pasos	8-Pasos	Diámetro interno de la coraza en pulgadas	1-Paso	2-Pasos	4-Pasos	6-Pasos	8-Pasos
12 1/4	16	12	10			12	16	16	12	12	
13 1/4	30	24	22	16	16	13 1/4	22	22	16	16	
15 1/4	32	30	30	22	22	15 1/4	29	29	25	24	22
17 1/4	44	40	37	35	31	17 1/4	39	39	34	32	29
19 1/4	56	53	51	48	44	19 1/4	50	49	45	43	39
21 1/4	78	73	71	64	56	21 1/4	62	60	57	54	56
23 1/4	96	90	86	82	78	23 1/4	78	74	70	66	62
25	127	112	106	102	96	25	94	90	86	84	78
27	140	135	127	123	115	27	112	108	102	98	94
29	166	160	151	146	140	29	131	127	120	116	112
31	193	188	178	174	166	31	151	146	141	138	131
33	226	220	209	202	193	33	176	170	164	160	151
35	258	252	244	238	226	35	202	196	188	182	176
37	293	287	275	268	258	37	224	220	217	210	102
39	334	322	311	304	293	39	252	246	237	230	224
	370	362	348	342	336						

Diámetro externo de 3/4 de pulgada arreglo cuadrado con distancia entre ejes de 1 pulgada						Diámetro externo de 1 pulgada en arreglo cuadrado con distancia entre ejes de 1 1/4 de pulgada					
Diámetro interno de la coraza en pulgadas	1-Paso	2-Pasos	4-Pasos	6-Pasos	8-Pasos	Diámetro interno de la coraza en pulgadas	1-Paso	2-Pasos	4-Pasos	6-Pasos	8-Pasos
8	32	26	20	20		8	21	16	14		
10	52	52	40	36		10	32	32	26	24	
12	81	76	68	68	60	12	48	45	40	38	36
13 1/4	97	90	82	76	70	13	61	56	52	48	44
15 1/4	137	124	116	108	108	15	81	76	68	68	64
17 1/4	177	166	158	150	142	17	112	112	96	90	82
19 1/4	224	220	104	192	188	19	138	132	128	122	116
21 1/4	277	270	146	240	234	21	177	166	158	152	148
23 1/4	341	324	308	302	292	23	213	208	192	184	184
25	413	394	370	356	346	25	260	252	238	226	222
27	481	460	432	420	408	27	300	288	278	268	260
29	553	526	480	468	456	29	341	326	300	294	286
31	657	640	600	580	560	31	406	398	380	368	358
33	749	718	688	676	648	33	465	460	432	420	414
35	845	824	780	766	748	35	522	518	488	484	472
37	934	934	914	806	838	37	596	574	562	544	532
39	1049	1024	982	968	948	39	665	644	624	612	600

Apéndice Ñ (continuación)

Disposición de los tubos en intercambiadores de calor de tubos y coraza para arreglo triangular

Tubos de 3/4 de pulgada de diámetro externo en arreglo triangular con distancia entre ejes de 15/16 de pulgada						Tubos de 3/4 de pulgada de diámetro externo en arreglo triangular con distancia entre ejes de 1 pulgada					
Diámetro interno de la coraza en pulgadas	1-Paso	2-Pasos	4-Pasos	6-Pasos	8-Pasos	Diámetro interno de la coraza en pulgadas	1-Paso	2-Pasos	4-Pasos	6-Pasos	8-Pasos
8	36	32	26	24	18	8	37	30	24	24	
10	62	56	47	42	36	10	61	52	40		36
12	169	98	86	82	78	12	92	82	76	74	70
13	127	114	96	90	86	13 1/4	109	106	86	82	74
15	170	160	140	136	128	15 1/4	151	138	122	118	110
17	239	224	194	188	178	17 1/4	203	196	178	172	166
19	301	282	252	244	234	19 1/4	262	250	226	216	210
21	361	342	314	306	290	21 1/4	316	302	278	272	268
23	442	420	386	378	364	23 1/4	384	376	352	342	328
25	532	506	468	446	434	25	470	452	422	394	382
27	637	602	550	536	524	27	559	534	488	474	464
29	721	692	640	620	594	29	630	604	556	538	508
31	847	822	766	722	720	31	745	720	678	666	646
33	974	938	878	852	826	33	856	830	774	760	732
35	1102	1068	1004	988	958	35	970	938	882	864	848
37	1240	1200	1144	1104	1072	37	1074	1044	1012	986	870
39	1377	1330	1258	1248	1212	39	1206	1176	1128	1100	1078

Tubos de 1 pulgada de diámetro exterior en arreglo triangular con distancia entre ejes de 1 1/4 de pulgada						Tubos de 1 1/4 de pulgada de diámetro exterior en arreglo triangular con distancia entre ejes de 1 9/16 de pulgada					
Diámetro interno de la coraza en pulgadas	1-Paso	2-Pasos	4-Pasos	6-Pasos	8-Pasos	Diámetro interno de la coraza en pulgadas	1-Paso	2-Pasos	4-Pasos	6-Pasos	8-Pasos
8	21	16	16	14		10	20	18	14		
10	32	32	26	24		12	32	30	26	22	20
12	55	52	48	46	44	13 1/4	38	36	32	28	26
13	68	66	58	54	50	15 1/4	54	51	45	42	38
15	91	86	80	74	72	17 1/4	69	66	62	58	54
17	131	118	106	104	94	19 1/4	95	91	86	78	69
19	163	152	140	136	128	21 1/4	117	112	105	101	95
21	199	188	170	164	160	23 1/4	140	136	130	123	117
23	241	232	212	212	202	25	170	164	155	156	140
25	294	282	256	252	242	27	202	196	185	179	170
27	349	334	302	296	286	29	235	228	217	212	202
29	397	376	338	334	316	31	275	270	255	245	235
31	472	454	430	424	400	33	315	305	297	288	275
33	538	522	486	470	454	35	357	348	335	327	315
35	608	592	562	546	532	37	407	390	380	374	357
37	674	664	632	614	598	39	449	436	425	419	407
39	766	736	700	688	672						

Apéndice O

Coeficientes aproximados de película (h_o o h_i) [Kcal/h m² °C]

<i>Sin cambio de estado</i>	
Agua	1450 a 9760
Gases	15 a 250
Solventes orgánicos	300 a 2500
Accites	50 a 585
<i>Condensación</i>	
Vapor	5000 a 15000
Solventes orgánicos	730 a 2500
Aceites ligeros	1000 a 2000
Aceites pesados (vacío)	100 a 250
Amoniaco	2500 a 5000
<i>Evaporación</i>	
Agua	4000 a 9760
Solventes orgánicos	500 a 1500
Amoniaco	1000 a 2000
Aceites ligeros	730 a 1460
Aceites pesados	50 a 250

Apéndice P

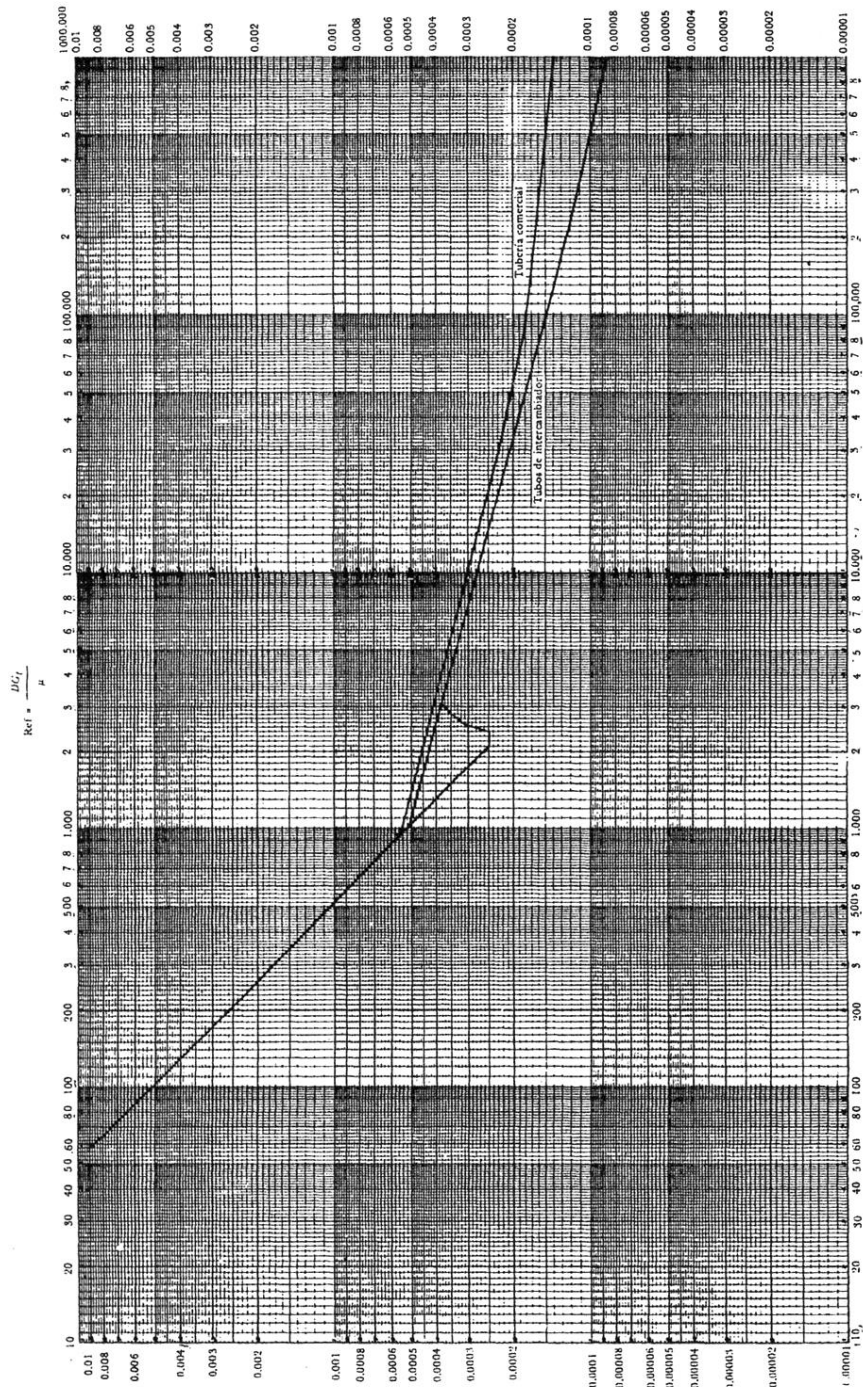
Factor de ensuciamiento o resistencia térmica de incrustaciones en tubos de intercambiador de calor (1/hdo, 1/hdi ; m² h °C/ kcal)

Destilada	1.02 (10 ⁻⁴)
Mar	1.02 (10 ⁻³)
Agua de río clara	2.45 (10 ⁻⁴)
Agua de torre de enfriamiento sin 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 río lodosa	6.14 (10 ⁻⁴)
<i>Vapor de agua</i>	
Libre de aceites	6.14 (10 ⁻⁵)
Proveniente de máquinas	2.04 (10 ⁻⁴)
<i>Líquidos</i>	
Dowtherm	1.43 (10 ⁻³)
Salmueras	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)
<i>Gases</i>	
Aire	3.07 a 6 (10 ⁻⁴)
Vapores de solventes	1.63 (10 ⁻⁴)
Vapores refrigerantes	3.5 (10 ⁻⁴)

Apéndice Q

Factor de fricción por lado de los tubos

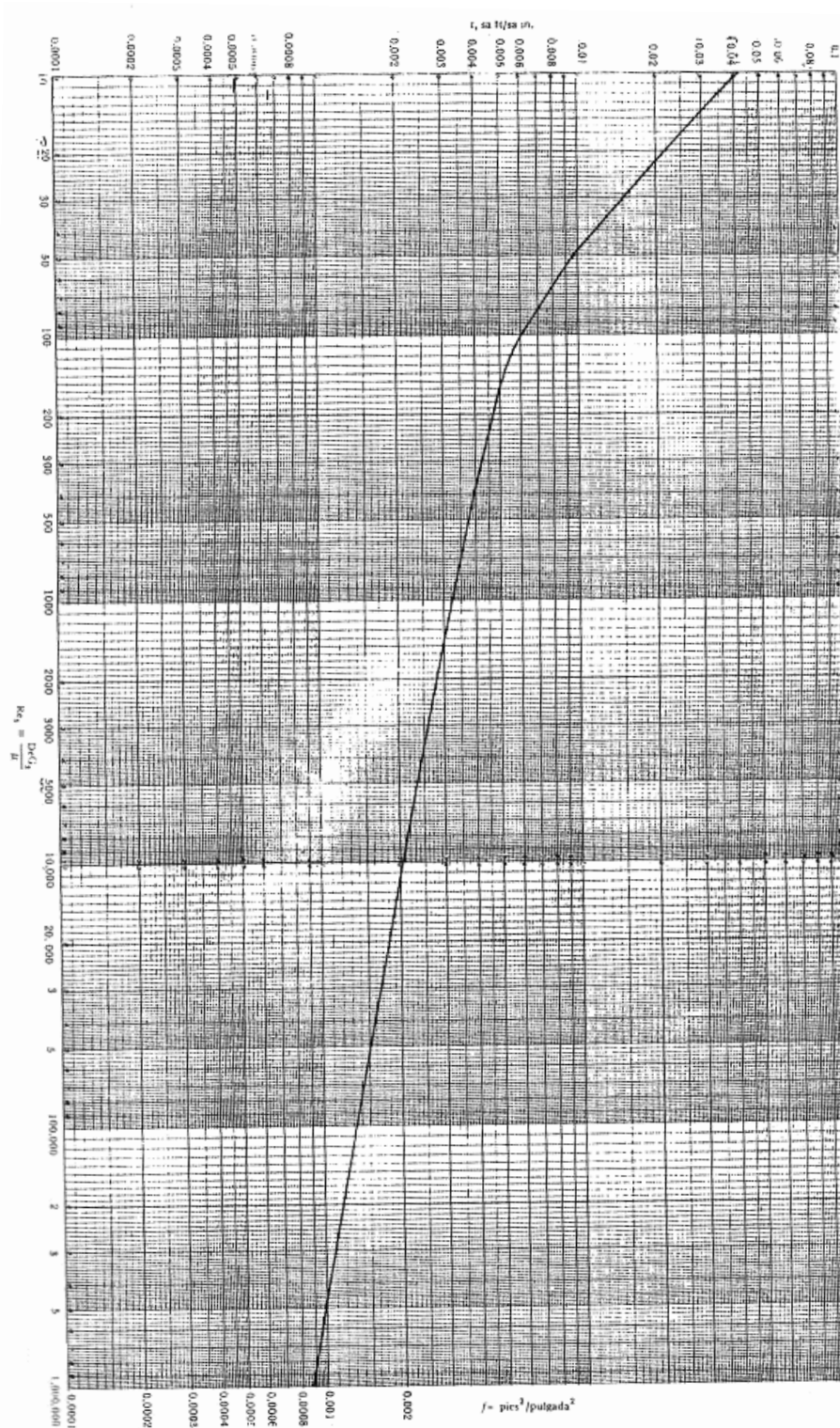
(Multiplicar valor leído por 144 para obtener valor adimensional)



Apéndice Q (continuación)

Factor de fricción por lado de la coraza

(Multiplicar valor leído por 144 para obtener valor adimensional. Para haces de tubos con deflectores segmentados a 25%)



Apéndice R

Entalpía de vapor de agua saturado

Temperatura de saturación °C <i>t</i>	Presión de saturación $\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ <i>p</i>	Entalpía kcal/kg	
		Del líquido <i>H_L</i>	Del vapor <i>H_v</i>
0	0.006228	0	597.2
10	0.012513	10.04	601.6
20	0.02383	20.03	606.0
30	0.04325	30.00	610.4
40	0.07520	39.98	614.7
50	0.12578	49.95	619.0
60	0.2031	59.94	623.2
70	0.3177	69.93	627.3
80	0.4829	79.95	631.3
90	0.7149	89.98	635.1
100	1.03323	100.04	638.9
110	1.4609	110.12	642.5
120	2.0245	120.3	646.0
130	2.7544	130.4	649.3
140	3.685	140.6	652.5
150	4.854	150.9	655.5
160	6.302	161.3	658.3
170	8.076	171.7	660.9
180	10.225	182.2	663.2
190	12.800	192.8	665.3
200	15.857	203.5	667.0
210	19.456	214.3	668.3
220	23.659	225.3	669.3
230	28.531	236.4	669.7
240	34.140	247.7	669.6
250	40.56	259.2	669.0
260	47.87	271.0	667.8
270	56.14	283.0	665.9
280	65.46	295.3	663.5
290	75.92	308.0	660.2
300	87.61	321.0	656.1
310	100.64	334.6	650.8
320	115.13	349.0	644.2
330	131.18	364.2	636.0
340	148.96	380.7	625.6
350	168.63	398.9	611.9
360	190.42	420.9	592.8
370	214.68	452.3	559.3
374.1	225.4	502	502

Bibliografía

- Bird, Robert. , Warren, Stewart. y Lightfoot, Edwin. (2006). *Fenómenos de transporte*. (2ª Ed). México: Limusa Wiley
- Cengel, Yunus. (2007). *Transferencia de calor*. (3ªEd.). México: McGraw-Hill
- Geankoplis, Christie J. (1998). *Procesos de transporte y operaciones unitarias*. (3ª Ed.). México: CECOSA
- Himmelblau, David M. (2002). *Principios básicos y cálculos en ingeniería química*. (6ª Ed.). México: Pearson educación
- Holman, J.P. (1999). *Transferencia de calor*. México: CECOSA
- Kakac, Sadik y Yener Yaman. (2008). *Heat conduction*. (4ª Ed.). U.S.A.: Taylor and Francis Company
- Kern, Donald. (1999). *Procesos de transferencia de calor*. México: CECOSA
- Kreith, Frank., Manglik, Raj y Bohn, Mark. (2012). *Principios de transferencia de calor*. (7ª Ed.) México: Cengage Learning
- Kuppan, T. (2000). *Heat exchanger Design Handbook*. U.S.A.: Marcel Dekker
- Levenspiel, Octave. (2004). *Flujo de fluidos, intercambio de calor*. México: Reverté
- McCabe, Warren., Smith, Julian. y Harriott Peter. (2007). *Operaciones unitarias en ingeniería química*. (7ª Ed.). Mexico, D.F.: McGraw-Hill
- Perry, Robert. y Green, Don. (7ª Ed.). (2002). *Manual del ingeniero químico*. México: McGraw-Hill
- Ravagnani, M. A. S. S. y De Andrade, A. L. (1996). Diseño de intercambiadores de calor multitubulares sin cambio de fases. *Información tecnológica*, Volumen 7 (3), pp. 39-45
- Rohsenow, Warren y Hartnett, James. (1998). *Handbook of heat transfer*. (3ª Ed.). U.S.A: McGraw-Hill
- Shah, Ramesh. y Sekulic, Dusan. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. U.S.A.: John Wiley and Sons
- Smith, J. M., Van Ness, Hendrick. C. y Abbott, Michael. M. (2007). *Introducción a la termodinámica en ingeniería química*. (7ª Ed.). Mexico: McGraw-Hill

T. E. M. A. (9ª Ed.). (2007). *Standards of the tubular exchanger manufacturers association*. U.S.A.: TEMA Inc.

Valiente Barderas, Antonio. (2002). *Problemas de flujo de fluidos*. (2ª Ed.). México: Limusa

Valiente Barderas, Antonio. (2008). *Problemas de transferencia de calor*, México: Limusa

Welty, James R., Wicks, Charles E. y Wilson, Robert E. (1999) *Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa*. (2ª Ed.). México: Limusa Wiley

Whitaker, Stephen. (1983). *Fundamental principles of heat transfer*. (2ª Ed.). Florida, U.S.A: Kreiger Publishing Company

Fuentes de internet

Bspang. (2010). *Correlations for convective heat transfer*. Recuperado el 12 de febrero de 2013, del sitio web:

<http://www.cheresources.com/content/articles/heat-transfer/correlations-for-convective-heat-transfer>

Some examples of the TEMA designation for heat exchangers. (S. F.) Recuperado el 3 de febrero de 2013, de

http://www.engineeringpage.com/heat_exchangers/tema.html