

TECNOLOGÍAS DE RECUPERACIÓN DE CALOR

Luis Henry Copete López
Bernardo Argemiro Herrera Múnera

TECNOLOGÍAS DE RECUPERACIÓN DE CALOR

Henry Copete López

Bernardo Herrera Múnera



Herrera Múnera, Bernardo Argemiro

Tecnologías de recuperación de calor / Bernardo Argemiro Herrera Múnera,
Luis Henry Copete López ; editora Silvia Inés Jiménez Gómez.-- 1ª. ed. -- Medellín:
Instituto Tecnológico Metropolitano, 2011.
204 p. : il. -- (Colección Textos Académicos)
ISBN: 978-958-8743-04-2

1. Recuperación de calor. 2. Recuperadores de calor. 3. Sistemas térmicos. I. Copete López,
Luis Henry. II. Jiménez Gómez, Silvia Inés (editora). III. Tit. (Serie)

621.4025 SCDD 21 ed.

Catalogación en la publicación - Biblioteca ITM

Colección Textos Académicos
Fondo Editorial ITM

TECNOLOGÍAS DE RECUPERACIÓN DE CALOR

© Luis Henry Copete López
© Bernardo Argemiro Herrera Múnera
© Instituto Tecnológico Metropolitano

1a. edición: diciembre de 2011
ISBN: 978-958-8743-04-2
Hechos todos los depósitos legales

Rectora
LUZ MARIELA SORZA ZAPATA

Editora
SILVIA INÉS JIMÉNEZ GÓMEZ

Comité Editorial
OLGA MARÍA RODRÍGUEZ BOLUFÉ, Ph. D., Buenos Aires
JOSÉ R. GALO SÁNCHEZ, Ph. D., Córdoba
LILIANA SAIDON, Ph. D., España
MONSERRAT VALLVERDÚ FERRER, Ph. D., España
GIANNI PEZZOTI, Ph. D. México
JUAN GUILLERMO RIVERA BERRÍO, Ph. D., Colombia
RAÚL DOMÍNGUEZ RENDÓN, Ph. D., Colombia
PAULA ANDREA BOTERO BERMÚDEZ, MGC, Colombia
SILVIA INÉS JIMÉNEZ GÓMEZ, MGC, Colombia
VIVIANA DÍAZ DÍAZ, Colombia

Corrección de textos
JUAN ARANGO

Secretaria Técnica
GLADYS MARINA GÓMEZ A.

Diagramación e impresión
CADENA

Hecho en Medellín, Colombia

Instituto Tecnológico Metropolitano
Institución Universitaria
Calle 73 No. 76A 354
Tel.: (574) 440 51 97 • Fax: 440 52 52
www.itm.edu.co
Medellín – Colombia

*Las opiniones, originales y citaciones del texto son de la responsabilidad de los
autores. El Instituto salva cualquier obligación derivada del libro que se publica.
Por lo tanto, ella recaerá única y exclusivamente sobre los autores.*

Presentación

En los últimos años ha venido cobrando importancia a nivel mundial una corriente de conciencia ambiental que ha despertado el interés por la utilización de tecnologías de calentamiento cada vez más eficientes que ayuden a disminuir el consumo de combustible e incrementen la eficiencia térmica de los procesos en aplicaciones industriales. Esto ha sido motivado por la incertidumbre en los precios de los combustibles fósiles, los pronósticos que hablan de limitadas reservas de petróleo en las décadas venideras, las políticas de producción más limpia con mínimos impactos ambientales y la necesidad de incrementar la competitividad para asegurar la permanencia en el mercado, sin olvidar las expectativas creadas por la minimización del impacto del cambio climático.

Una de las alternativas más comunes para incrementar la eficiencia térmica en los procesos industriales consiste en la recuperación de los calores residuales generados en distintos equipos de calentamiento y que generalmente son evacuados al ambiente, pudiendo ser reutilizados para algunos usos en etapas posteriores de los procesos con propósitos económicos.

Por otra parte, el uso de los calores residuales contribuye significativamente a la disminución del consumo de combustible y de emisiones de gases de efecto invernadero.

Hay varias fuentes de calores residuales en la industria, tales como grandes cantidades de productos de combustión que son generados en calderas, hornos, turbinas o motores de combustión interna, calor en corrientes de vapor, calor convectivo y radiante hacia el exterior de los equipos, en el suministro o almacenamiento de agua refrigerada y calor almacenado en productos que salen de los procesos y en efluentes líquidos y gaseosos, entre otros. Si se recupera parte de estos calores residuales, se puede ahorrar una cantidad considerable de energía primaria.

Este trabajo constituye un acercamiento hacia la aplicación de diferentes conceptos desarrollados en el área térmica para analizar la implementación de tecnologías de recuperación de calores residuales en los procesos industriales, para lo cual se darán a conocer

los diferentes tipos de recuperadores de calor y sus metodologías de diseño y cálculo, al igual que se presentarán los análisis sobre diferentes sistemas térmicos, en especial aquellos empleados para la recuperación de calor en gases de combustión, incluyendo cuantificación de potenciales de ahorro, equipos para las distintas posibilidades de recuperación, economizadores, calentadores de aire comburente, bombas de calor, *heat pipes* y termosifones, calentamiento de aire con aguas residuales y calentamiento de aire con vapores residuales, entre otros. Así mismo, se tratarán algunos fundamentos para la optimización de sistemas energéticos, se establecerán funciones objetivo para el análisis de optimización y se desarrollara la metodología del análisis Pinch para diferentes sistemas térmicos seleccionados.

Contenido

Introducción.....	11
1. Intercambiadores de calor.....	15
1.1 Tipos de intercambiadores de calor.....	15
1.2 Análisis de los intercambiadores de calor.....	20
1.3 Método LMTD.....	27
1.3.1 Intercambiador de calor de flujo paralelo.....	27
1.3.2 Intercambiador de calor a contraflujo.....	29
1.3.3 Intercambiadores de coraza y tubo con múltiples pasos o flujo cruzado.....	31
1.4 Método de la efectividad NTU.....	35
1.5 Otras consideraciones de diseño.....	44
1.6 Ejercicios propuestos.....	46
2. Tecnología y análisis Pinch.....	49
2.1 Construcción de curvas compuestas.....	52
2.2 Algoritmo de la tabla problema.....	57
2.3 La curva compuesta cambiada y la gran curva compuesta.....	60
2.4 Diseño de redes de intercambio de calor.....	62
2.5 Ejercicios propuestos.....	66
3. Recuperación en productos de combustión.....	69
3.1 Diagnóstico de la combustión.....	69
3.2 Control de la relación aire combustible.....	74
3.3 Recuperación de calor sensible.....	78
3.4 Ejercicios propuestos.....	84
4. Bombas de calor.....	87
4.1 Principio de funcionamiento.....	89
4.2 Fundamentos termodinámicos de la bomba de calor.....	92
4.2.1 Ciclo ideal de compresión de vapor en la bomba de calor.....	96
4.2.2 Ciclo real de compresión de vapor en la bomba de calor.....	96
4.2.3 Fundamentos termodinámicos de psicrometría.....	99
4.2.4 Acondicionamiento de aire.....	106

4.3	Fluidos de trabajo	108
4.3.1	Nomenclatura de refrigerantes	108
4.4	Análisis económico de la bomba de calor	114
4.5	Tipos de bombas de calor	118
4.6	Aplicaciones de la bomba de calor	126
4.7	Lecturas recomendadas	139
4.8	Ejercicios propuestos	141
5.	Heat pipes y termosifones	143
5.1	Principio de operación de los heat pipes	145
5.2	Fluidos de trabajo	146
5.3	Malla capilar	149
5.3.1	Propiedades físicas de la malla capilar	155
5.4	Cuerpos contenedores de heat pipes.....	159
5.6	Límites de operación de los heat pipe	168
5.6.2	Límite sónico.....	169
5.6.3	Límite viscoso	171
5.6.4	Límite de arrastre.....	172
5.6.5	Límite de ebullición	173
5.7	Tipos de heat pipe y termosifones	174
5.7.1	heat pipe de conductancia variable.....	174
5.7.2	Heat pipes como diodos térmicos	175
5.7.3	Heat pipes oscilantes	176
5.7.4	heat pipe en ciclo cerrado	177
5.7.5	Otros tipos de heat pipes	179
5.8	Aplicaciones de los heat pipes y termosifones	181
5.8.1	Aislamiento térmico y homogenización de temperatura	181
5.8.2	Almacenamiento de calor	182
5.8.3	Reactores químicos	183
5.8.4	Uso eficiente de la energía y energías renovables.....	183
5.8.5	Otras aplicaciones	184
5.9	Lecturas recomendadas	196
5.10	Ejercicios propuestos.....	197
	Bibliografía	199

Introducción

Es innegable que los grandes avances de la tecnología y el desarrollo de la humanidad han estado ligados al descubrimiento y explotación de distintas formas de energía, entre las que sobresale la generación de calor a partir de la combustión. El calor, energía en tránsito originada por la diferencia de temperatura entre dos sustancias, es sin duda el motor de numerosas aplicaciones modernas en la industria, ya que el uso eficiente de éste repercute en un aprovechamiento máximo de la energía disponible, con la consecuente reducción en costos e impacto ambiental.

Las principales razones para diseñar e implementar un sistema de recuperación de calores residuales radican en consideraciones de tipo económico y ambiental. El protocolo de Kioto y todos los acuerdos gubernamentales a nivel global que buscan un descenso en las emisiones de dióxido de carbono han obligado a reflexionar acerca de los modelos tradicionales de consumo y transformación de la energía, especialmente aquella derivada de los combustibles fósiles, con el fin de encontrar métodos alternativos más eficientes y más amigables con el planeta.

Todo el calor que pueda ser recuperado satisfactoriamente substituye parte de la energía requerida a partir de los combustibles y por lo tanto reduce los costos de la energía consumida y las emisiones contaminantes en los procesos industriales. Existe un número considerable de usos que se pueden asignar a estos calores residuales y estos dependen en gran parte de la temperatura y condición de los fluidos a partir de los cuales pueden obtenerse, el equipo de recuperación usado y la valoración económica del desempeño global del sistema.

Con base en los usos y tipos de intercambiadores de calor, se pueden identificar dos áreas principales de aplicación de la recuperación de calores residuales, el calentamiento de gases y el calentamiento de líquidos. También se pueden identificar unas áreas más especializadas de aplicación relacionadas con el control de la contaminación, recuperación de calor de una fuerza motriz y el calentamiento de cargas que entran a los procesos, entre otros.

La mayoría de las tecnologías descritas en este texto pueden ser usadas cuando el calor residual está a una temperatura suficientemente

alta (mayor a 200 °C) y esta temperatura es el limitante máximo en el proceso; sin embargo, también se describen las bombas de calor y los *heat pipes*, que pueden ser usados para asimilar el calor residual de baja temperatura como una fuente de calentamiento capaz de elevar la temperatura limitante en el proceso de recuperación de calor, encontrándose en este campo un amplio rango de aplicaciones como, por ejemplo, en algunos procesos de calentamiento y secado.

En general, una temperatura suficientemente alta indica un calor residual de alta calidad y mayores potenciales de ahorro con la recuperación de calor, puesto que el calor sensible de desecho es directamente proporcional a la temperatura. En la Tabla 2 se presentan algunos sistemas industriales con potenciales para la recuperación de calor y sus rangos de temperatura. La Tabla 2 muestra una clasificación que depende del potencial de recuperación de calor y las posibilidades de utilizarlo (calidad del calor residual). A partir de esta información puede inferirse que los procesos industriales ofrecen un potencial de recuperación de calor que garantiza una mejora en la eficiencia energética.

TABLA1. RANGOS DE TEMPERATURAS DE CALORES RESIDUALES PARA VARIAS FUENTES

AltaTemperatura		Mediana Temperatura		BajaTemperatura	
Tipo de sistema	Temp.°C	Tipo de sistema	Temp. °C	Tipo de sistema	Temp. °C
Horno de fusión de aluminio	650-60	Humos de una caldera de vapor	230-480	Procesos de condensado de vapor	55-88
Horno de calentamiento de acero	925-1.050	Humos de una turbina a gas	370-540	Máquinas de inyección de moldes	32-88
Horno reverbero de cobre	900-1.100	Humos de un motor de combustión interna	315-600	Hornos de revenido	66-230
Horno de fundición de vidrio	1.000-1.550	Humos de un motor de combustión interna (turboalimentado)	230-370	Compresores de aire	27-50
Incineradores de desechos sólidos	650-1.000	Horno de tratamientos térmicos	425-650	Hornos de secado, panadería y curado	93-230
Horno de refinado de níquel	1.370-1.650	Hornos de secado y panadería	230-600	Líquidos calientes procesados	32-232

Fuente: Bureau of Energy Efficiency, Disponible en: www.beeindian.in. Fecha de consulta: 12 de junio de 2011.

TABLA 1. FUENTE Y CALIDAD DE CALORES RESIDUALES

n.º	Fuente	Calidad	Observaciones
1	Calor en productos de combustión.	Alta	A mayor temperatura de los gases, mayor potencial de recuperar calor.
2	Calor en corrientes de vapor.	Alta	También es primordial la temperatura, pero si se condensa el calor latente también es recuperado.
3	Pérdidas convectivas y radiantes hacia el exterior del equipo.	Baja	Si se recupera puede ser utilizada para calentar espaciosos precalentar aire.
4	Pérdidas de calor en el suministro o almacenamiento de agua refrigerada.	Alta	Si puede ser utilizado para reducir la demanda por refrigeración.
5	Calor almacenado en productos que salen de proceso.	Baja	La calidad depende de su temperatura.
6	Calor en efluentes líquidos y gaseosos que salen del proceso.	Baja	Si van muy contaminados, perjudicando los materiales del intercambiador de calor.

Fuente: Bureau of Energy Efficiency, Disponible en: www.beeindia.in. Fecha de consulta: 12 de junio de 2011.

Algunos estudios sugieren la posibilidad de recuperar entre un 40 y 60 % de la energía contenida en las fuentes de calor que son desechadas en la industria, aunque algunas tecnologías basadas en recuperadores de calor regenerativos o en intercambiadores con configuraciones de contraflujo pueden alcanzar hasta un 95 % de recuperación de calor residual. Estas posibilidades repercuten en un aumento en la eficiencia térmica de cada equipo que interviene en el proceso, que puede oscilar entre 4 y 8 %. Este porcentaje de mejora representa ahorros de energía significativos que compensan satisfactoriamente los costos de inversión en las tecnologías de recuperación de calor, llegando incluso a obtenerse períodos de retorno de inversión menores a dos años, lo cual, en términos de evaluación de proyectos, es bastante atractivo. Además, el ahorro en combustible primario puede llegar hasta un 40% si las fuentes de calor residual, especialmente los gases de combustión, se encuentran a una temperatura superior a 300 °C.

Todo lo expuesto hasta el momento sugiere que cualquier proyecto orientado hacia el uso eficiente y racional de la energía

debe tener presente la recuperación de calores residuales como un componente fundamental, y esto no sería posible a menos que se tenga un conocimiento claro de todas aquellas tecnologías con las cuales puede implementarse tal recuperación. Por esta razón, este texto ha sido concebido como un aporte para reconocer las diferentes alternativas de diseño y de incorporación de tecnologías de recuperación de calor en los procesos industriales, con el fin de brindar a los profesionales de la ingeniería herramientas con las cuales puedan mejorar los indicadores de uso racional de la energía en sus campos de acción.

1. Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo usado para transferir energía térmica entre dos o más fluidos, entre una superficie sólida y un fluido o entre partículas sólidas y un fluido que se encuentran a diferentes temperaturas, en contacto térmico y donde generalmente no existen fuentes externas de calor o interacciones de trabajo.

La importancia de los intercambiadores de calor se ha incrementado en los últimos años desde el punto de vista de conservación de la energía, conversión, recuperación e implementación de nuevas fuentes energéticas, así como para mitigar impactos ambientales debidos a diferentes tipos de contaminación sea esta térmica, en el aire, agua y el tratamiento de residuos industriales (Bejan, 2003).

Los intercambiadores de calor son usados en procesos como generación de energía, transporte, aire acondicionado, refrigeración, criogénicos, recuperación de calores de desecho, combustibles alternativos e industrias manufactureras, como componentes claves de muchos productos industriales disponibles en el mercado.

Este capítulo tiene como objetivo describir la teoría de diseño térmico e hidráulico de intercambiadores de calor para una operación en estado estable en referencia a los siguientes aspectos: diferenciar y seleccionar los tipos de intercambiadores de calor por sus características, materiales y desempeño; introducir y aplicar conceptos aprendidos en cursos previos de transferencia de calor, mecánica de fluidos, termodinámica, cálculo diferencial e integral para la teoría de diseño de intercambiadores de calor, introducir y aplicar conceptos básicos de diseño de intercambiadores de calor para solucionar los problemas prácticos en la industria en especial relacionados con la recuperación de calores residuales.

1.1 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

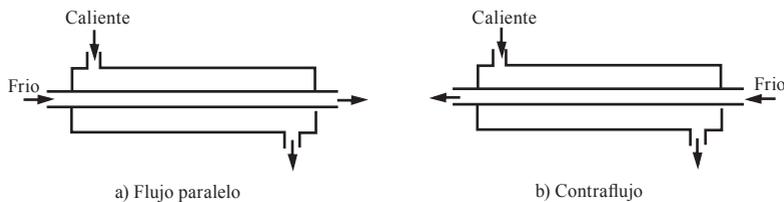
Varias clasificaciones se han dado a los intercambiadores de calor en la literatura, en algunos casos según los procesos de transferencia de calor, tipo de construcción, tipo de flujo, número de fluidos o densidad

de área, entre otros. En este capítulo se describen y estudian algunos tipos de intercambiadores de calor básicos para la recuperación de calores residuales, entre los cuales se tienen los siguientes:

INTERCAMBIADOR DE CALOR DE DOBLE TUBO

Este tipo de intercambiador consiste de dos tubos concéntricos; la región anular puede ser usada tanto para el fluido caliente como para el fluido frío, mientras el otro fluido ocupa la tubería interna. Puede ser usado a contraflujo o en flujo paralelo, el tubo interior puede ser plano o aleteado para mejorar la transferencia de calor. La Figura 1.1 a) y b) representa esquemáticamente un intercambiador de calor de doble tubo con flujo paralelo y contraflujo respectivamente.

FIGURA 1.1 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE DOBLE TUBO



Fuente: Incropera F.P; Bergman T.L; Dewitt D.P. y Lavine A.S. (2006). Fundamentals of Heat and Mass Transfer 6ª ed. John Wiley & Sons.

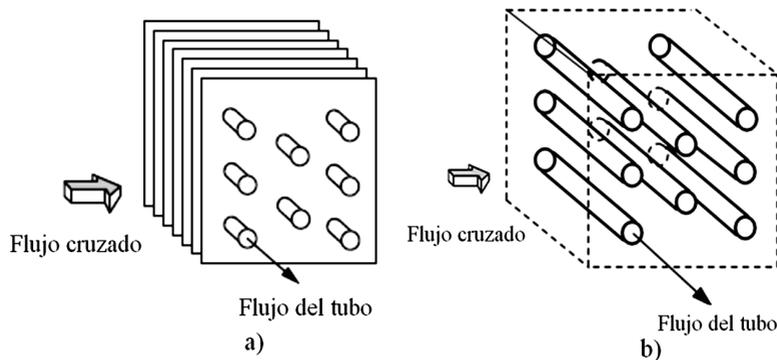
INTERCAMBIADOR DE FLUJO TRANSVERSAL O CRUZADO

Este intercambiador es muy utilizado para calentar aire o gases y en aplicaciones de refrigeración. En él se puede hacer circular un fluido por el interior de un haz de tubos, mientras que el otro fluido circula transversalmente a los tubos.

Se dice que la corriente que circula por el interior de los tubos está sin mezclar, mientras que la corriente transversal a los tubos es mezclada. El gas es mezclado porque puede moverse libremente mientras intercambia calor; el otro fluido está confinado dentro de conductos tubulares separados de modo que no puede mezclarse consigo mismo durante el proceso de transferencia de calor.

También dentro de esta clasificación pueden encontrarse ambos fluidos no mezclados. En este caso, el gas circula a través de haces de tubos con aletas; ello indica que no está mezclado, puesto que está confinado en canales separados por las aletas según pasa a través del intercambiador. En la Figura 1.2 a) y b) se presenta esquemáticamente los dos tipos de intercambiadores de flujo cruzado descritos.

FIGURA 1.2 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO CRUZADO. A) AMBOS FLUIDOS SIN MEZCLAR; B) UN FLUIDO MEZCLADO Y OTRO SIN MEZCLAR



Fuente: Incropera F. P; Bergman T. L; Dewitt D.P. y Lavine A. S. (2006). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 6.ª ed. - John Wiley & Sons.

INTERCAMBIADOR DE CORAZA Y TUBOS

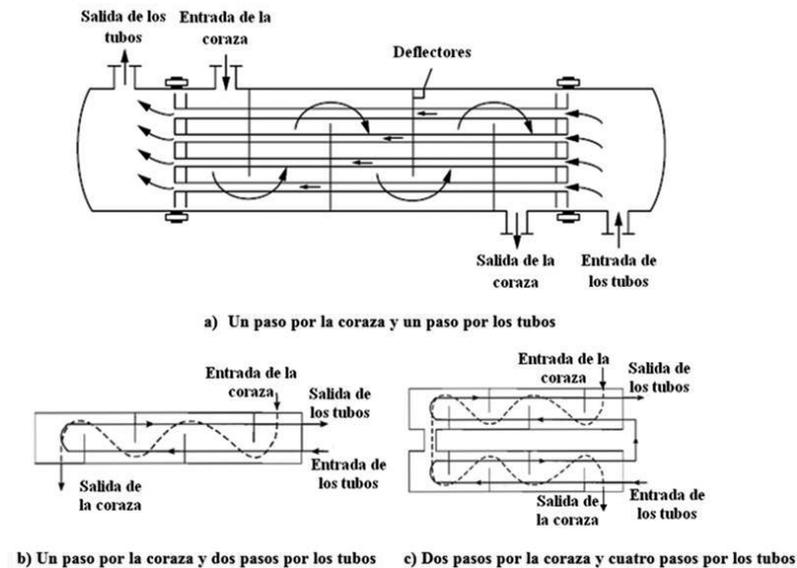
Dispositivo ampliamente utilizado en la industria de procesos químicos. Como se puede apreciar en la Figura 1.3, uno de los fluidos circula por el interior de los tubos mientras que el otro fluido se obliga a circular por el espacio comprendido entre la superficie exterior de los tubos y la coraza. Para asegurarse de que el fluido del lado de la coraza circule transversalmente a los tubos, ocasionando así una mayor transferencia de calor, se suele poner en la coraza unos deflectores. También existen algunas diferencias específicas en estos intercambiadores de calor relacionadas con el número de pasos de tubos y coraza.

INTERCAMBIADOR DE CALOR COMPACTO

A diferencia de los intercambiadores de coraza y tubo, los intercambiadores de calor compactos se caracterizan por tener una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen, por lo tanto un tamaño reducido. Se utilizan principalmente en las corrientes de fluidos en las que los coeficientes globales de transferencia de calor son bajos, como los gases.

La característica de intercambiador de calor compacto ocurre cuando la densidad de área de transferencia de calor β es mayor que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ (Hesselgreaves, 2001). Esta densidad de área es la relación entre el área superficial de transferencia de calor y el volumen del intercambiador de calor. Algunos ejemplos pueden observarse en la Tabla 1.1.

FIGURA 1.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS



Fuente: Incropera F. P; Bergman T. L; Dewitt D.P. y Lavine A. S. (2006). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 6.^a ed. John Wiley & Sons.

TABLA 1.1. INTERCAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS

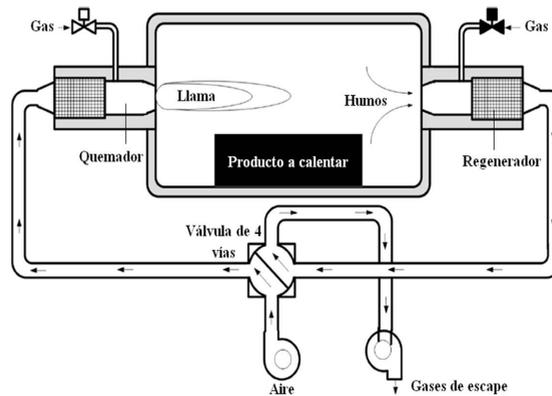
Intercambiador	β (m ² /m ³)
Radiador de automovil	1:000
Regenerador de un motor Stirling	15:000
Pulmon humano	20:000

Fuente: Kuppam, T. (2000). *Heat exchanger design handbook*. Marcel Dekker, Inc.

INTERCAMBIADORES DE CALOR REGENERATIVOS

Este es un intercambiador de calor gas-sólido-gas, en el cual la transferencia del fluido caliente al fluido frío ocurre por la acción de una pareja de matrices sólidas porosas. Los fluidos caliente y frío fluyen alternadamente a través de cada matriz, el fluido caliente almacena calor en esta y el fluido frío los extrae en el ciclo siguiente. En la Figura 1.4 se presenta una aplicación de intercambiadores de calor regenerativos, en el cual el fluido caliente corresponde a productos de combustión que se desean enfriar y el fluido frío al aire de combustión que se busca precalentar.

FIGURA 1.4 INTERCAMBIADOR DE CALOR REGENERATIVO



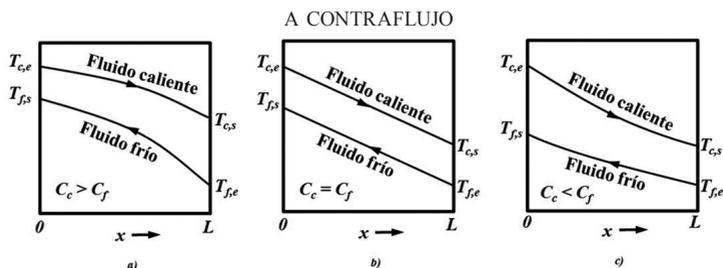
Fuente: Copete, L.H. (2008). *Combustión con exceso de entalpía*. Revista Tecnológicas, Vol 21. Pág.169-190.

1.2 ANÁLISIS DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los recuperadores de calor son dispositivos que cumplen la definición básica de un intercambiador de calor es decir, un dispositivo diseñado para transferir calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas sin que haya mezclado entre ellos, en este caso son dos fluidos separados por una superficie de transferencia de calor en cualquiera de los cuatro primeros tipos de intercambiadores descritos en la Sección 1.1.

En un intercambiador de calor a contraflujo como el mostrado en la Figura 1.1 b, la variación de la temperatura de los dos fluidos es idealizada en una dimensión como se muestra en la Figura 1.5. Donde $C_c = (\dot{m}C_p)_c$ es la capacidad calorífica del fluido caliente producto del flujo másico por el calor específico a presión constante, C_f es la capacidad calorífica del fluido frío, los subíndices c y f corresponden al fluido caliente y frío, respectivamente, y los subíndices e y s la entrada y salida en el intercambiador, respectivamente.

FIGURA 1.5 DISTRIBUCIONES DE TEMPERATURA EN UN INTERCAMBIADOR



Fuente: Shah, R.K.y Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*.

John Wiley & Sons, Inc.

La configuración a contraflujo presenta una condición termodinámica superior a cualquier otro arreglo de intercambiadores de calor, es el más eficiente y aquel que produce el mayor cambio de temperatura en cada fluido, dados el coeficiente global de transferencia de calor, las capacidades caloríficas y las temperaturas de entrada de los fluidos.

Para determinar la transferencia de calor en un intercambiador se hace un balance de la primera ley de la termodinámica, para lo cual son válidas las siguientes condiciones generales:

Flujo estable, debido a que normalmente operan durante periodos prolongados sin cambio en sus condiciones de operación; cambio despreciable en la energía cinética, debido a que las corrientes del fluido prácticamente no experimentan cambios en sus velocidades; cambio en la energía potencial despreciable, debido a que las corrientes del fluido prácticamente no experimentan cambios en su elevación; calor específico constante en un valor promedio, por encontrarse las corrientes del fluido en un intervalo específico de temperatura; conducción axial despreciable a lo largo del tubo; y superficie exterior del intercambiador de calor perfectamente aislada que impide intercambio de calor con los alrededores y no hay interacciones de trabajo.

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q}_{al} + \dot{W} + \dot{m}_c(h_c + \frac{V_c^2}{2} + gz_c) - \dot{m}_f(h_f + \frac{V_f^2}{2} + gz_f) \quad (1.1)$$

donde E es energía total, Q_{al} calor a los alrededores, W trabajo, h entalpía, $\frac{V^2}{2}$ energía cinética y gz energía potencial.

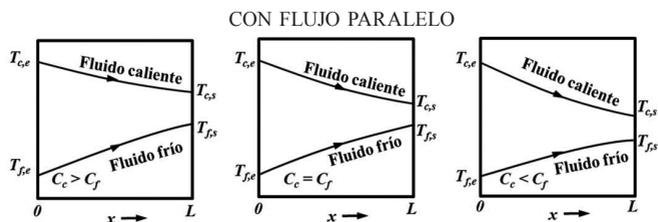
Teniendo en cuenta las consideraciones anteriores, se requiere entonces que la transferencia de calor desde el fluido caliente sea igual a la transferencia de calor hacia el fluido frío:

$$q = C_c(T_{c,e} - T_{c,s}) = C_f(T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (1.2)$$

La única ocasión donde el cambio de temperatura del fluido frío es igual al cambio de la temperatura del fluido caliente es cuando las capacidades caloríficas de los dos fluidos sean iguales.

En la configuración de flujo paralelo, las variaciones de temperatura idealizadas en una dimensión son mostradas en la Figura 1.6; este arreglo presenta la menor eficiencia entre las diferentes configuraciones de intercambiadores de calor dadas las mismas condiciones de coeficiente global de transferencia de calor, capacidades caloríficas y temperaturas de entrada.

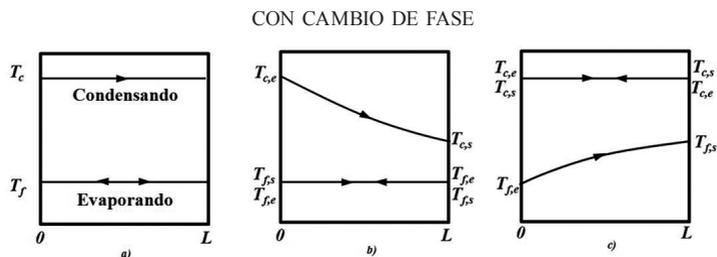
FIGURA 1.6 DISTRIBUCIONES DE TEMPERATURA EN UN INTERCAMBIADOR



Fuente: Shah, R.K.y Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*.
John Wiley & Sons, Inc.

Cuando hay cambio de fase en uno o ambos fluidos, el proceso se mantiene a temperatura constante y la distribución de temperatura idealizada en el intercambiador se observa en la Figura 1.7 a) ambos fluidos con cambio de fase, uno condensándose y el otro evaporándose; b) un fluido enfriándose y el otro evaporándose; y c) un fluido condensándose y el otro calentándose.

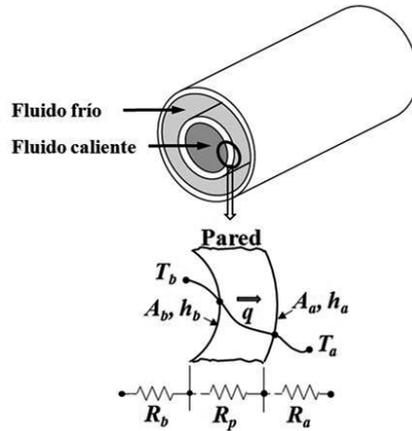
FIGURA 1.7 DISTRIBUCIONES DE TEMPERATURA EN UN INTERCAMBIADOR



Fuente: Shah, R.K.y Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*.
John Wiley & Sons, Inc.

Los mecanismos predominantes de transferencia de calor en un intercambiador típico de doble tubo, como el mostrado en la Figura 1.8, son la convección en el fluido caliente hacia la pared, la conducción a través de la pared, y nuevamente la convección hacia el fluido frío; los subíndices b y a corresponden a las superficies interior y exterior del tubo interno, respectivamente; y el subíndice p representa la pared. Los efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

FIGURA 1.8 RESISTENCIAS TÉRMICAS EN UN INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO



Fuente: Cengel, Y. A. y Boles, M. A. (2002). Heat transfer: a practical approach. McGraw Hill.

La resistencia térmica total asociada a este proceso de transferencia de calor involucra las dos resistencias de convección y una de conducción, se expresa de la siguiente manera:

$$R = R_{total} = R_b + R_p + R_a = \frac{1}{h_b A_b} + \frac{\ln(D_a/D_b)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_a A_a} \quad (1.3)$$

donde h es el coeficiente convectivo, k la conductividad térmica, A área de transferencia de calor y L longitud del intercambiador de calor.

Para expresar el calor transferido en términos de esta resistencia total de una forma más conveniente:

$$q = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T = U_b A_b \Delta T = U_a A_a \Delta T \quad (1.4)$$

donde U es el coeficiente global de transferencia de calor que relaciona la resistencia térmica total y posee unidades idénticas a las del coeficiente de transferencia de calor por convección en la ley de Newton ($W/m^2\text{°C}$). En forma general se tiene (Cengel, 2002):

$$U = \frac{I}{\frac{1}{h_b A_b} + \frac{\ln(D_a/D_b)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_a A_a}} \quad (1.5)$$

Si el coeficiente global de transferencia de calor está referido a la superficie exterior A_a , el valor de U_a será:

$$U_a = \frac{I}{\frac{A_a}{h_b A_b} + \frac{A_a \ln(D_a/D_b)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_a}} \quad (1.6)$$

Mientras que si viene referido a la superficie interior A_b será:

$$U_b = \frac{I}{\frac{1}{h_b} + \frac{A_b \ln(D_a/D_b)}{2\pi k L} + \frac{A_b}{h_a A_a}} \quad (1.7)$$

En un proyecto de diseño de intercambiadores de calor es necesario calcular los coeficientes de transferencia de calor individuales, pero suele ser útil en las estimaciones preliminares tener un valor aproximado de U , típico de las condiciones que han de encontrarse en la práctica; se debe tener en cuenta que, en muchos casos, el valor de U es determinado casi completamente por la resistencia térmica en una de las películas fluido-sólido, como sucede, por ejemplo, cuando uno de los fluidos es un gas y el otro un líquido, o si uno de los fluidos es un líquido en ebullición con un coeficiente de transferencia térmica muy grande.

En la Tabla 1.2 se muestran valores representativos del coeficiente de transferencia de calor total U . Como puede observarse, este coeficiente varía desde alrededor de 10 W/m²°C para los intercambiadores de calor gas con gas, hasta alrededor de 6.000 W/m²°C para los intercambiadores que comprenden cambio de fase. Esto es atribuible a que los gases tienen conductividades térmicas muy bajas y los procesos de cambio de fase están relacionados con capacidades caloríficas muy altas.

TABLA 1.2 VALORES REPRESENTATIVOS DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Intercambiador de calor	U (W/m ² C)
Agua con agua	850 - 1.700
Agua con aceite	100 - 350
Condensador de vapor de agua	1.000 - 6.000
Gas con gas	10 - 40
Agua con aire en tubos con aletas (agua en los tubos)	25 - 50

Fuente: Kuppan, T. (2000). Heat exchanger design handbook. Marcel Dekker, Inc.

Retomando la Ecuación 1.4, al cancelar ΔT se convierte en:

$$\frac{I}{UA} = \frac{I}{U_b A_b} = \frac{I}{U_a A_a} = R = \frac{I}{h_b A_b} + R_p + \frac{I}{h_a A_a} \quad (1.8)$$

Cuando el espesor de la pared de intercambio de calor es muy pequeño y la conductividad térmica del material muy alta, como es común en los intercambiadores de calor, la resistencia térmica de dicha pared es muy pequeña y puede asumirse despreciable ($R_p \approx 0$), y las superficies interior y exterior del mismo son casi idénticas; entonces es válido suponer también que $A_b \approx A_a \approx A$. Entonces la Ecuación 1.8 para el coeficiente global de transferencia de calor se simplifica y queda de la siguiente manera:

$$\frac{I}{U} \approx \frac{I}{h_b} + \frac{I}{h_a} \quad (1.9)$$

donde $U \approx U_b \approx U_a$. El coeficiente global de transferencia de calor U para este caso es influenciado por el coeficiente de convección más pequeño, debido a una mayor resistencia a la transferencia de calor. Esta situación se presenta con frecuencia cuando uno de los fluidos es un gas y el otro es un líquido, dificultándole la transferencia de calor por el lado del gas, lo cual puede ser mejorado con el uso de aletas en este lado del intercambiador de calor.

Después de cierto tiempo de operación de los intercambiadores, resulta difícil predecir el coeficiente global de transferencia de calor, y el rendimiento o la capacidad de entregar calor suele disminuirse por la acumulación de películas de suciedad sobre la superficie de la pared que realiza la transferencia térmica.

Estas incrustaciones provocan un aumento en la resistencia térmica del sistema, por lo tanto una disminución del calor transferido. Este efecto se puede contrarrestar mediante la introducción de otra resistencia térmica, denominada *factor de incrustación* R_f , el cual es una medida de la resistencia térmica introducida por la incrustación y depende de la temperatura de operación, la velocidad de los fluidos y el tiempo de operación del intercambiador.

Esta resistencia térmica normalmente se determina experimentalmente al realizar ensayos sobre intercambiadores limpios y repitiéndolos después de un tiempo prolongado de operación. En la Tabla 1.3 se entregan algunos ejemplos de factores representativos de incrustación de suciedades representativos en intercambiadores de calor, aunque se debe aclarar que este factor es variable durante el ciclo de vida del intercambiador partiendo de un valor de 0 cuando el intercambiador está limpio antes de entrar en servicio. En aplicaciones donde es probable que ocurra la incrustación, debe considerarse en el diseño y selección de los intercambiadores de calor.

TABLA 1.3 VALORES REPRESENTATIVOS DEL FACTOR DE INCRUSTACIÓN

Fluido	R_f (m ² °C/W)
Agua de mar, agua tratada, agua de río, agua de alimentación de calderas: por debajo de 50 °C	0,0001
por encima de 50 °C	0,0002
Líquidos refrigerantes	0,0002
Vapor de agua libre de aceite	0,0001
ACPM	0,0009
Aire	0,0004

Fuente: Kuppan, T. (2000). *Heat exchanger design handbook*. Marcel Dekker, Inc.

Para el caso común de un intercambiador cilíndrico de doble tubo con flujos e incrustación en la parte interna y externa del tubo interior, la resistencia total para transferir el calor entre las dos corrientes esta dada por:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_b A_b} = \frac{1}{U_a A_a} = R = \frac{1}{h_b A_b} + \frac{R_{f,b}}{A_b} + \frac{\ln(D_a/D_b)}{2\pi k L} + \frac{R_{f,a}}{A_a} + \frac{1}{h_a A_a} \quad (1.10)$$

donde $R_{f,b}$ y $R_{f,a}$ son los factores de incrustación de esas superficies.

1.3 MÉTODO LMTD

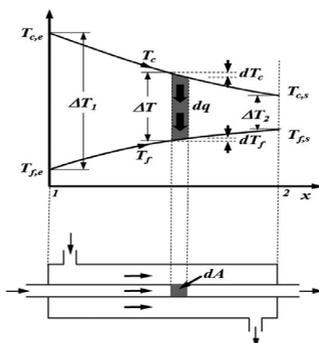
Para encontrar el calor total transferido en el análisis de intercambiadores de calor también es posible utilizar la expresión $q = UA\Delta T$ similar a la ley de enfriamiento de Newton, donde ΔT es la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío $\Delta T = T_c - T_f$. En esta expresión hay que tener presente que la diferencia de temperatura entre los dos fluidos varía a lo largo del intercambiador de calor, por lo que resulta conveniente tener una diferencia de temperatura media ΔT_m ; entonces resulta que $q = UA\Delta T_m$. Para realizarse el análisis se debe tener presente la forma específica de ΔT_m según sea la configuración del intercambiador.

1.3.1 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO PARALELO

Los perfiles de temperatura para las corrientes caliente y fría en un intercambiador de calor en flujo paralelo se muestran en la Figura 1.9. Como puede observarse, la diferencia de temperaturas entre los dos fluidos es grande a la entrada, pero disminuye exponencialmente hacia la salida.

En este tipo de intercambiador, la temperatura de salida del fluido frío nunca podrá sobrepasar la temperatura del fluido caliente a lo largo del intercambiador.

FIGURA 1.9 PERFILES DE TEMPERATURA EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO PARALELO



Fuente: Cengel, Y. A. y Boles, M. A. (2002). *Heat transfer: a practical approach*. McGraw Hill.

Al aplicar un balance de energía a cada fluido sobre un elemento diferencial del intercambiador de calor se tiene:

$$dq = -\dot{m}_c C_{p,c} dT_c = -C_c dT_c \quad (1.11)$$

$$dq = -\dot{m}_f C_{p,f} dT_f = C_f dT_f \quad (1.12)$$

La transferencia de calor a través del área del elemento diferencial también se puede expresar como:

$$dq = U dA (T_c - T_f) \quad (1.13)$$

Para realizar la integral de la Ecuación 1.13 es necesario realizar la diferencia entre las Ecuaciones 1.11 y 1.12:

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -dq \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right) \quad (1.14)$$

Al sustituir dq en la Ecuación 1.13, reagrupar términos e integrar para todo el intercambiador de calor, se obtiene:

$$\int_e^s \frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -U \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right) \int_e^s dA \quad (1.15)$$

Así que:

$$\ln \left(\frac{T_{c,s} - T_{f,s}}{T_{c,e} - T_{f,e}} \right) = -UA \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right) \quad (1.16)$$

Al sustituir las capacidades caloríficas de la Ecuación 1.2 se obtiene:

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -UA \left(\frac{T_{c,e} - T_{c,s}}{q} + \frac{T_{f,s} - T_{f,e}}{q} \right) \quad (1.17)$$

$$= -\frac{UA}{q} [(T_{c,e} - T_{f,e}) - (T_{c,s} - T_{f,s})] \quad (1.18)$$

Como se observa en la Figura 1.9 $\Delta T_1 = (T_{c,e} - T_{f,e})$ y $\Delta T_2 = (T_{c,s} - T_{f,s})$; se obtiene entonces:

$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (1.19)$$

donde:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (1.20)$$

es la *diferencia de temperatura media logarítmica* (LMTD), con

$$\Delta T_1 = (T_{c,e} - T_{f,e}) = (T_{c,1} - T_{f,1}) \quad (1.21)$$

ΔT_{ml} es una representación exacta de la diferencia de temperatura promedio entre los fluidos caliente y frío, reflejando el decaimiento exponencial de la diferencia de temperatura local.

Es conveniente trabajar siempre con la diferencia de temperatura media logarítmica, ya que sigue el perfil real de temperatura de los fluidos y se incurre en un error al utilizar la diferencia de temperatura media aritmética

1.3.2 INTERCAMBIADOR DE CALOR A CONTRAFLUJO

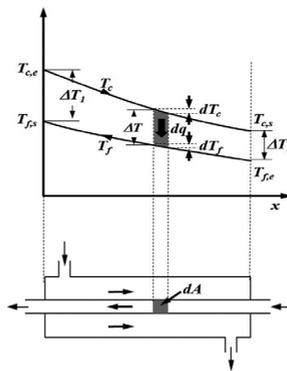
En la Figura 1.10 se presentan los perfiles de temperatura para las corrientes caliente y fría en un intercambiador de calor a contraflujo.

Para esta aplicación, la temperatura de salida del fluido frío puede que sobrepase la temperatura de salida del fluido caliente, pero nunca puede ser mayor que la de entrada del fluido caliente. Las expresiones de la Ecuación 1.21 se pueden aplicar para diferentes intercambiadores de calor, entre ellos los intercambiadores a contraflujo, y al realizar una análisis similar al hecho para el intercambiador de calor de flujo paralelo, se puede demostrar que las Ecuaciones 1.19 y 1.20 también se aplican, y solo se modifican las diferencias de temperaturas en los puntos extremos, quedando de la siguiente manera:

$$\Delta T_1 = (T_{c,e} - T_{f,e}) = (T_{c,1} - T_{f,1}) \quad (1.22)$$

$$\Delta T_2 = (T_{c,s} - T_{f,s}) = (T_{c,2} - T_{f,2})$$

FIGURA 1.10 PERFILES DE TEMPERATURA EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR A CONTRAFLUJO



Fuente: Cengel, Y. A. y Boles, M. A. (2002). *Heat transfer: a practical approach*. McGraw Hill.

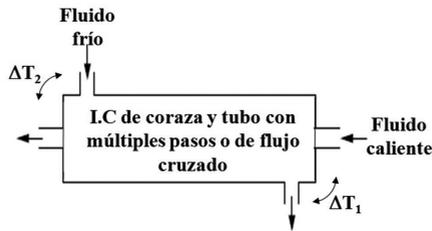
La diferencia de temperatura media logarítmica siempre es mayor para un intercambiador de calor a contraflujo que para el de flujo paralelo, lo cual indica que para transferir igual cantidad de calor se necesita menor área de transferencia de calor. En la práctica son ampliamente utilizados:

$$\Delta T_{ml,CF} > \Delta T_{ml} \quad (1.23)$$

1.3.3 INTERCAMBIADORES DE CORAZA Y TUBO CON MÚLTIPLES PASOS O FLUJO CRUZADO

Para estos tipos de intercambiadores de calor, se puede realizar un análisis similar a los anteriores, obteniendo expresiones matemáticas más complejas, ya que en la literatura ΔT_{ml} es normalmente afectada por un factor de corrección F que depende de la configuración geométrica del intercambiador y de las condiciones de entrada y salida del fluido caliente y frío, en este caso ΔT_1 y ΔT_2 de la Figura 1.11.

FIGURA 1.11 DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE CORRECCIÓN



Fuente: Kern, D. Q. (1999). *Process Heat Transfer*. McGraw Hill.

El factor de corrección siempre es menor que la unidad, con un valor límite de 1 exclusivamente cuando es un intercambiador a contraflujo. En este contexto son válidas las siguientes expresiones:

$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{ml,CF} \quad (1.24)$$

$$Q = UAF \Delta T_{ml,CF} \quad (1.25)$$

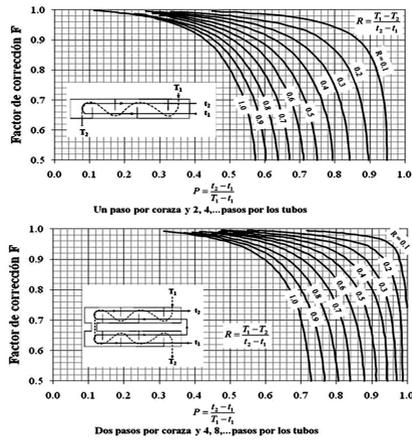
$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= (T_{c,e} - T_{f,s}) \\ \Delta T_2 &= (T_{c,s} - T_{f,e}) \end{aligned} \quad (1.26)$$

Para encontrar el factor de corrección, es útil emplear las gráficas presentadas en las Figuras 1.12 y 1.13, para lo cual se requiere encontrar los parámetros P y R de la siguiente manera:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (1.27)$$

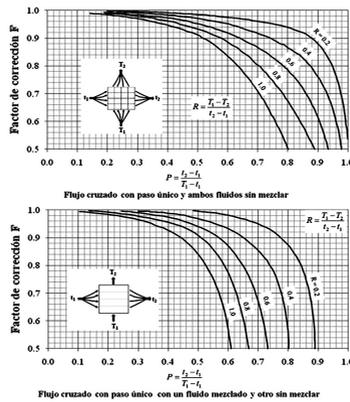
$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (1.28)$$

FIGURA 1.12 FACTOR DE CORRECCIÓN EN CORAZA Y TUBO



Fuente: Cengel, Y. A. y Boles, M. A. (2002). *Heat transfer: a practical approach*. McGraw Hill.

FIGURA 1.13 FACTOR DE CORRECCIÓN EN FLUJO CRUZADO



Fuente: Cengel, Y. A. y Boles, M. A. (2002). *Heat transfer: a practical approach*. McGraw Hill.

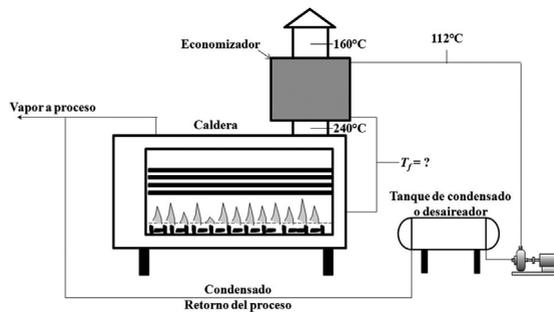
El método LMTD usado hasta el momento es útil cuando se conocen o se pueden determinar las temperaturas a la entrada y salida del intercambiador, los flujos másicos y el coeficiente global de transferencia de calor para determinar el área superficial de transferencia de calor.

El procedimiento por seguir tiene los siguientes pasos: seleccionar el tipo de intercambiador de calor apropiado para la aplicación industrial; determinar cualquier temperatura desconocida de entrada o salida y el calor transferido mediante un balance de energía; calcular la diferencia de temperatura media logarítmica y el factor de corrección si es necesario; seleccionar o calcular el valor del coeficiente global de transferencia de calor; y calcular el área superficial de transferencia de calor.

EJEMPLO 1.1

Un economizador es un intercambiador de calor que calienta el agua de suministro en una caldera al extraer energía de los productos de combustión, como se esquematiza en la siguiente Figura:

ESQUEMA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DEL EJEMPLO 1.1



Se desea diseñar un intercambiador de flujo cruzado de paso simple con un fluido mezclado y otro sin mezclar para enfriar los productos de la combustión del carbón de 240 a 160°C . El agua proviene del desaireador a una temperatura de 112°C y una presión de 10 bar. En este ejemplo vamos a encontrar la temperatura de precalentamiento

del agua, el calor recuperado y el área de transferencia de calor necesaria conociendo los siguientes parámetros:

- $\dot{m}_c = 20.000 \text{ kg/h}$
- $C_{p,c} = 1,03 \text{ kJ/kg.K}$
- $\dot{m}_f = 15.000 \text{ kg/h}$
- $C_{p,f} = 4,28 \text{ kJ/kg.K}$
- $U=30 \text{ W/m}^2\text{°C}$

Al considerar la transferencia de calor desde el fluido caliente igual a la transferencia de calor hacia el fluido frío:

$$q = C_c(T_{c,e} - T_{c,s}) = C_f(T_{f,s} - T_{f,e})$$

La temperatura de precalentamiento del agua es:

$$T_{f,s} = \frac{\dot{m}_c \times C_{p,c}}{\dot{m}_f \times C_{p,f}}(T_{c,e} - T_{c,s}) + T_{f,e}$$
$$T_{f,s} = \frac{20.000 \times 1,03}{15.000 \times 4,28}(240 - 160) + 112$$
$$T_{f,s} = 137,7 \text{ °C}$$

El calor real transferido es:

$$q = \frac{15.000 \times 4,28}{3.600}(137,7 - 112)$$
$$q = 446 \text{ kW}$$

La diferencia de temperatura media logarítmica es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)}$$

$$\Delta T_1 = (T_{c,e} - T_{f,s}) = (240 - 137,7) = 102,3$$

$$\Delta T_2 = (T_{c,s} - T_{f,e}) = (160 - 112) = 48$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{48 - 102,3}{\ln(48/102,3)} = 71,7^\circ C$$

Para encontrar el factor de corrección se emplea la gráfica de la Figura 1.13, para lo cual se requiere encontrar primero los parámetros P y R de la siguiente manera:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{137,7 - 112}{240 - 112} = 0,2$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{240 - 160}{137,7 - 112} = 3,1$$

1.4 MÉTODO DE LA EFECTIVIDAD NTU

NTU: Número de unidades de transferencia. Útil para determinar el calor transferido y las temperaturas de salida de los dos fluidos para flujos másicos y temperaturas de entrada conocidos cuando se especifican el tipo y el tamaño del intercambiador, es decir, el área superficial conocida.

Se puede determinar el rendimiento con respecto a la transferencia de calor de un intercambiador específico, o bien, determinar si el intercambiador del que se dispone realizará bien el trabajo. Se pudiera aplicar el método LMTD pero el procedimiento requeriría de tediosas iteraciones y como consecuencia no sería práctico.

El método de la efectividad NTU simplifica mucho el análisis de los intercambiadores de calor. Se basa en un parámetro adimensio-

nal llamado *efectividad de la transferencia de calor* ϵ :

$$\epsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{\text{calor real transferido}}{\text{máximo calor posible para transferir}} \quad (1.29)$$

El calor real transferido q se puede determinar por un balance de energía:

$$q = C_c(T_{c,e} - T_{c,s}) = C_f(T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (1.30)$$

El calor máximo transferido q_{\max} se determina a partir de la diferencia de temperatura máxima entre los dos fluidos y la capacidad calorífica mínima, siendo C_{\min} el valor más pequeño entre las dos cantidades C_c y C_f :

$$\Delta T_{\max} = (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (1.31)$$

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (1.32)$$

El aumento en la temperatura del fluido frío será igual a la caída de temperatura del fluido caliente cuando los flujos másicos y los calores específicos sean idénticos. El fluido con la capacidad calorífica menor experimentará un cambio más grande en la temperatura, y de este modo será el primero en experimentar la diferencia máxima de temperatura en cuyo punto se suspenderá la transferencia de calor. La determinación de q_{\max} depende de las temperaturas de entrada de los fluidos y los flujos másicos.

El calor real transferido en el intercambiador de calor se puede determinar si se conoce la efectividad del intercambiador ϵ :

$$q = \epsilon q_{\max} = \epsilon C_{\min} (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (1.33)$$

La efectividad del intercambiador permite determinar la tasa de transferencia de calor sin conocer las temperaturas de salida de los fluidos. Depende de la configuración geométrica y de la configuración de flujo.

Los diferentes tipos de intercambiadores de calor tienen relaciones distintas para la efectividad. A continuación se presenta el

procedimiento para encontrar la efectividad del intercambiador de calor de doble tubo en flujo paralelo.

Al retomar la Ecuación 1.16 y reacomodar términos se tiene:

$$\ln \left(\frac{T_{c,s} - T_{f,s}}{T_{c,e} - T_{f,e}} \right) = - \frac{UA}{C_f} \left(1 + \frac{C_f}{C_c} \right) \quad (1.34)$$

Además, al despejar $T_{c,s}$ de la Ecuación 1.30, se tiene:

$$T_{c,s} = T_{c,e} - \frac{C_f}{C_c} (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (1.35)$$

Sustituyendo esta expresión en la Ecuación 1.34, sumando y restando $T_{f,e}$, se obtiene:

$$\ln \frac{T_{c,e} - T_{f,e} + T_{f,e} - T_{f,s} - \frac{C_f}{C_c} (T_{f,s} - T_{f,e})}{T_{c,e} - T_{f,e}} = - \frac{UA}{C_f} \left(1 + \frac{C_f}{C_c} \right) \quad (1.36)$$

Esta expresión se simplifica a:

$$\ln \left[1 - \left(1 + \frac{C_f}{C_c} \right) \frac{T_{f,s} - T_{f,e}}{T_{c,e} - T_{f,e}} \right] = - \frac{UA}{C_f} \left(1 + \frac{C_f}{C_c} \right) \quad (1.37)$$

Teniendo en cuenta la definición de efectividad del intercambiador se puede obtener:

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_f (T_{f,s} - T_{f,e})}{C_{min} (T_{c,e} - T_{f,e})} \quad (1.38)$$

Por lo tanto:

$$\frac{T_{f,s} - T_{f,e}}{T_{c,e} - T_{f,e}} = \epsilon \frac{C_{min}}{C_f} \quad (1.39)$$

Sustituyendo esta expresión en la Ecuación 1.37 y despejando ϵ , se obtiene la expresión resultante para la efectividad del intercambiador de calor en flujo paralelo:

$$\epsilon_{F,P} = \frac{1 - \exp \left[- \frac{UA}{C_f} \left(1 + \frac{C_f}{C_c} \right) \right]}{\left(1 + \frac{C_f}{C_c} \right) \frac{C_{min}}{C_f}} \quad (1.40)$$

Operando la expresión para cualquiera de las dos capacidades caloríficas C_f o C_c , se obtendría una expresión similar, por lo que se cuenta con la siguiente expresión en términos de C_{min} y C_{max} :

$$\epsilon_{F,P} = \frac{1 - \exp \left[-\frac{UA}{C_{min}} \left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \right]}{\left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}} \right)} \quad (1.41)$$

para la cual no existe diferencia si C_{min} pertenece al fluido caliente o frío.

El grupo adimensional UA/C_{min} se conoce como *Número de Unidades de Transferencia* NTU por sus siglas en ingles. Es una medida del área superficial de transferencia de calor; por ende mientras mayor sea el NTU, más grande será el intercambiador de calor para valores específicos de U y C_{min} .

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (1.42)$$

En el análisis de intercambiadores de calor, resulta conveniente definir otra cantidad adimensional llamada *relación de capacidades* c :

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (1.43)$$

Se puede demostrar que la efectividad de un intercambiador de calor es función del Número de Unidades de Transferencia NTU y de la relación de capacidades c :

$$\epsilon = \text{función}(UA/C_{min}, C_{min}/C_{max}) = \text{función}(NTU, c) \quad (1.44)$$

En la literatura se han desarrollado relaciones de la efectividad para un gran número de intercambiadores de calor, entre ellas las reportadas en la Tabla 1.4 y las Figuras 1.14, 1.15 y 1.16.

Bibliografía

- Baukal. .C.E.(2004). Industrial Burner Handbook. CRC Press.
- Bejan, A y Kraus A. D.(2003). Heat Transfer Handbook. John Wiley & Son.
- Bureau of Energy Eciency, Disponible en: www.beeindia.in. Fecha de consulta: 12 de junio de 2011
- Busee C. A. (1997). Pressure drop in the vapor phase of long heat pipes. En: Proceedings of the IEEE International Thermionic Conversion Specialist Conference. New York.
- Cengel, Y. A. y Boles, M. A. (2002). Heat transfer: a practical approach. McGraw Hill.
- Cengel, Y. A. y M. A. Boles. (2009). Termodinamica. 6.a ed. Mexico. McGraw-Hill
- Colegio Ocial de Ingenieros y Tecnicos Industriales (COITI) (2011). Instruccion IF-02: Clasicacion de los refrigerantes. Sitio Web: COITI. Disponible en: http://www.coitiab.es/reglamentos/inst_frigo=reglamentos=if=IF02.htm. Fecha de consulta: 11 de agosto de 2011
- Copete, L.H. (2008). Combustion con exceso de entalpa. Revista Tecnologicas, Vol 21. Pag.169- 190.
- CORPOEMA (2011). Canasta de energeticos colombianos - precios junio 27 de 2011. Sitio Web: CORPOEMA. Disponible en: www.corpoema.com. Fecha de consulta: 9 de agosto de 2011
- Econar Energy Systems. (1993). Geosource heat pump handbook. 2. ed. Minnesota. Northland Heat Pump Association [<http://artikel-software.com/le/geo.pdf>]

Gvozdenac, D.D. (2009). Heat exchanger operating point determination. *Thermal Science*, Vol. 13, no 4, pag. 151-164.

Hesselgreaves, J.E. (2001). Compact heat exchanger. Selection design and operation. Elsevier. Science & Technology Books.

Incropera F., T. Bergman, D. Dewitt y A. Lavine. (2006) Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Nueva York. John Wiley & Sons.

International Energy Agency (IEA) (2011a). Heat pump technology. Sitio web: IEA. Disponible en: <http://www.heatpumpcentre.org/en/aboutheatpumps/heatpumptechnology/Sidor/default.aspx>. Fecha de consulta: 9 de agosto de 2011

International Energy Agency (IEA) (2011b). Heat pump center Brochure 6. Sitio web: IEA. Disponible en: <http://www-v2.sp.se/hpc/publ/HPCOrder/viewdocument.aspx? RapportId=451>. Fecha de consulta: 9 de agosto de 2011

International Energy Agency (IEA) (2011c). Heat pumps in industry. Sitio web: IEA. Disponible en: <http://www.heatpumpcentre.org/en/aboutheatpumps/heatpumpsinindustry/Sidor/default.aspx>. Fecha de consulta: 9 de agosto de 2011

International Energy Agency (IEA) (2011d). About heat pipes. Sitio web: IEA. Disponible en: <http://www.heatpumpcentre.org/en/aboutheatpumps/heatpumpsinindustry/Sidor/default.aspx>. Fecha de consulta: 9 de agosto de 2011

Kemp, I. C. (2007). Pinch Analysis and Process Integration. 2.a ed. ELSEVIER. Kern, D. Q. (1999). Process Heat Transfer. McGraw Hill.

Kudra T. y A. Mujumdar (2009). Advanced Drying Technologies. 5.a ed. Nueva York. CRC Press.

Kuppan, T. (2000). Heat exchanger design handbook. Marcel Dekker, Inc.

Langley B. (2002). Heat Pump Technology. 3. a ed. Nueva York. Prentice Hall.

Lewin, D.R; Wang, H. y Shalev, O. (1998). A generalized method for HEN synthesis using stochastic optimization - I. general framework and MER optimal synthesis. Computers Chemical Engineering. Vol 22, pag. 1503-1513.

Lienhard IV, J.H. y Lienhard V, J.H. (2008). A heat transfer textbook. 3.a ed. Phlogiston Press.

March, L.(1998). Introduction to Pinch Technology. Gadbrook Park, Northwich, Cheshire, U.K.Targeting House.

Martn, A. y Mato, F. A. (2008). Hint: An educational software for heat exchanger network design with the pinch method. Education for Chemical Engineers, Vol 3, pag. e6-e14 Miranda A. (2005). Tubos de calor: Una tecnologia para el siglo XXI. Madrid. Ediciones CEAC.

Monasterio R., P. Hernandez y J. Hernandez (1993). La bomba de calor: Fundamentos, Tecnicas y Aplicaciones. Nueva York. McGraw-Hill

Mullinger.P y Jenkins. B. (2008). Industrial and Process Furnaces: principles, design and operation. Butterworth-Heinemann - Elsevier Science & Technology. 5.a ed

National Productivity Council of India (NPCI). (2011). Waste heat recovery. Sitio WEB: NPCI. Disponible en: <http://www.em-ea.org/Guide>. Fecha de consulta: 9 de agosto de 2011.

North American Mfg. Co. (1997). North American Combustion Handbook. 3.a ed. Vol II.

Ozkan, S. y Dincer, S. (2001). Application for pinch design of heat exchanger networks by use of a computer code employing and improved problem algorithm table. *Energy Conversion and Management*. Vol 42. pag 2043-2051.

Peterson G. P. (1994). *An introduction to heat pipes: modeling, testing, and applications*. Nueva York. John Wiley & Sons.

Power test code 4.1 steam generating units (1991).

Reay D. y P. Kew. (2006). *Heat pipes: theory, design and applications*. 5.a ed. New York. Butterworth-Heinemann.

Salama, A. (2009). Numerical construction of hen composite curves and their attributes. *Computers and Chemical Engineering*, Vol 33 pag. 181-190.

Saxon, F.(2006). *Tolleys industrial and commercial gas installation and practice*. Elsevier Science Technology

Shah, R.K.y Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons, Inc.

Shannon R.A; Reed, R.J; Garvey, J.R; Trinks, W. y Mawhinney, M.H. (2004). *Industrial Furnaces*. 6.a ed. John Wiley & Sons, Inc.

Silverstein C. C. (1992). *Design and technology of heat pipes for cooling and heat Exchange*. Nueva York. Hemisphere Publishing Corporation

Soroka B. (2007). Industrial heat pumps. En: *Power Quality & Utilisation Guide*. European Copper Institute & Laborelec. [http://www.leonardo-energy.org/webfm_send/180]

Wark K. y D. E. Richards (2001). *Termodinamica*. 6.a ed. Mexico. McGraw Hill

Zamora, J.M. y Grossmann, I.E. (1997). A comprehensive global optimization approach for the synthesis of heat exchanger networks with no stream splits. *Computers and Chemical Engineering*. Vol 21, supplement. pag 65-70.



Tecnologías de recuperación de calor

Se terminó de imprimir en Cadena,
en el mes de diciembre de 2011.

Para su elaboración se utilizó Bond alta blancura 75 gramos
en páginas interiores, y propalcote 240 gramos en la carátula.

Fuente tipográfica: Times New Roman para texto corrido,
en 11 puntos.