INDICE

Página

1. FUNDAMENTOS DE TRANSMISION DE CALOR 3

1.1. Mecanismos de transmisión de calor 3

1.1.1. Transmisión de calor por conducción 3
1.1.2. Transmisión de calor por convección 4
1.1.3. Transmisión de calor por radiación 5

1.2. Combinación de resistencias de transmisión de calor 8

1.2.1. Coeficiente global de transmisión de calor U 8
1.2.2. Factores de ensuciamiento 11

1.3. Introducción a los cambiadores de calor 12

1.3.1. Temperatura media logarítmica 14
1.3.2. Factor de corrección F 16

1.4. Transmisión de calor por condensación y ebullición 19

1.4.1. Fenómenos de transmisión de calor por condensación 19
1.4.2. Fenómenos de transmisión de calor por ebullición 20

2. ASPECTOS MECANICOS DEL CAMBIADOR 23

2.1. Diferentes tipos de cambiador 23

2.1.1. Doble tubo 23
2.1.2. Multitubo 23
2.1.3. Placas 23
2.1.4. Espiral 24
2.1.5. Carcasa y tubos 24

2.2. Descripción mecánica del cambiador de carcasa y tubos 25

Tabla 2.2.1. Nomenclatura de las partes de un cambiador 25
2.2.1. Tubos para cambiadores 26
2.2.2. Placas deflectoras 26
2.2.3. Carcasa 26
2.2.4. Distribuidor y cabezal 27

2.3. Elección del tipo de cambiador 28

2.3.1. Elección del fluido por lado tubo o carcasa 28
2.3.2. Facilidad de limpieza 28
2.3.3. Dilatación térmica 28
2.3.4. Precio 28
2.3.5. Ejemplos típicos 29

3. GEOMETRIA DEL CAMBIADOR 37

3.1. Dominio de aplicación del tema 37

3.2. Recomendaciones mecánicas del tema 37

3.3. Recomendaciones para diseño del tema 38

3.3.1. Condiciones de diseño y pruebas (Sección 5. RCB 1 .3) 38
3.3.2. Sobreespesor de corrosión 39
3.3.3. Limitación en el uso de la fundición (CI) 39
3.3.4. Número de paso lado tubos 39

3.3.5. Tubos 39
3.3.6. Disposición de tubos 40
3.3.7. Paso (pitch) 40

3.4. Recomendaciones para diseño del tema lado carcasa 41

3.4.1. Diámetros y espesores de carcasas 41
3.4.2. Placas deflectoras (Baffles) 41
3.4.3. Chapa de choque (Impingment Plates) 43
3.4.4. Otras Pantallas 43
3.4.5. Conexiones 44

4. VIBRACIONES 46

4.1.1. Efectos que Provocan las vibraciones 46
4.1.2. Zonas de riesgo 46
4.1.3. Variables más importantes en los Problemas de vibración 47
4.1.4. Frecuencia natural de vibración de los tubos 47
4.1.5. Frecuencia acústica lado carcasa 50
4.1.6. Velocidades en el lado carcasa en el análisis de vibraciones 51
4.1.7. Mecanismos que inducen la vibración 52
4.1.8. Amplitud de vibración 55
4.1.9. Vibración acústica 56
4.1.10. Análisis e interpretación de los datos de HTRI sobre vibración 57
4.1.11. Posibles cambios para reducir problemas de vibración 61

5. DISEÑO DE CAMBIADORES 72

5.1. Número de carcasas 72

5.1.1. Cruce de temperaturas 72
5.1.2. Carcasas grandes 72

5.2. Estimación rápida de un cambiador 73

5.3. Cálculo manual de un cambiador 74

5.4. Cálculo rápido de un cambiador, ejemplo: 78

5.5. Cálculo manual de un cambiador ejemplo 79

6. MANEJO DEL XIST 84

6.1. Ambito de aplicación 84

6.2. Modos de cálculo 84

6.3. Casos especiales 86

6.4. Datos de entrada 87

6.4.1. Datos de Geometría 88
6.4.2. Reboilers 90
6.4.3. Tubuladuras 91
6.4.4. Propiedades. 92
6.4.5. Datos de proceso 94
6.4.6. Resultados. 95
6.4.7. Gráficas 97
6.4.8. Dibujos 98

7. REHERVIDORES 99

1. FUNDAMENTOS DE TRANSMISION DE CALOR

La transmisión de calor es la ciencia que trata de predecir el intercambio de energía que puede tener lugar entre los cuerpos, como resultado de una diferencia de temperatura.

La termodinámica enseña que esta transferencia de energía se define como calor. La ciencia de la transmisión de calor pretende no sólo explicar cómo la energía térmica puede ser transferida, sino también predecir la velocidad con la que, bajo ciertas condiciones específicas, tendrá lugar esa transferencia.

La termodinámica trata sistemas en equilibrio; puede usarse para predecir la cantidad de energía requerida para llevar un sistema desde un estado de equilibrio a otro; no puede usarse, en cambio para predecir la velocidad con la que será el cambio, ya que el sistema no está en equilibrio durante el proceso.

La transmisión de calor complementa los principios primero y segundo de la termodinámica, al proporcionar leyes experimentales adicionales que se usan para establecer la velocidad de la transferencia de energía.

1.1. Mecanismos de transmisión de calor

En general, el calor se transfiere por tres mecanismos distintos:

- por conducción, o transferencia de la energía desde la materia a la materia adyacente por contacto directo, sin que exista mezcla o flujo de cualquier material.
- por convección o transferencia de la energía por el mezclado íntimo de elementos de materia. En la convección natural es la diferencia de densidad del fluido caliente y del frío la que produce el mezclado. En la convección forzada un agitador mecánico o una diferencia de presión externamente impuesta (por un ventilador o un compresor) es lo que produce el mezclado.
- por radiación, tal como las ondas de la luz, infrarrojas, ultravioleta y radio, que emanan desde un cuerpo caliente y se absorben por otro frío.

A continuación, pues, se resumen brevemente los fundamentos de estos tres mecanismos de transmisión de calor.

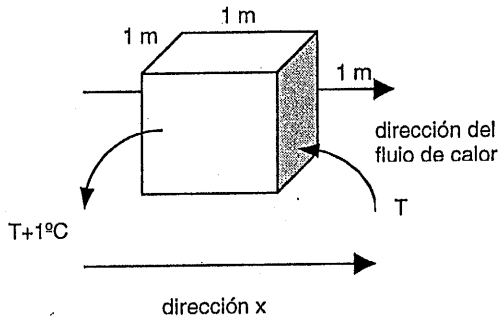
1.1.1. Transmisión de calor por conducción

La conducción se refiere a la transmisión de calor desde la parte más caliente a la más fría de un cuerpo por contacto molecular directo, no por movimientos de masas de material caliente a la región fría. En estado estacionario el caudal de transmisión de calor depende de la naturaleza del material y de las diferencias de temperatura, y se expresa por la ley de Fourier como:

$$q_x = -kA\frac{dT}{dx} \qquad (1.1.1)$$

Donde q_x es el caudal de transmisión de calor en la dirección x, (W); A es el área normal a la dirección del flujo de calor (m2) ; dT/dx es el gradiente de temperatura en la dirección x (K/m); y ,k(W/m K), es la conductividad térmica, definida como el calor que atraviesa un

cubo del material en cuestión de 1 m de lado, consecuencia de una diferencia de temperatura de 1 ° C entre las caras opuestas.



(Figura 1.1.1)

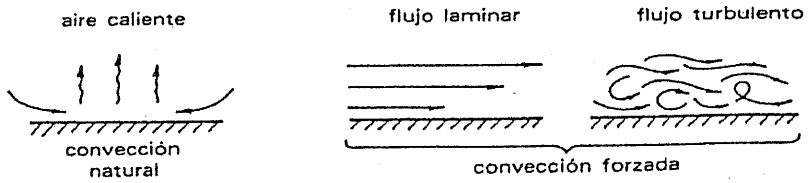
El signo menos en esta ecuación significa que el calor circula desde las regiones de temperatura mayor a las de temperatura menor, de acuerdo con la segunda ley de la termodinámica.

La ecuación completa para conducción de calor en estado estacionario en cualquier dirección arbitraria a través de un material isotrópico, sin generación de calor, es

$$q = kA\,(\nabla T), \qquad k = \text{constante} \tag{1.1.2}$$

1.1.2. Transmisión de calor por convección

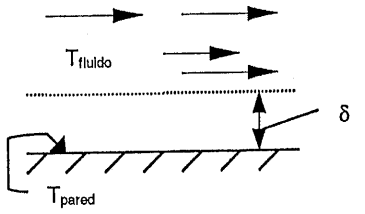
Cuando un fluido caliente se mueve en contacto con una superficie fría, el calor se transfiere hacia la pared a una velocidad que depende de las propiedades del fluido y de si se mueve por convección natural, por flujo laminar, o por flujo turbulento. Para tener en cuenta esta forma de transmisión de calor, Prandtl, en 1904, inventó el concepto de una capa límite en la que está localizada toda la resistencia a la transmisión de calor. Esta idealización condujo a grandes simplificaciones y fue adoptada entusiásticamente por prácticamente todos los investigadores y profesionales.



(Figura 1.1.2)

Con esta manera de ver las cosas y considerando un espesor δde la capa límite se tiene:

$$q = -kA\frac{T_{fluido} - T_{pared}}{\delta} = -kA\frac{\Delta T}{\delta} \qquad (1.1.3)$$



(Figura 1.1.3)

Debido a que δ no puede estimarse independientemente, se le combina con k para dar

$$q = (k/\delta)\, A\Delta T = -hA\Delta T \qquad (1.1.4)$$

Donde, por definición

h = coeficiente de transmisión de calor ($W/m^2\,K$)

Adviértase que h incorpora el espesor de una capa límite idealizada que dará la velocidad real de transmisión de calor. Esta cantidad h es extremadamente útil, puesto que es el coeficiente de velocidad que permite estimar la velocidad de transmisión de calor en cualquier situación particular.

Se han medido los valores de h en todo tipo de situaciones, correlacionados con las propiedades del fluido Cp, δ, μ ,k, las condiciones de flujo u y la geometría del sistema d, y resumido compactamente en formas adimensionales, en los números de Nusselt (hd/k), Prandtl (Cpμ/k) y Reynolds, principalmente.

1.1.3. Transmisión de calor por radiación

Todos los materiales emiten, absorben y transmiten radiación en un grado que depende fuertemente de su temperatura. Sea

$$\alpha_{1\text{-}2} = \frac{\text{energía absorbida por una superficie a } T_1}{\text{energía incidente procedente de una fuente } T_2}, \text{ poder absorbente} \qquad (1.1.5)$$

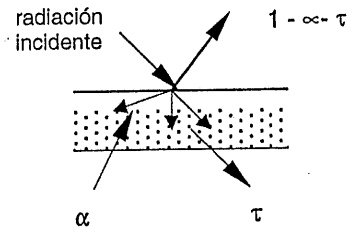
El poder absorbente varía desde 0 a 1. El material absorbente perfecto tiene α = 1 y se denomina cuerpo negro. Sea

$$\varepsilon_1 = \frac{\text{energía emitida por una superficie a } T_1}{\text{energía emitida por un emisor ideal, un cuerpo negro, a } T_1}, \text{ emisividad} \qquad (1.1.6)$$

y

$$T_1 = \frac{\text{energía transmitida a través del cuerpo a } T_1}{\text{energía incidente}}, \text{ transmitancia} \qquad (1.1.7)$$

Entonces la fracción de energía es 1 - α - τ

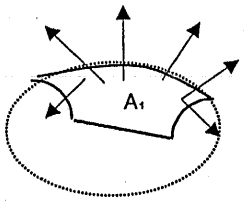


(Figura 1.1.4)

1.1.3.1. Radiación desde un cuerpo

La energía emitida desde la superficie A, de un cuerpo depende fuertemente de la temperatura y de la naturaleza de la superficie, y viene dada por

$$q_{1\rightarrow} = \sigma A_1 \epsilon_1 T_1^4 \ (W) \qquad (1.1.8)$$



(Figura 1.1.5)

Donde la constante de radiación

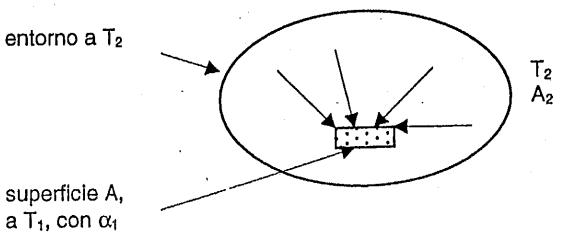
$$\sigma = 5{,}67 \times 10^{-8} \ W/m^2K^4 \qquad (1.1.9)$$

se denomina constante de Stefan-Boltzmann. La ecuación (1.1.8) se denomina la ley de Stefan-Boltzmann de la radiación, y la cuarta potencia de la temperatura es una consecuencia de la segunda ley de la termodinámica.

1.1.3.2. Radiación sobre un cuerpo

La energía absorbida por una superficie A, que esta a T, de la recibida desde un cuerpo negro a T2 que la rodea, viene dada por

$$q_{1\leftarrow 2} = \sigma A_1 \alpha_{1\leftarrow 2} T^4_2 \ (w) \qquad (1.1.10)$$

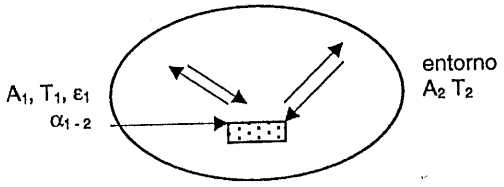


(Figura 1.1.6)

1.1.3.3. Intercambio de energía entre un cuerpo y su entorno

El intercambio de energía entre una superficie A, a T, y cualquier tipo de entorno que le rodea completamente a T2 de las ecuaciones (1.1.8) y (1.1.10), es entonces.

$$q_{1\leftarrow 2} = \sigma A_1[\epsilon_1 T^4_1 - \alpha_{1\text{-}2} T^4_2] \qquad (1.1.11)$$



(Figura 1.1.7)

1.1.3.4. Poder absorbente y emisividad

Si un objeto y su entorno están ambos a T_1, entonces el objeto ni gana ni pierde calor. Por tanto, la ecuación (1.11) se convierte en

$$q_{1\leftarrow 2} = 0 = \sigma_1 A_1 [[\epsilon_1 T^4_1 - \alpha_{1\text{-}2} T^4_1]$$

Ahora bien, el valor de α y ϵ $\alpha_{1\leftarrow 2}$ E puede variar enormemente con el tipo de superficie y con la temperatura. Sin embargo, para cualquier temperatura particular T_1 la expresión anterior muestra que

$$\epsilon_1 = \alpha_{1\text{-}1} \qquad (1.1.12)$$

1.1.3.5. Cuerpos grises

Un objeto cuyo poder absorbente es el mismo para las radiaciones de cualquier temperatura se denomina cuerpo gris. Por tanto, para un cuerpo gris

$$\alpha = \epsilon = \text{constante, para todas las temperaturas}$$

Esto significa que el poder absorbente de una superficie para una radiación T, es igual a la emisividad de dicha superficie cuando está a T_1.

Según se ha visto en el apartado anterior para el mecanismo de transmisión por convección, se encontró conveniente definir un coeficiente de transmisión de calor h.

Puesto que los problemas de transmisión de calor por radiación están a menudo estrechamente asociados a los problemas de convección, y en muchas ocasiones, el objetivo del análisis es el calor total transferido por ambos mecanismos, convección y radiación, merece la pena poner los dos procesos en una base común, definiendo un coeficiente de transferencia de calor por radiación h_r, como:

$$q_{rad} = h_r A_1 (T_r - T_2) \qquad (1.1.13)$$

donde T_r y T_2 son las temperaturas de los dos cuerpos que intercambian calor por radiación. El calor total transferido es la suma de la convección y radiación.

$$q = (h + h_r)\, A_1\, (T_p - T\infty) \qquad (1.1.14)$$

Si se supone que la segunda superficie que intercambia calor es un recinto y que está a la misma temperatura que el fluido (T∞),el valor de h_r puede calcularse a partir de:

$$\frac{q}{A_1} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{1/\varepsilon_1 + (A_1 / A_2)(1/\varepsilon_{2-1})} = h_r\,(T_1 - T_2)$$

$$h_r = \frac{\sigma(T_1^2 - T_2^2)(T_1 + T_2)}{1/\varepsilon_1 + (A_1 / A_2)(1/\varepsilon_{2-1})} \qquad (1.1.15)$$

1.2. Combinación de resistencias de transmisión de calor

1.2.1. Coeficiente global de transmisión de calor U

Los procesos de transmisión de calor involucran a menudo más de un mecanismo de transmisión o etapas en serie y/o paralelo.

La pérdida de calor desde un tanque agitado al exterior a más baja temperatura implica tres etapas de transmisión de calor en serie; (1) convección en el seno del fluido hacia la pared; (II) conducción a través de la pared del tanque; (111) conducción a través del aislamiento; y (IV) convección desde la pared hacia el exterior.

Considérese al interior de un horno de proceso, en este caso el calor alcanza los tubos por los que fluye el material a calentar, principalmente por radiación, si bien también por convección de los gases producidos en la combustión de la llama. Estos procesos tienen lugar en paralelo. Para encontrar el efecto global de una serie de etapas de transmisión de calor en serie y en paralelo, resulta muy útil acudir a la analogía con la teoría eléctrica. Para procesos en serie las resistencias son aditivas, así:

$$R\text{global} = R_1 + R_2 + R_3 \qquad (1.2.1)$$

o, en función de la conductancias.

$$\frac{1}{C\text{global}} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} \qquad (1.2.2)$$

Para procesos en paralelo, son las conductancias las que son aditivas, por consiguiente.

$$C\text{global} = C_1 + C_2 + C_3 \qquad (1.2.3)$$

O, en función de las resistencias,

$$\frac{1}{\text{Rglobal}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} \qquad (1.2.4)$$

En la situación serie-paralelo de la figura 1.2.1 a, se tiene

$$\frac{1}{\text{Cglobal}} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2 + C_3} \qquad (1.2.5)$$

y para el esquema de la figura 1 .2.1 b:

$$\text{Cglobal} = C_1 + \frac{1}{\frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3}} \qquad (1.2.6)$$

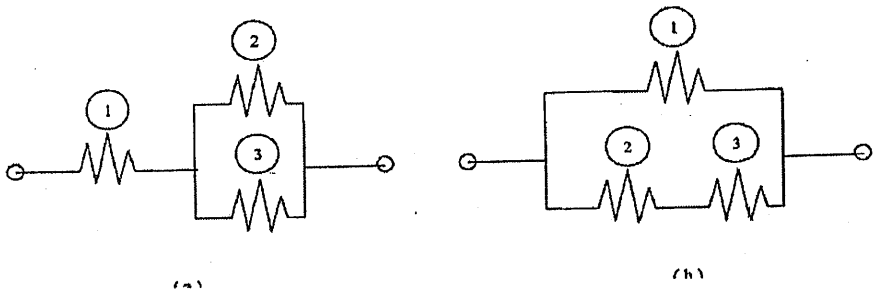


Figura 1.2.1: Dos esquemas serie-paralelo de resistencias a la transmisión de calor.

Para procesos en serie, según expresan las ecuaciones (1.2.1) y (1.2.2), es fácil deducir que la etapa con mayor resistencia domina y determina, en su mayor parte, la resistencia global. Las resistencias muchos menores que aquella pueden ignorarse.

Para procesos en paralelo, el tema es bastante diferente, ya que según las ecuaciones (1.2.5) y (1.2.6), el término con conductancia mayor (es decir menor resistencia) domina y determina en su mayor parte la conductancia global del proceso. Las conductancias mucho menores que aquella pueden ignorarse.

Siempre que una etapa particular domine en el proceso global sobre el resto de las otras etapas, aquella se denomina etapa controlante del proceso.

En la transmisión de calor, las conductancias individuales se corresponden con el coeficiente de convección h, la conductividad por unidad de longitud k/Δx y el coeficiente de radiación hr, mientras que la conductancia global para el proceso se corresponde con lo que se denomina coeficiente global de transmisión de calor U.

Este coeficiente es de principal importancia en el diseño de intercambiadores de calor y se define mediante la expresión:

$$q = UA\,\Delta T_{global} \qquad (1.2.7)$$

Asimismo esta expresión es la ecuación de diseño para los intercambiadores de calor.

Veamos el caso de un cambiador de doble tubo (figura 1.2.2), en el que un fluido circula por dentro del tubo interior y el otro fluido circula por el espacio anular que hay entre los dos tubos.

El coeficiente global de calor se expresa como:

$$q = \frac{(T_A - T_B)}{\frac{1}{h_i A_1} + \frac{\ln(r_e / r_i)}{2\pi K L} + \frac{1}{h_e A_e}} \qquad (1.2.8)$$

donde los subíndices i y e corresponden al interior y al exterior del tubo interior más pequeño. El coeficiente global de transmisión de calor puede estar basado, tanto en el área interior del tubo como en la exterior, a discreción del diseñador. Por tanto:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_e / r_i)}{2\pi K L} + \frac{A_i}{A_e}\frac{1}{h_e}} \qquad (1.2.9a)$$

$$U_{ei} = \frac{1}{\frac{A_e}{A_i}\frac{1}{h_i} + \frac{A_e \ln(r_e / r_i)}{2\pi K L} + \frac{1}{h_e}} \qquad (1.2.9b)$$

Aunque los diseños finales de los cambiadores de calor se realizan con métodos de cálculo de U más rigurosos, siempre resulta de utilidad disponer de valores tabulados del coeficiente global de transmisión de calor para las situaciones más frecuentes de encontrar en la práctica. En la bibliografía se puede encontrar extensa información de este tipo (Perry, J.H. Chemical Enginers' Handbook, TEMA). En la tabla 1.2.1 se ofrece una lista abreviada de valores de U.

Tabla 1.2.1

Valores aproximados de los coeficientes globales de transmisión de calor.

	U	
Situación real	**Btu/h.ft^2.ºF**	**W/m^2.ºC**
Pared exterior de ladrillo, yeso en el interior, sin aislar	0,45	2,55
Pared exterior estructural, yeso en el interior, sin aislar	0,25	1,42
Con aislamiento de lana de roca	0,07	0,4
Ventana de vidrio plano	1,10	6,2
Ventanas de doble vidrio plano	0,40	2,3
Condensador de vapor de agua	200-1.000	1.100-5.600
Calentador del agua de alimentación	200-1.500	1.100-8.500
Condensador de Freón-12 refrigerado con agua	50-150	280-850
Cambiador de calor agua-agua	150-300	850-1.700
Cambiador de calor de tubo con aletas, agua en los tubos, aire transversalmente a los tubos.	5-10	25-55
Cambiador de calor agua-aceite	20-60	110-350
Vapor de aguafuel oil ligero	30-60	170-340
Vapor de agua-fuel oil pesado	10-30	56-170
Vapor de agua-queroseno o gasolina	50-200	280-1.140
Cambiador de calor de tubo con aletas, vapor de agua en los tubos, aire alrededor de los tubos	5-50	28-280
Condensador de amoniaco, agua en los tubos	150-250	850-1.400
Condensador de alcohol, agua en los tubos	45-120	255-680
Cambiador de calor gas-gas	2-8	10-40

Como se ha indicado anteriormente el valor de U vendrá determinado en muchos casos por sólo uno de los coeficientes de transmisión, generalmente por el de convección h. En la mayoría de los problemas prácticos la resistencia a la conducción es muy pequeña comparada con las resistencias a la convección.

1.2.2. Factores de ensuciamiento

Tras un periodo de funcionamiento más o menor largo, las superficies de transmisión de calor de un cambiador de calor pueden llegar a recubrirse con varios depósitos de materiales presentes en las corrientes de proceso, o las superficies pueden corroerse como resultado de la interacción entre los fluidos y el material empleado en la fabricación del cambiador de calor. En cualquiera de los casos, esta capa supone una resistencia adicional al flujo de calor y por tanto, una merma de la capacidad de intercambio. El efecto global se representa generalmente mediante un factor de ensuciamiento, o resistencia de suciedad Rf, que debe incluirse junto con las otras resistencias térmicas para obtener el coeficiente global de transmisión de calor U.

Los factores de ensuciamiento solo pueden ser obtenidos de la experiencia, mediante la determinación de los valores de U del cambiador de calor, tanto en condiciones de limpieza como de suciedad. El factor de ensuciamiento se define entonces.

$$Rf = \frac{1}{Usucio} - \frac{1}{Ulimpio} \qquad (1.2.10)$$

En la tabla 1.2.2. se muestra una lista abreviada de valores recomendada para el factor de ensuciamiento de varios servicios. Otra vez, en la bibliografía se puede encontrar extensa información (Perry, J.H. Chemical Engineers'Handbook, TEMA).

Tabla 1.2.2
Tabla de factores de suciedad comunes, según la Referencia 2:

Tipo de fluido	Factor de suciedad, $h.ft^2.ºF/Btu$	$m^2.ºC/W$
Agua de mar, por debajo de 51,7 °C	0,0005	0,00009
Por encima de 51,7 °C	0,001	0,002
Agua de alimentación de caldera tratada, por encima de 51,7ºC	0,001	0,0002
Fuel oil	0.005	0,0009
Aceite de templar	0,004	0,0007
Vapores de alcohol	0,0005	0,00009
Vapor de agua, libre de aceite	0,0005	0,00009
Aire industrial	0,002	0,0004
Líquido refrigerante	0,001	0.0002

1.3. Introducción a los cambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son equipos para transferir calor desde una corriente fluida caliente a una corriente fluido fría. Existen tres grandes tipos de intercambiadores:

- Recuperador o intercambiador a través de una pared sin acumulación de calor.
- Intercambiador de contacto directo sin acumular calor
- Regenerador, acumulador o intercambiador con acumulación de calor.

El tipo a escoger en cada situación depende en gran parte de la naturaleza de las fases presentes, gas-gas, gas-líquido, gas-sólido, líquido-líquido, líquido-sólido, sólido-sólido, y de la solubilidad mutua de dichas fases.

En las figuras 1.3.1, 1.3.2 y 1.3.3 se muestras diversos tipos de cambiadores correspondientes a las tres categorías citadas, respectivamente. El tipo de cambiador de calor más ampliamente utilizado en la industria química es el de carcasa y tubos, mostrado en la figura 1.3.1. Uno de los fluidos circula por el interior de los tubos mientras que el otro fluido circula por la carcasa. Para asegurarse de que el fluido dei lado carcasa circule transversalmente a los tubos, ocasionando una mayor turbulencia y por tanto un mayor coeficiente de intercambio, se colocan deflectores en la carcasa. Dependiendo del montaje de entrada en los extremos del cambiador, se pueden conseguir uno o más pasos por el lado tubos.

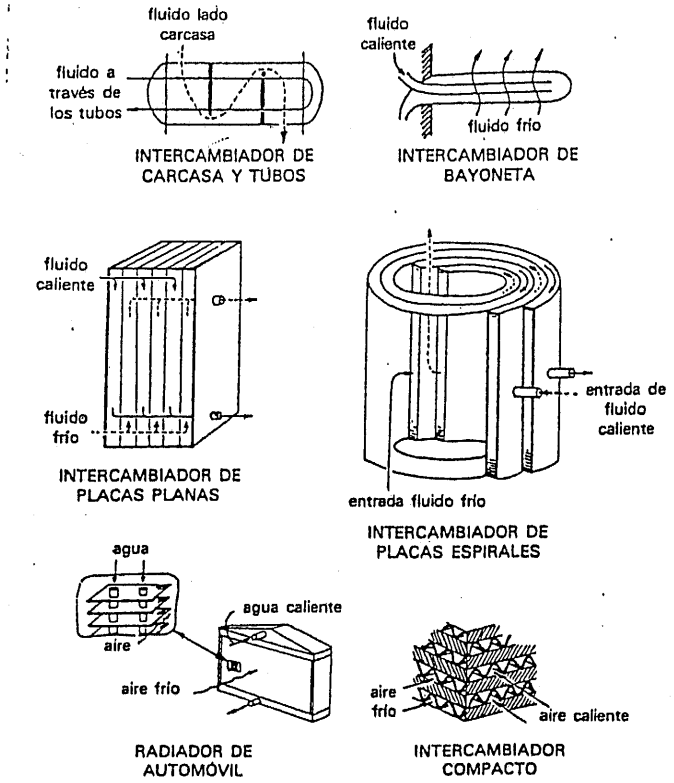
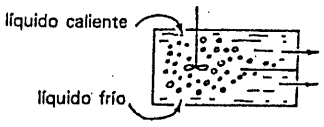


Figura 1.3.1



INTERCAMBIADOR DE CALOR ENTRE FLUIDOS INMISCIBLES

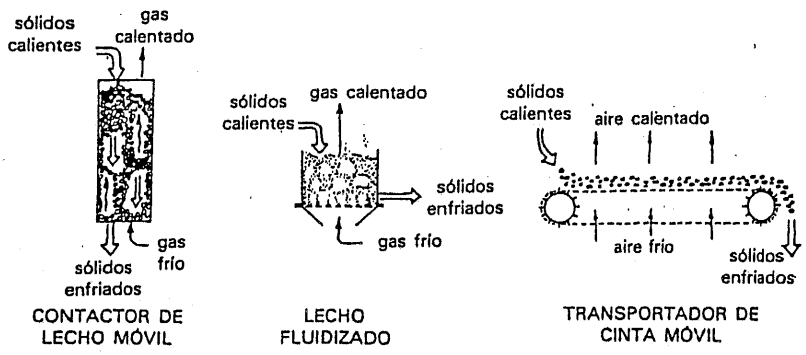
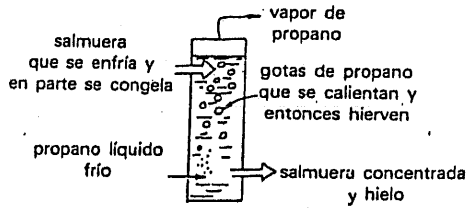


Figura 1.3.2.a



INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUIDOS INMISCIBLES CON EBULLICIÓN DE UNO DE ELLOS

Figura 1.3.2.b

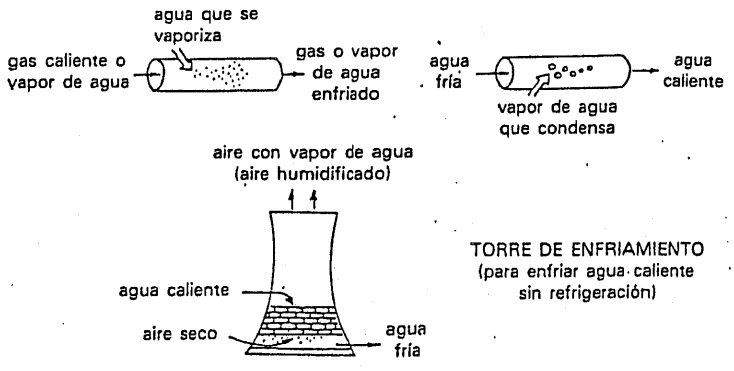


Figura 1.3.2.c

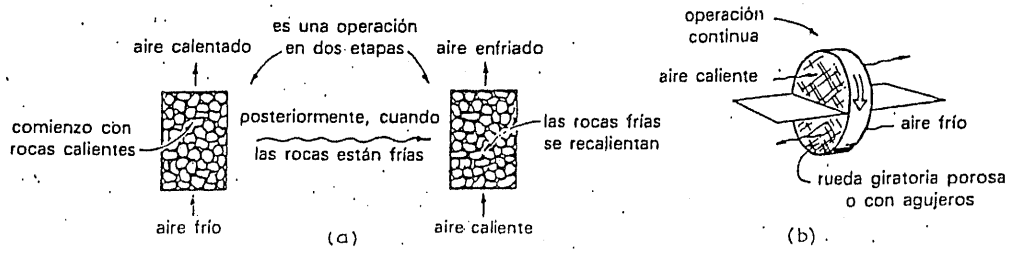


Figura 1.3.3.

1.3.1. Temperatura media logarítmica

Considérese el cambiador de calor de doble tubo de la figura 1.2.2. Los fluidos pueden circular tanto en corrientes paralelas como en contracorriente y los perfiles de temperaturas en estos dos casos son los que se muestran en la figura 1 .3.4.

Aplicando la ecuación (1.2.7) a un elemento diferencial de área dA, se obtiene

$$dq = - m_h c_h dT_h = m_c c_c dT_c \tag{1.3.1}$$

donde los subíndices h y c designan a los fluidos caliente y frío, respectivamente. La transferencia de calor podría expresarse también como:

$$dq = U(T_h - T_c)dA \tag{1.3.2}$$

De la ecuación (1 .3.1)

$$dT_h = \frac{-dq}{m_h C_h} \quad ; \quad dT_c = \frac{dq}{m_c C_c}$$

donde m representa el caudal másico y c es el calor específico del fluido. Así,

$$dT_n - dT_c = d(T_{h-T_c}) = -dq\left(\frac{1}{m_h c_h} + \frac{1}{m_c c_c}\right) \tag{1.3.3}$$

Resolviendo para dq la ecuación (1.3.2) y sustituyendo en la ecuación (1.3.3) se tiene.

$$\frac{d(T_h - T_c}{T_h - T_c} = -U\left(\frac{1}{m_h\, c_h} + \frac{1}{m_c\, c_c}\right) \tag{1.3.4}$$

Esta ecuación diferencial se puede integrar entre las condiciones 1 y 2, según se indica en la figura 1.3.4. El resultado es.

$$\ln \frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} = -UA\left(\frac{1}{m_h\, c_h} + \frac{1}{m_c\, c_c}\right) \tag{1.3.5}$$

Perfiles de temperaturas en cambiadores de calor de doble tubería (*a*) de corrientes paralelas y (*b*) a contracorriente.

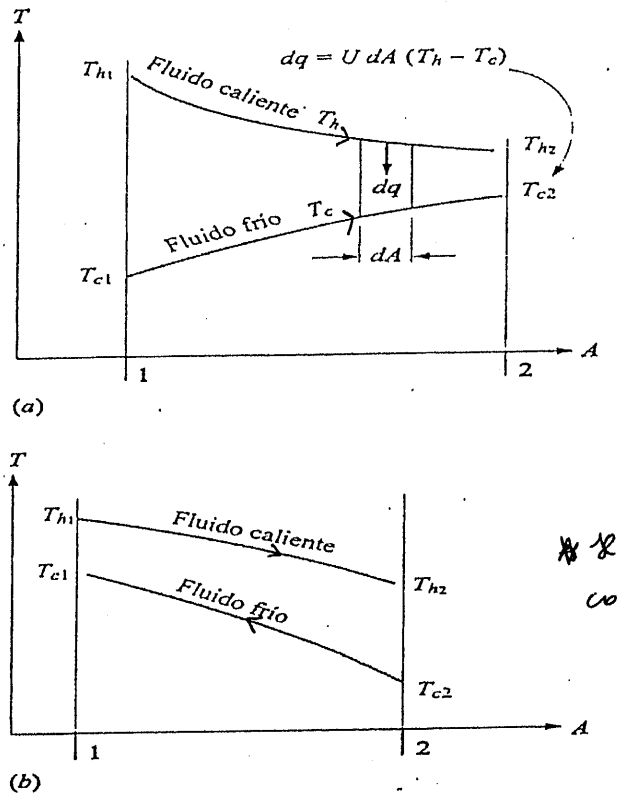
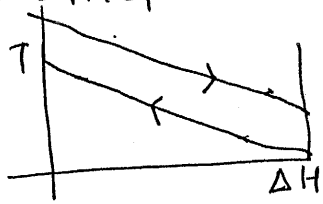


Figura 1.3.4

* se asemeja una recta con pendiente cp

$Q = m\,cp\,dT$



Según la ecuación (1.3.1), los productos $m_c c_c$ y $m_h c_h$ se pueden expresar en función del calor transferido total q y las diferencias de temperaturas globales de los fluidos caliente y frío. Así,

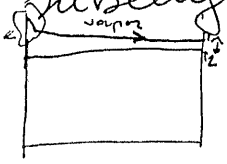
$$m_h\,c_h = \frac{q}{T_{h1} - T_{h2}} \quad ; \quad m_c\,c_c = \frac{q}{T_{c2} - T_{c1}}$$

Sustituyendo estas relaciones en la ecuación (1.3.5), se tiene

$$q = UA\,\frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln\left[\dfrac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}}\right]} \qquad (1.3.6)$$

* LMTD : - no válido para condensación / evaporación / sobrecalentado / subenfriado.

- En Kettle despreciable



LMTD = $T_1 - T_2$.

(el líquido x pone a [illegible])

Comparando la ecuación (1.3.6) con la ecuación (1.2.7), se deduce que la diferencia de temperaturas media se expresa como:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln\left[\frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}}\right]} \rightarrow LMTD \qquad (1.3.7)$$

Expresión válida tanto para flujos en paralelo como en contracorriente.

Esta diferencia de temperaturas recibe el nombre de diferencia de temperaturas media logarítmica (LMTD).

1.3.2. Factor de corrección F

La obtención de la LMTD anterior implica dos hipótesis importantes: (1) los calores específicos de los fluidos no varían con la temperatura, y (2) los coeficientes de transferencia de calor por convección se mantienen constantes a lo largo del cambiador de calor. Generalmente, la segunda hipótesis es la más restrictiva debido a los efectos de entrada (debidos a la no uniformidad de la corriente), los cambios de viscosidad y de conductividad térmica del fluido, etc. Normalmente han de emplearse métodos numéricos para corregir estos efectos, mediante el uso de programas de cálculo específicos (HTFS, HTRI, etc.) para diseño térmico de cambiadores de calor.

Si se emplease un cambiador de calor distinto al de doble tubo, la transferencia de calor se calcula utilizando un factor de corrección que se aplica a la LMTD que correspondería a un dispositivo de doble tubo a contracorriente con las mismas temperaturas fría y caliente para los fluidos. La ecuación de la transferencia de calor adopta, entonces, la forma

$$q = UAF\Delta Tm \qquad (1.3.8)$$

Los valores del factor de corrección F, se pueden encontrar en la bibliografía (Perry, J.H., Chemical engineers' Handbook, TEMA, etc.), para diversos tipos de cambiadores de calor. En las figuras 1.3.5, 1.3.6, 1.3.7 y 1.3.8 se representan los correspondientes a las configuraciones más habituales.

Cuando interviene un cambio de fase, como en el caso de la condensación o la ebullición (evaporación), el fluido permanece normalmente a una temperatura prácticamente constante y las relaciones se simplifican con esta condición, P o R se hacen iguales o muy próximas a cero y se obtiene:

$F \approx 1.0$ para ebullición o condensación

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \qquad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Representación gráfica del factor de corrección de un cambiador con un paso de carcasa y dos, cuatro, o cualquier múltiplo de pasos de tubo.

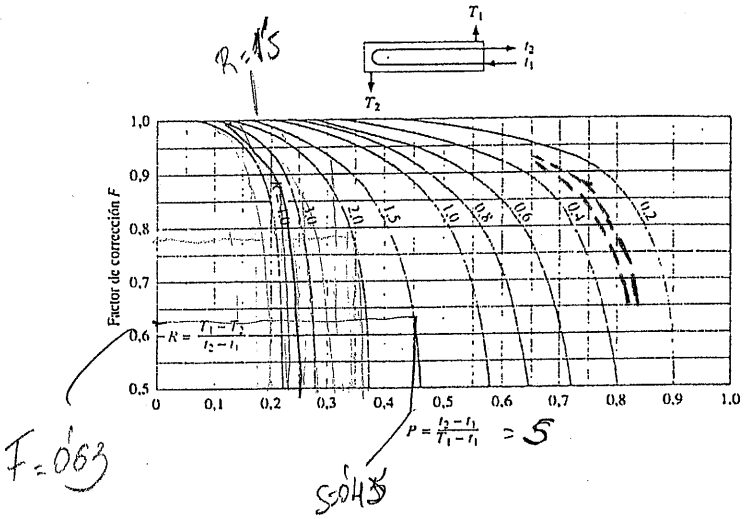


Figura 1.3.5

Representación gráfica del factor de corrección de un cambiador con dos pasos de carcasa y cuatro, ocho, o cualquier múltiplo de pasos de tubo.

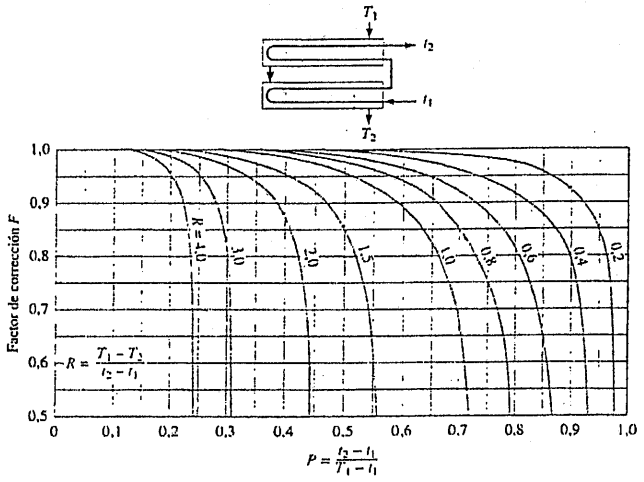


Figura 1.3.6

Representación gráfica del factor de corrección de un cambiador de corrientes cruzadas de paso único, con ambos fluidos sin mezclar.

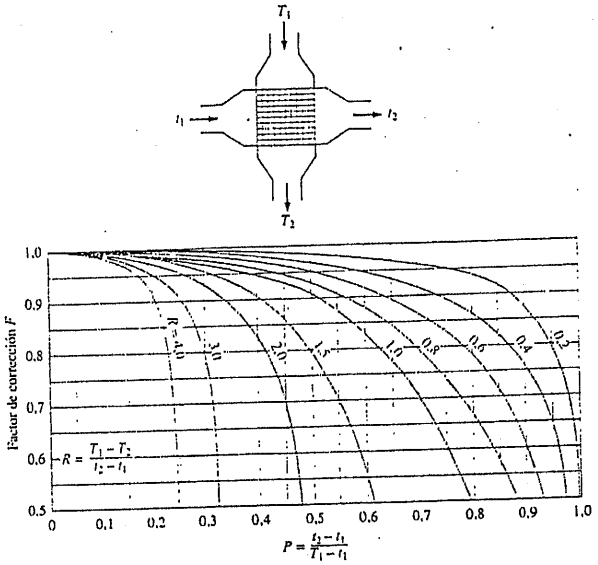


Figura 1.3.7

Representación gráfica del factor de corrección de un cambiador de corrientes cruzadas de paso único, con uno de los fluidos mezclado y el otro sin mezclar.

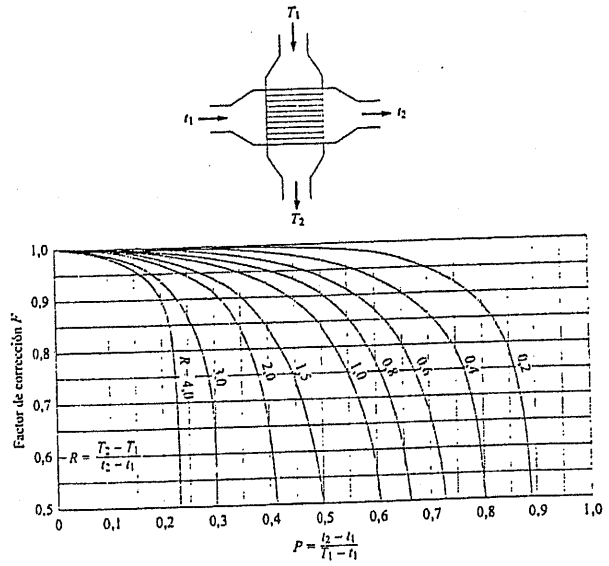


Figura 1.3.8

1.4. Transmisión de calor por condensación y ebullición

1.4.1. Fenómenos de transmisión de calor por condensación

La condensación puede tener lugar a muy diferentes velocidades de transferencia de calor por cualquiera de los dos siguientes y distintos mecanismos, en forma de gota y en forma de película. El coeficiente de película en la condensación está influido, por la textura de la superficie en la cual tiene lugar la condensación y también si la superficie está montada vertical u horizontalmente. A pesar de estas complicaciones aparentes, la condensación, es susceptible de un estudio matemático directo.

1.4.1.1. Condensación en forma de gota y de película

Cuando un vapor puro saturado entra en contacto con una superficie fría tal como un tubo, se condensa y puede formar gotitas en la superficie del tubo. Estas gotitas pueden no exhibir ninguna afinidad por la superficie y en lugar de cubrir el tubo se desprenden de él, dejando metal descubierto en el cual se puede formar sucesivas gotitas de condensado. Cuando la condensación ocurre por este mecanismo se llama condensación en forma de gota. Sin embargo, generalmente puede aparecer una película de condensado a medida que progresa la condensación sobre el tubo, cubriéndolo, y el proceso de llama condensación en forma de película.

En el proceso de condensación en película, la superficie es cubierta por aquella, que aumenta su espesor según se desplaza. Existe un gradiente de temperatura en la película y esta representa una resistencia térmica a la transferencia de calor. En la condensación en gotas una gran parte del área de transferencia está expuesta directamente al vapor; no existe la barrera de la película al flujo de calor y habrá flujos de calor mayores. De hecho, los flujos de calor en la condensación en gotas pueden ser hasta diez veces mayores que en la condensación en película.

Por tanto sería preferible la condensación en gotas a la condensación en película, pero es extremadamente difícil mantenerla, ya que la mayoría de las superficies se convierten en mojadas después de ponerse en contacto durante un periodo prolongado de tiempo a un vapor que se condensa.

1.4.1.2. Comparación entre condensación horizontal y vertical

El valor del coeficiente de película de condensación para una cantidad dada de vapor en una superficie establecida, es afectado significativamente por la posición del condensador.

En un tubo vertical cerca del 60% del vapor se condensa en la mitad superior del tubo. La razón de los coeficientes de condensación horizontales y verticales está teóricamente dada por (0.725/0.943) (L/D) 1 /4. Para un tubo de 5m de largo y 3/4" de diámetro exterior, el coeficiente horizontal sería tres (3) veces más grande que el vertical, siempre y cuando que el flujo de la película de condensado sea en régimen laminar. Normalmente, sin embargo, la ventaja no es tan grande debido a otros factores que prevalecen, tales como las regiones de transición entre el flujo laminar y turbulento de la película de condensado.

1 .4.1 .3. Curvas de condensación

Excepto en las mezclas binarias o mezclas multicomponentes en las que los puntos de ebullición de cada componente en su condición pura no difieren grandemente entre si, la condensación de las mezclas de vapores tiene lugar sobre un amplio rango de temperaturas. La fracción de la carga total de calor liberada durante un descenso fraccional en la temperatura del vapor, no debe ser uniforme en todo el rango de condensación (temperatura de rocío y temperatura de burbuja), y esto invalida el uso de la media logarítmica sola o corregida por el factor F. La solución de tales problemas requiere la determinación o cálculo de la curva de condensación para la mezcla.

Para el diseño térmico de todo condensador es por tanto imprescindible disponer de la curva de condensación de la mezcla (Q vs T).

1.4.1.4. Coeficientes de transmisión para mezclas multicomponentes

Dado que las propiedades físicas del condensado pudieran diferir grandemente entre la entrada y salida del condensador, no siempre es acertado evaluar el coeficiente de película a las condiciones medias de la mezcla total de la película de condensado. No obstante, para evitar lo tedioso de una integración para determinar los cambios en h debido al cambio de las propiedades del líquido para incrementos diferenciados de área dA, es posible usar un método que promedie los coeficientes evaluados a la entrada y salida.

La superficie requerida para la condensación se calcula pues a partir de la carga total de calor, Q, la Δt promedio y el valor de U usando h.

La diferencia de temperatura promedio, Δtpromedio, se obtiene tomando incrementos del rango de condensación, calculando las diferencias promedio de temperaturas entre el vapor condensante y el fluido frío.

1.4.2. Fenómenos de transmisión de calor por ebullición

Cuando una superficie está en presencia de un líquido y se mantiene a una temperatura por encima de la temperatura de saturación de éste, puede tener lugar la ebullición, y el flujo de calor dependerá de la diferencia de temperaturas entre la superficie y la de saturación (Δt), En la figura 1 .4.1 se muestra la curva de ebullición para el agua contenida en un recipiente atmosférico. La magnitud de Δt influye en el mecanismo de ebullición, de manera que a valores bajos de vaporización sólo tiene lugar en la superficie del líquido y la transmisión de calor se lleva a cabo por convección natural en el seno del líquido (región Ien la figura 1.4.1). Con una Δt mayor, es posible alcanzar el régimen de ebullición nucleada, en el cual se obtienen los mayores flujos de transferencia de calor a valores moderados de Δt (región III).

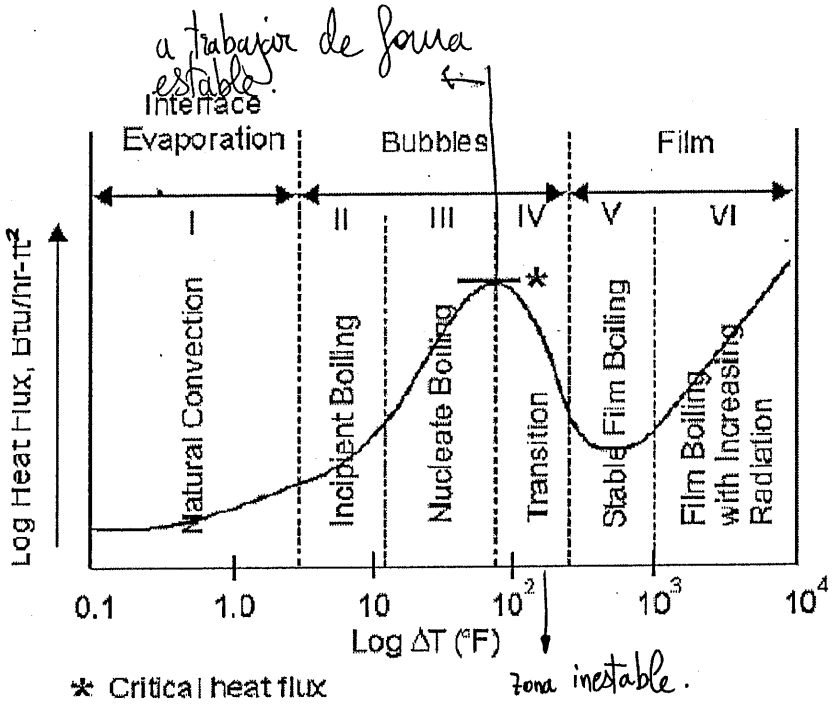


Figura 1.4.1

Sin embargo hay un límite impuesto en el flujo de calor crítico o máximo al cual le corresponde una Δt crítica donde el vapor generado comienza a sellar la superficie de intercambio de calor lo cual inhibe la nucleación (punto * en figura 1 .4.1).

Por encima de la Δt crítica, la velocidad de transmisión de calor disminuye proporcionalmente con Δt , en el régimen denominado de transición (región IV)). Este es un mecanismo relativamente inestable que puede ser evitado si se consigue un Δt suficientemente grande para mantener una película estable de vapor (región V). Más allá de este punto, la velocidad de transmisión de calor sube de nuevo con Δt. Los mecanismos que gobiernan la transferencia de calor en esta zona son los de radiación y convención a través de una película estable de vapor, en el régimen denominado ebullición en película ("film boiling") (región VI).

Hay situaciones en las que el flujo máximo de calor es la variable independiente, como es el caso de los sistemas calentados eléctricamente. Aquí, es factible el sobrecalentamiento súbito porque cualquier intento de incrementar el flujo de calor por encima del crítico puede disparar la temperatura de superficie hasta el siguiente punto estable en el régimen de ebullición en película (punto D'). Esta temperatura puede ser suficientemente alta para causar daños irreparables al material de la superficie de intercambio.

Flujos de calor de magnitudes tan altas como las mostradas en la figura 1 .4.1 son de poco valor práctico en el diseño. Se debe tener en cuenta que la vaporización en un intercambiador de carcasa y tubos tiene lugar sin una separación continua del líquido y vapor y que es muy diferente de la vaporización en recipientes abiertos. Al existir limitaciones para la separación líquido-vapor, aumenta considerablemente la posibilidad

de que se produzca interferencia del vapor o ebullición en película, de manera que se hace necesario restringir el flujo de calor a valores permisibles y con seguridad fuera del régimen de ebullición no deseado.

El flujo está definido por Q/A o UAT pero no por h_v (Δt)w donde h_v es el coeficiente de vaporización y (Δt)w es la diferencia de temperatura entre pared de tubo y la temperatura de ebullición, h_v (Δt)w es el flujo basado en la superficie limpia Ac, mientras que Q/A es el flujo basado en la superficie real A y A es mayor que Ac en un vaporizador diseñado con factor de ensuciamiento. Sin embargo, es costumbre limitar tanto Q/A como hv a un máximo seguro, ambos sirven asimismo para prevenir la presencia de una diferencia de temperatura (Δt)w demasiado grande. Unos límites admisibles para diseño serían los siguientes.

a) Flujo (Q/A)

- El flujo máximo permitido para vaporizaciones de circulación forzada y tipo Kettle para vaporizar compuestos orgánicos, es de 54000 kcal/m^{2}h < > 63 kW/m^2 y para circulación natural 40000 kcal/m^{2}h < > 4650 W/m^2.

- El flujo máximo permitido para la vaporización de soluciones acuosas de baja concentración o de agua usando circulación natural o forzada, es de 81000 kcal/m^2 h < > 94 kW/m^2 .

b) Coeficiente de película (h_v)

- El máximo coeficiente de película permitido para vaporización en circulación forzada o natural para vaporizar compuestos orgánicos es de 1460 kcal/m^2 ºCh < > 1700 W/m^2 ºC.

- El coeficiente máximo de vaporización para circulación forzada o natural en la vaporización de agua y soluciones acuosas de baja concentración, es de 4900 kcal/m^2 ºCh < > 5700 W/m^2 ºC.

A efectos estimativos para un predimensionado rápido de rehervidores se pueden aplicar los flujos de calor indicados en la tabla 1.4.1, en la que se muestran rangos de calor utilizados para diseño y los observados en plantas en operación:

Tabla 1.4.1.

Tipo rehervidor	Flujo de calor (Kcal/hm^2)	
	Diseño	Observado
Kettle	32000	40000-54000
Termosifón: Once-through (un paso)	40000	47500
Termosifón: Recirculante	40000	hasta 54000
Circulación forzada	54000	-

2. ASPECTOS MECANICOS DEL CAMBIADOR

2.1. Diferentes tipos de cambiador

encamisado → refrig / calefactor

2.1.1. Doble tubo

Interior (con aleta) → proceso.

Es el tipo más sencillo de cambiador. Consiste normalmente en un tubo encamisado. Se emplean tuberías estándar y accesorios estandarizados para este tipo de cambiadores. Se pueden montar varios alineados en vertical y en número par de tubos (cada dos tubos forman una horquilla) y su longitud no suele pasar de 6m, para evitar pandeo del tubo interior.

Dato que los accesorios; tes, prensaestopas, etc., son estandarizados los tubos a especificar son:

Tubo interior	Tubo exterior
1"	2"
1"	2½"
1¼"	2"
1¼"	2½
1½"	2½"
1½"	3"
2"	3"
2"	4"

Se emplea cuando la superficie necesaria es menor de 10 m^2. Es económico y ocupa poca área de implantación, pues se pueden apilar.

Para el caso de liquido-liquido, existe un programa en excel que está en la carpeta "CambiadorDobletubo" de la carpeta de proceso del disco document (W:\DatosPr\P\CambiadorDobleTubo), que permite calcular el cambiador de forma rápida y sencilla.

↓ No cambio de fase

2.1.2. Multitubo

Se trata de cambiadores un poco mayores que los de doble tubo. Existen multitubos aleteados comerciales. (generalmente).

2.1.3. Placas

Consiste en una serie de placas deformadas con juntas entre ellas en un bastidor. Facilidad de ampliación, facilidad de limpieza.

(P: 10 kg/cm² cg
(T: 175°C con PTF

Sólo son adecuados para condiciones moderadas de presión y temperatura. Muy adecuados para líquido-líquido, a condiciones poco severas de presión y temperatura, y con fluidos sucios o corrosivos. Muy empleados en química inorgánica.

Diseñados por el suministrador.

2.1.4. Espiral

Más caros que de carcasa y tubos.

Se usa cuando hay limitación de pérdida de carga y se quieren mantener altas velocidades. Adecuado para suspensiones de sólidos o problemas de ensuciamiento. Facilidad de limpieza. Sin limitación de presión o temperatura. Acepta la dilatación térmica.

Diseñados por el suministrador.

2.1.5. Carcasa y tubos

Es el más empleado en la industria química. Emplea materiales similares a los recipientes para la carcasa y tubos. Están muy estandarizados (Repuestos comunes). Es fácil de limpiar y mantener por el personal de la planta. Sin limitación de presión o temperatura.