

CAPÍTULO 3

TEORÍA BÁSICA Y DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS

En este capítulo se aplican los conceptos básicos de la teoría de transmisión de calor a los intercambiadores de carcasa y tubos, con el objetivo de desarrollar métodos que permitan su cálculo, diseño y análisis.

Se explica como se puede definir un *coeficiente de transferencia de calor global* para la transferencia de calor entre dos fluidos que se encuentran con una diferencia de temperatura ΔT a partir de los coeficientes de película, las resistencias de ensuciamiento y de conducción de calor a través de la pared de los tubos. Éste no será constante, ya que en un intercambiador las condiciones de las distintas corrientes cambian.

Se efectuarán hipótesis con el fin de considerar constante el coeficiente de transferencia de calor. Se estudiará el caso del intercambiador de flujo ideal contracorriente, cuyas conclusiones se generalizarán posteriormente a otras configuraciones mediante el coeficiente de corrección F . Posteriormente se estudiarán otros parámetros (la efectividad, el número de unidades de transferencia y la reacción entre la diferencia de temperatura real y la máxima) útiles en el diseño de intercambiadores de calor. Finalmente se estudia la forma del flujo en la carcasa y en los tubos, así como los diversos métodos que existen para calcular el coeficiente de película dentro de la carcasa.

3.1. COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR GLOBAL

Considérese la situación mostrada en la figura 3.1.

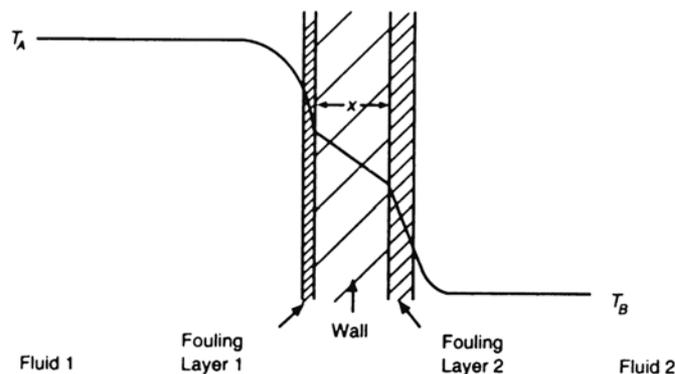


Figura 3. 1

Aquí el calor se transfiere del fluido A , que se encuentra a la temperatura T_A , a través de una pared plana de espesor x al fluido B , cuya temperatura es T_B . Existen dos capas de suciedad, una a cada lado de la pared. Por analogía a la conducción eléctrica, relacionamos el flujo de calor \dot{q} con la fuerza que lo impulsa, $(T_A - T_B)$, introduciendo una resistencia total a la transferencia de calor R_{tot} [(m²*K/W)] definida por la ecuación

$$\dot{q} = \frac{(T_A - T_B)}{R_{tot}} \quad (3.1)$$

R_{tot} se puede escribir también como la suma de las resistencias debidas a la transferencia de calor convectiva en los dos fluidos (R_{fA} y R_{fB} respectivamente), las respectivas resistencias de ensuciamiento (R_A y R_B) y la resistencia de conducción de la pared R_w . Por lo tanto

$$R_{tot} = R_A + R_B + R_{fA} + R_{fB} + R_w \quad (3.2)$$

Las resistencias debidas a la transferencia de calor convectiva en los dos fluidos (R_{fA} y R_{fB}) son el inverso de los coeficientes de película h_a y h_b y la resistencia de la pared es x/k_w , donde k_w es la conductividad térmica del material de la pared. Lo normal es llevar a cabo los cálculos en términos del inverso de R_{tot} , que se define como U , el coeficiente de transferencia de calor global

$$\frac{1}{U} = R_A + R_B + \frac{x}{k_w} + \frac{1}{h_A} + \frac{1}{h_B} \quad (3.3)$$

En un intercambiador de calor, la configuración más normal es aquella en la que un fluido fluye dentro de un tubo, mientras que el otro lo hace fuera del tubo, como se puede ver en la figura 3.2.

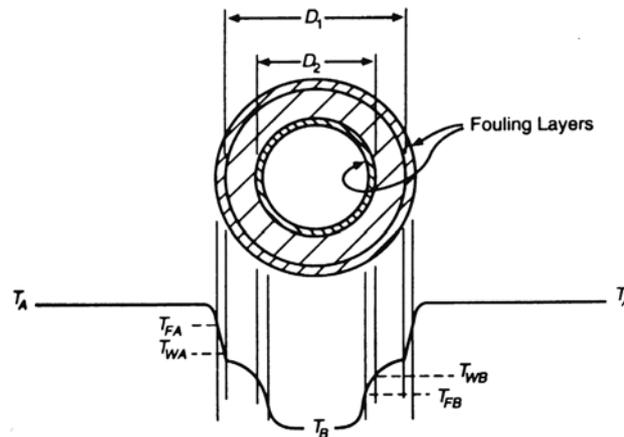


Figura 3. 2

En este caso tenemos un problema de definición del área que atraviesa el flujo de calor, ya que es distinta la referida a la pared interior del tubo a la referida a la exterior. Es por lo tanto necesario definir el flujo de calor en términos de un área determinada, normalmente la exterior. Por consiguiente, para una longitud del tubo L y un diámetro exterior D_1 , y con un flujo de calor total a través de la pared de \dot{Q} , el flujo de calor por unidad de superficie es

$$q = \frac{\dot{Q}}{\pi D_1 L} \quad (3.4)$$

Como R_B y R_{fB} se definen normalmente en función de la superficie interior del tubo, es necesario multiplicarlos por D_1/D_2 para tener en cuenta el cambio de área. El coeficiente U quedará

$$\frac{1}{U} = R_A + R_B \left(\frac{D_1}{D_2} \right) + \frac{D_1}{2k_w} \ln \frac{D_1}{D_2} + \frac{1}{h_A} + \frac{D_1}{h_B D_2} \quad (3.5)$$

3.2. SOLUCIONES ESPECIALES PARA U CONSTANTE

En realidad, dentro de un intercambiador, U varía con la posición y con la cantidad de calor extraída del fluido caliente Q . Por lo tanto, a lo largo del intercambiador, los valores locales de la diferencia de temperaturas ΔT y U varían debido a los cambios de las temperaturas de los fluidos y a los cambios de las condiciones de flujo. Dadas las temperaturas de entrada y salida de los fluidos y Q . El área efectiva del intercambiador se puede calcular integrando la siguiente expresión

$$A = \int_0^{\dot{Q}} \frac{d\dot{Q}}{U\Delta T} \quad (3.6)$$

Sin embargo se recurrirá al uso de soluciones especiales para este problema, asumiendo, entre otras cosas, que U permanece constante, cosa que no se puede hacer cuando hay cambio de fase. Las hipótesis que se harán son las siguientes:

- La transferencia de calor se realiza en régimen permanente.
- La conducción de calor longitudinal es despreciable.
- El coeficiente de transferencia global U es constante a lo largo de todo el intercambiador.
- El intercambiador se supone adiabático, la calor cedido por el fluido caliente es igual al recibido por el frío.
- Las temperaturas de los fluidos son homogéneas en todas las secciones transversales.
- Las propiedades físicas de las dos corrientes son constantes a lo largo del intercambiador.
- Hay igual transferencia de calor en cada paso por tubo o carcasa.
- El calor transferido en el espacio entre dos deflectores sucesivos es mucho menor que el calor transferido total. Para que esto sea cierto, el número de deflectores tiene que ser alto (>5).

3.2.1. El método F-DTLM.

Se puede definir la diferencia de temperatura efectiva (ΔT_M) de la expresión

$$\dot{Q} = UA\Delta T_M \quad (3.7)$$

Se intentará poner ΔT_M en función de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos para distintas configuraciones.

Intercambiador contracorriente

Este caso se muestra en la figura 3.3.

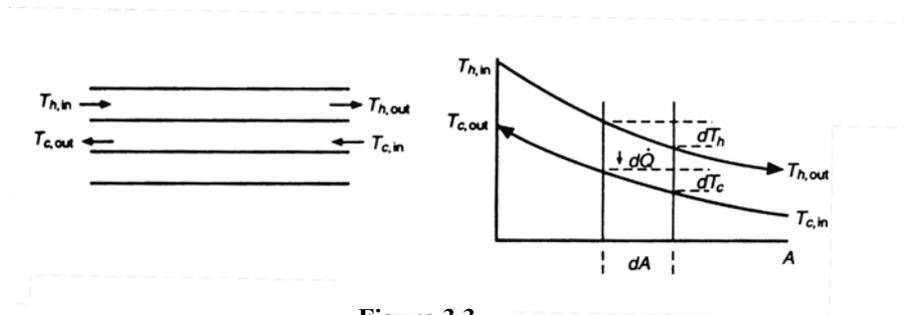


Figura 3.3

Se trata de un intercambiador de doble tubería. El fluido frío circula a lo largo del tubo y el caliente lo hace en sentido contrario a través del espacio anular alrededor de éste. Con las hipótesis anteriores se puede resolver analíticamente este problema. Se tiene

$$\Delta T_M = \Delta T_{LM} = \frac{[(T_{h, in} - T_{c, out}) - (T_{h, out} - T_{c, in})]}{\ln[(T_{h, in} - T_{c, out}) / (T_{h, out} - T_{c, in})]} \quad (3.8)$$

La diferencia de temperatura efectiva para el intercambiador contracorriente se llama diferencia de temperatura logarítmica media (ΔT_{LM}).

Intercambiador de carcasa y tubos.

Este problema ilustrado en la figura 3.4, con dos pasos por los tubos lo resolvió analíticamente Underwood en 1934. El fluido caliente fluye en el lado de la carcasa

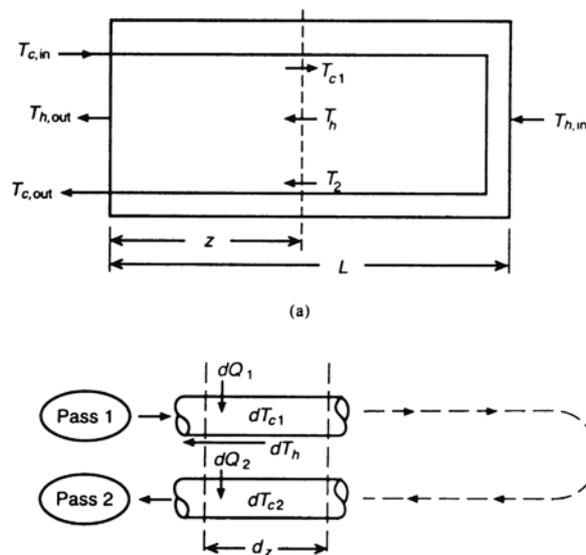


Figura 3.4

(aunque desde el punto de vista de los cálculos lo podría hacer igualmente por el otro lado) y el fluido frío fluye contracorriente en el primer paso y paralelamente en el segundo. En este caso la diferencia de temperatura efectiva puede ser relacionada con la diferencia de temperatura logarítmica media mediante un factor de corrección F .

$$\Delta T_M = F \Delta T_{LM} \quad (3.9)$$

La expresión que obtenemos para F es

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \left[\frac{(1 - P)(1 - PR)}{(R - 1) \ln \left[\frac{2 - P \left(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1} \right)}{2 - P \left(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1} \right)} \right]} \right]}{(R - 1) \ln \left[\frac{2 - P \left(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1} \right)}{2 - P \left(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1} \right)} \right]} \quad (3.10)$$

Donde

$$R = \frac{(T_{h, in} - T_{h, out})}{(T_{c, out} - T_{c, in})} \quad (3.11) \quad P = \frac{(T_{c, out} - T_{c, in})}{(T_{h, in} - T_{c, in})} \quad (3.12)$$

Para intercambiadores de más pasos por los tubos, el valor de F sólo varía ligeramente, así que este valor se acepta para cualquier número de pasos por los tubos.

Para el caso de varios pasos por la carcasa se substituye el valor de P por un valor corregido P^*

$$P^* = \frac{1 - (X)^{1/n}}{R - (X)^{1/n}} \Bigg|_{R \neq 1} = \frac{P}{n - P(n - 1)} \Bigg|_{R=1} \quad (3.13)$$

Siendo X

$$X = \frac{PR - 1}{P - 1} \quad (3.14)$$

En los problemas de cálculo y diseño de un intercambio, cuando se conocen las temperaturas de entrada y salida, es fácil calcular el área de transferencia mediante la ecuación 3.7, obteniendo la ΔT_m con la ecuación 3.9. Sin embargo, si sólo se conocen las temperaturas de entrada, el uso del método DTLM requiere un proceso iterativo. En tales circunstancias es preferible utilizar un método alternativo, que se denomina método de eficiencia-NTU.

3.2.2. El método ϵ -NTU.

Para definir la *eficiencia de un intercambiador de calor*, debemos determinar primero la *máxima transferencia de calor posible*, q_{max} , para el intercambiador. Esta transferencia de calor se puede alcanzar, en principio, en un intercambiador de calor contracorriente de longitud infinita. Si el producto del flujo másico del fluido frío por su calor

específico, C_c , es menor que el producto del flujo másico del fluido caliente por su calor específico, C_h , el fluido frío experimenta un cambio de temperatura mayor y además, al ser la longitud del intercambiador infinita, se calentará hasta alcanzar la temperatura de salida del fluido caliente ($T_{c,o}=T_{h,i}$). En consecuencia, si $C_c < C_h$, de la ecuación de balance de calor se obtiene

$$\dot{Q} = C_c(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (3.15)$$

Análogamente si $C_h < C_c$.

$$\dot{Q} = C_h(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (3.16)$$

A partir de los resultados se escribe la expresión general

$$\dot{Q}_{\max} = (\dot{M}C_p)_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in}) = C_{\min} \Delta T_{\max}$$

Donde C_{\min} es igual al menor de C_h y C_c .

Ahora es lógico definir la *eficiencia*, ε , como la razón entre la transferencia real de calor para un intercambiador y la transferencia de calor máxima posible:

$$\varepsilon \equiv \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{C_h(T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in})} = \frac{C_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (3.17)$$

Por definición de eficiencia, que es adimensional, debe ser mayor o igual que 0 y menor o igual que 1. Es útil porque si se conocen $T_{c,o,i}$, $T_{h,i}$ y ε , la transferencia real de calor se puede determinar fácilmente a partir de la expresión
Para cualquier intercambiador se puede mostrar que

$$\varepsilon = f(NTU, C_r) \quad (3.18)$$

Siendo

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (3.19)$$

El *número de unidades de transferencia* (NTU) es un parámetro adimensional que se usa ampliamente para el análisis de un intercambiador de calor y se define como

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (3.20)$$

Para intercambiadores de calor de carcasa y tubos la forma específica que toma la función que relaciona ε y NTU es

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp\left[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2}\right]}{1 - \exp\left[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2}\right]} \right\}^{-1} \quad (3.21)$$

La ecuación anterior es válida para un paso por carcasa y 2,4, ... por tubos. Para n pasos por carcasa y $2n, 4n, \dots$ por tubos la relación es

$$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1} \quad (3.22)$$

Siendo ε_1 la efectividad para un paso por carcasa, ecuación 3.21.

3.3. FLUJO EN EL INTERIOR DE LOS TUBOS

El flujo de la corriente que circula en el interior de los tubos no tiene la complejidad que tiene el flujo dentro de la carcasa. Se produce una transferencia de calor por convección forzada en flujo interno en régimen que puede ser laminar o turbulento. Existen regiones de flujo distinto en función del desarrollo o no del campo de temperaturas y de velocidades. Pero la relación entre los números de Graetz y Reynolds toma valores mucho menores que la unidad, por lo cual se hace la hipótesis de convección forzada

La correlaciones que se utilizan para la transferencia de calor son:

1. Correlación de Sieder y Tate

$$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad Re_D > 10000 \quad (3.23)$$

2. Correlación de Gnielinski

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad 2500 < Re_D < 10000 \quad (3.24)$$

3. Correlación de Sieder y Tate

$$Nu = 1.86 \left(\frac{Re_D Pr}{L/D} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad Re_D < 2500 \quad (3.25)$$

Para el cálculo de la caída de presión se utiliza la expresión

$$\Delta p_t = \frac{4nf_0 L_s \dot{m}_t^2}{2D_i \rho} \quad (3.26)$$

donde n es el número de pasos por tubos, L_s la longitud y factor de fricción se calcula con

$$\frac{1}{\sqrt{4f_0}} = -2.0 \log \left\{ \frac{e}{3.7065D} - \frac{5.0452}{Re} \log \left[\frac{1}{2.8257} \left(\frac{e}{D} \right)^{1.1098} + \frac{5.8506}{Re^{0.8981}} \right] \right\} \quad (3.27)$$

Donde e es la rugosidad.

3.4. MODELO DEL FLUJO EN CARCASA

Los cálculos de la transferencia de calor y caída de presión en fluidos que circulan dentro de tubos son relativamente simples. Sin embargo, debido a las complejas condiciones de flujo, estos no son sencillos y han ido evolucionando a lo largo de los años.

Los primeros intentos de proporcionar métodos para calcular la caída de presión y el coeficiente de película del lado de la carcasa fueron aquellos en los cuales se desarrollaron correlaciones basadas en datos experimentales de intercambiadores “típicos”. Uno de estos fue el método de Kern, que intentó correlacionar datos de intercambiadores estándares mediante ecuaciones análogas a las utilizadas en el flujo por el interior de tubos, sin tener en cuenta cómo es el flujo en el interior de la carcasa. El flujo que circula por la carcasa es complejo. Sólo una parte del flujo toma el camino “deseable” a través del banco de tubos, ya que hay una fracción que circula por las holguras existentes entre carcasa y deflectores y entre tubos y deflectores. Estas holguras son inherentes al proceso de fabricación y ensamblaje de los intercambiadores de calor.

Posteriormente, otros métodos han tenido en cuenta esta complejidad. En el método de Bell-Delaware se introducen factores que tienen en cuenta las corrientes de fuga, teniendo en cuenta datos experimentales. Es un método ampliamente utilizado y recomendado, por ejemplo en el *Heat Exchanger Design Handbook* (Taborek, 1983). La dificultad con los factores de corrección empíricos del método de Delaware es que están limitados para el rango de configuraciones para el cual fueron obtenidos los datos. Sería mejor tener un método más genérico que cubriese un gran rango de configuraciones posibles. Un avance hacia ese método genérico fue iniciado por Tinker en 1951, quien postuló el método del “análisis de corrientes” en el cual se asignaba una corriente a cada una de las posibles rutas que podía seguir el fluido a través del intercambiador. El flujo que circula por la carcasa lo dividió en una serie de corrientes individuales, como se muestra en la figura 3.5 utilizando la nomenclatura original. Estas corrientes son:

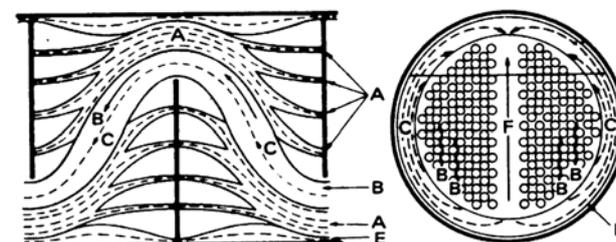


Figura 3. 5

- Corriente A: Es la que circula a través del orificio formado por la holgura que hay entre los agujeros para alojar los tubos en el deflector y la pared exterior de los tubos.
- Corriente B: Es la corriente que puede ser considerada como flujo cruzado en un banco de tubos.
- Corriente C: Es la corriente de bypass, la que en vez de atravesar el banco de tubos para a través del espacio existente entre en banco de tubos y la pared interior de la carcasa. El tamaño de este espacio dependerá sobre todo del tipo de placa tubular utilizado.
- Corriente E: Es la que circula por la holgura existente entre la carcasa y los deflectores.
- Corriente F: Es la corriente que no está en contacto con el banco de tubos, ya que pasa por el área donde se han quitado tubos debido a la partición de la carcasa por la existencia de varios pasos por los tubos.

El análisis original de Tinker es bastante complejo y difícil de entender. A grandes rasgos establece que la caída de presión para la corriente B (flujo cruzado) actúa como fuerza impulsora de las corrientes, forzando a parte del flujo a circular a través de las holguras y del área de bypass. La técnica del análisis de corrientes es particularmente apropiada para el cálculo por ordenador. En 1984 Wilkis y Johnson desarrollaron un método de análisis de corrientes viable para el cálculo manual.

3.4.1. Método de Kern.

Kern (1950) presentó el que fue el primer intento de un estudio lógico de los cálculos del lado de la carcasa, aunque evidentemente los conceptos se utilizaban antes de ese momento.

No considera corrientes de fuga y bypass. Por lo tanto se simplifican los cálculos y no se requieren los datos que se utilizan en otros métodos para considerar la presencia de estas corrientes. Al obviar estas corrientes se obtienen coeficientes de película mayores que con otros métodos y caídas de presión mucho mayores. En las predicciones del coeficiente de película del lado de la carcasa puede haber gran dispersión y estar muy del lado de la seguridad o ser ligeramente inseguras, mientras que en las de la caída de presión se está muy del lado de la seguridad (normalmente más del 100%).

Basado en datos de operaciones de transferencia de calor industrial para un corte del deflector fijo del 25% (valor de todas formas muy adecuado), propone la ecuación:

$$h_e = 0.36 \frac{k}{D_e} \left(\frac{D_e \dot{m}_s}{\mu} \right)^{0.55} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right) \quad (3.28)$$

Kern da una correlación simple para el cálculo de la caída de presión:

$$\Delta p_s = \frac{4 \dot{m}_s^2 D_s (N + 1)}{2 \rho D_e (\mu / \mu_s)^{0.14}} \quad (3.29)$$

N es el número de deflectores. El factor de fricción f aparece representado gráficamente en la figura 3.6 respecto a Re_s .

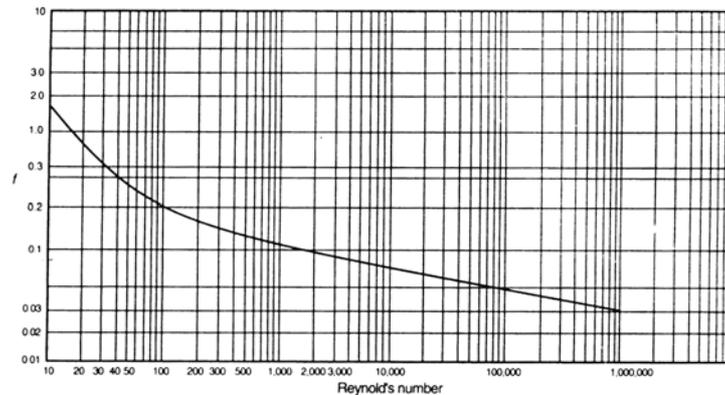


Figura 3. 6

3.4.2. Método de Delaware.

Introduce varios factores de corrección debido a la existencia de unos fenómenos que producen un alejamiento de las condiciones de flujo ideal a través de un banco de tubos. Estos fenómenos son:

1. Formación de corrientes de fuga entre las holguras entre tubos y deflector y entre deflectores y carcasa.
2. Flujo de bypass entre la pared de la carcasa y el banco de tubos.
3. Efecto de la configuración de los deflectores. Es decir, el reconocimiento de que sólo una fracción de los tubos están en flujo cruzado.
4. Efecto del gradiente de temperaturas adverso en la transferencia de calor para flujo laminar.

Los factores de corrección se aplican tanto al coeficiente de película correspondiente al flujo cruzado ideal como a la caída de presión ideal. El factor de corrección para el gradiente de temperaturas adverso se aplica para valores del Re del flujo cruzado menores de 100. Sin embargo, como este método tiene una validez dudosa para flujo laminar, este factor no se incluye aquí. En lo que sigue, primero se explican los cálculos necesarios para la obtención del coeficiente de película del lado de la carcasa y después los cálculos necesarios para la obtención de la caída de presión.

3.4.2.1. Cálculo del coeficiente de película del lado de la carcasa.

El primer paso es la obtención del coeficiente de película para flujo cruzado ideal, para lo cual se utiliza la correlación

$$h_e = jC_p \dot{m}_s (\text{Pr})^{-2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (3.30)$$

Donde

$$j = a_1 \left(\frac{1.33}{L_{tp} / D_t} \right)^a (\text{Re}_s)^{a_2} \quad (3.31)$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14(\text{Re}_s)^{a_4}} \quad (3.32)$$

Los coeficientes de las ecuaciones 3.31 y 3.32 se pueden encontrar en la tabla 3.1. El número de Reynolds y \dot{m}_s se definen como

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{M}_s}{S_m} \quad (3.33)$$

$$\text{Re} = \rho \left(\frac{\dot{M}_s}{\rho S_m} \right) D_o / \mu \quad (3.34)$$

\dot{M}_s es el flujo másico total. S_m es el valor del área de flujo cerca de la línea central, que toma los siguientes valores. Para disposición cuadrada y triangular

$$S_m = L_b \left[D_s - D_{OTL} + \frac{D_{OTL} - D_o}{P_T} (P_T - D_o) \right] \quad (3.35)$$

Para triangular invertida

$$S_m = L_b \left[D_s - D_{OTL} + \frac{D_{OTL} - D_o}{0.707 P_T} (P_T - D_o) \right] \quad (3.36)$$

El coeficiente de película para flujo cruzado ideal h_e se calcula mediante (3.30) introduciendo el exponente y la constante apropiados, que aparecen en la tabla 1. El siguiente paso es calcular los factores de corrección. El factor de corrección por la configuración de los deflectores (J_c) es una función de la fracción de tubos en flujo cruzado (F_c). F_c se calcula con la expresión

$$F_c = \frac{1}{\pi} \left[\pi + \frac{2(D_s - 2L_c)}{D_{OTL}} \text{sen} \left(\cos^{-1} \left(\frac{D_s - 2L_c}{D_{OTL}} \right) \right) - 2 \cos^{-1} \left(\frac{D_s - 2L_c}{D_{OTL}} \right) \right] \quad (3.37)$$

Donde L_c es la longitud del corte del deflector y $D_{OTL} = D_s - \Delta_{by}$, siendo Δ_{by} la holgura diametral entre carcasa y banco de tubos.

Para calcular el factor J_c se puede utilizar la siguiente correlación:

$$J_c = 0.55 + 0.72 F_c \quad (3.38)$$

El factor de corrección por fugas entre carcasa y deflectores y deflectores y tubos (J_l) está ligado a las áreas de fuga entre carcasa y deflectores y deflectores y tubos, S_{sb} y S_{tb} respectivamente, las cuales se calculan mediante

$$S_{sb} = D_s \delta_{sb} \left[\pi - \cos^{-1} \left(1 - \frac{2L_c}{D_s} \right) \right] \quad (3.39)$$

$$S_{tb} = \pi D_o \delta_{tb} N_T (1 + F_C) / 2 \quad (3.40)$$

Donde δ_{sb} y δ_{tb} son las holguras radiales entre carcasa y deflectores y deflectores y tubos, D_o el diámetro exterior de los tubos y N_T el número de tubos.

El factor J_l se calcula mediante

$$J_l = 0.44(1 - r_s) + [1 - 0.44(1 - r_s)] \exp(-2.2r_{lm}) \quad (3.41)$$

Donde

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{st} + S_{sb}} \quad r_{lm} = \frac{S_{st} + S_{sb}}{S_m}$$

Finalmente, el factor de corrección debido al bypass (J_b) es una función de F_{bp} , la fracción del área del flujo cruzado disponible para el flujo de bypass:

$$J_b = \exp \left[- C_{bh} F_{bp} \left(1 - \sqrt[3]{2r_{ss}} \right) \right] \quad (3.42)$$

Donde r_{ss} es la relación entre el número de tiras de sellado y el número de líneas de tubos en flujo cruzado (N_c). P_{TP} es igual al paso para la disposición cuadrada, a $0.707P_T$ para cuadrado invertido y $0.866P_T$ para triángulo. C_{bh} es igual a 1.35 para $Re_s < 100$ y 1.40 para $Re_s > 100$.

$$N_c = \frac{D_s(1 - 2L_c / D_s)}{P_{TP}} \quad r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_c} \quad F_{bp} = \frac{(D_s - D_{OTL})L_B}{S_m}$$

N_{ss} es número de pares de tiras de sellado, N_c es el número de filas de tubos.

3.4.2.2. Cálculo de la caída de presión en el lado de la carcasa.

El método para el cálculo de la caída de presión es similar al del cálculo del coeficiente de película. Se calcula la caída de presión para flujo cruzado ideal y después se aplican los factores de corrección debido a las corriente de fuga y bypass, R_l y R_b , que son funciones de los mismos parámetros que J_l y J_b , respectivamente. No se utiliza el factor de corrección por la configuración debido a que se usan correlaciones diferentes para la caída de presión en el banco de tubos y en la zona de la ventana.

$$R_l = \exp[-1.33(1 + r_s)(r_{lm})^p] \quad (3.43)$$

Donde

$$p = [-0.15(1+r_s) + 0.8]$$

$$R_B = \exp\left[-C_{bp}F_{sbp}\left(1 - \sqrt[3]{2r_{ss}}\right)\right] \quad (3.44)$$

C_{bp} es igual a 4.5 para $Re_s < 100$ y 3.7 para $Re_s > 100$.

La caída de presión del flujo cruzado ideal se calcula mediante

$$\Delta p_C = N_C K_f \left(0.5 \rho \left(\frac{\dot{M}_T}{\rho S_m} \right)^2 \right) \quad (3.45)$$

K_f es el factor de fricción ideal. Se calcula de las siguientes ecuaciones. Los coeficientes se toman de la tabla 3.1.

$$K_f = 4b_1 \left(\frac{1.33}{L_{ip} / D_t} \right)^b (Re_s)^{b_2} \quad (3.47)$$

$$b = \frac{b_3}{1 + 0.14(Re_s)^{b_4}}$$

La caída de presión del flujo a través de la ventana ideal se calcula mediante

$$\Delta p_w = \frac{26\dot{M}_s\mu}{\rho\sqrt{S_m S_w}} \left[\frac{N_{cw}}{p_T - D_o} + \frac{L_C}{D_w^2} \right] + \frac{\dot{M}_s^2}{\rho S_m S_w} \quad Re < 100 \quad (3.48)$$

$$\Delta p_w = \frac{(2 + 0.6N_{cw})\dot{M}_s^2}{2\rho S_m S_w} \quad Re > 100 \quad (3.49)$$

S_w es al área de la ventana del deflector

$$S_w = \frac{D_s^2}{4} \left[\cos^{-1} \left[\frac{D_s - 2L_C}{D_s} \right] - \left[\frac{D_s - 2L_C}{D_s} \right] \sqrt{1 - \left[\frac{D_s - 2L_C}{D_s} \right]^2} \right] - \frac{N_T}{8} (1 - F_C) \pi D_o^2 \quad (3.50)$$

D_w es el diámetro equivalente de la ventana del deflector

$$D_w = \frac{4S_w}{(\pi / 2)N_T(1 - F_C)D_o + D_s\Theta_b} \quad (3.51)$$

N_{cw} es el número efectivo de filas de tubos en la zona de la ventana

$$N_{cw} = \frac{0.8L_c}{p_{TP}} \quad (3.52)$$

Θ_b es dado por

$$\Theta_b = 2 \cos^{-1} \left[\frac{D_s - 2L_c}{D_s} \right] \quad (3.53)$$

Por fin tenemos la expresión final de la pérdida de carga en la carcasa

$$\Delta p_s = [(N - 1)\Delta p_c R_B + N\Delta p_w]R_L + 2\Delta p_c R_B \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c} \right) \quad (3.54)$$

Layout angle	Reynolds number	a_1	a_2	a_3	a_4	b_1	b_2	b_3	b_4
30°	10 ⁴ -10 ⁴	0.321	-0.388	1.450	0.519	0.372	-0.123	7.00	0.500
	10 ⁴ -10 ³	0.321	-0.388			0.486	-0.152		
	10 ³ -10 ²	0.593	-0.477			4.570	-0.476		
	10 ² -10	1.360	-0.657			45.100	-0.973		
	<10	1.400	-0.667			48.000	-1.000		
45°	10 ⁴ -10 ⁴	0.370	-0.396	1.930	0.500	0.303	-0.126	6.59	0.520
	10 ⁴ -10 ³	0.370	-0.396			0.333	-0.136		
	10 ³ -10 ²	0.730	-0.500			3.500	-0.476		
	10 ² -10	0.498	-0.656			26.200	-0.913		
	<10	1.550	-0.667			32.000	-1.000		
90°	10 ⁴ -10 ⁴	0.370	-0.395	1.187	0.370	0.391	-0.148	6.30	0.378
	10 ⁴ -10 ³	0.107	-0.266			0.0815	+0.022		
	10 ³ -10 ²	0.408	-0.460			6.0900	-0.602		
	10 ² -10	0.900	-0.631			32.1000	-0.963		
	10	0.970	-0.667			35.0000	-1.000		

Tabla 3.1: Coeficientes para el cálculo del coeficiente de película y caída de presión ideal

3.4.3. Método de Wilkis y Johnson.

El fundamento de este método se ilustra en la Figura 3.7. El fluido fluye de A a B a través de varias rutas, cada una señalada con una letra. Se producen corrientes de fuga entre los tubos y el deflector (t) y entre el deflector y la carcasa (s). Parte del flujo pasa a través del banco de tubos en flujo cruzado (c) y parte lo atraviesa el banco de tubos, ya que pasa por el espacio que hay entre la pared de la carcasa y el banco de tubos, este se denomina flujo de bypass (b). El flujo cruzado y el de bypass se combinan para formar posteriormente otro flujo (w) que pasa a través de la apertura del deflector. Para cada corriente, se define un coeficiente de resistencia de la forma

$$\Delta p_i = n_i \dot{M}_i^2$$

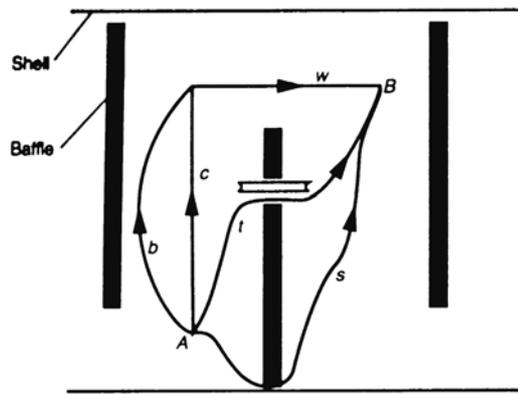


Figura 3.7

Donde Δp_i es la caída de presión de la corriente y \dot{M}_i su flujo másico. Observando la figura 3.7 se establecen las siguientes igualdades:

$$\dot{M}_s + \dot{M}_t + \dot{M}_w = \dot{M}_T \quad (3.55)$$

$$\dot{M}_c + \dot{M}_b = \dot{M}_w \quad (3.56)$$

$$\Delta p_i = \Delta p_s = \Delta p_t = \Delta p_b + \Delta p_w = \Delta p_c + \Delta p_w \quad (3.57)$$

$$\Delta p_c = \Delta p_b \quad (3.58)$$

Donde M_t el flujo másico total del lado de la carcasa. Se pueden definir los coeficientes n_a , n_p y n_{cb} como:

$$\Delta p = n_a \dot{M}_w^2 \quad (3.59)$$

$$\Delta p = n_p \dot{M}_T^2 \quad (3.60)$$

$$\Delta p_c = \Delta p_b = n_{cb} \dot{M}_w^2 \quad (3.61)$$

Por lo tanto:

$$n_{cb} = (n_c^{-1/2} + n_b^{-1/2}) \quad (3.62)$$

$$n_a = n_w + n_{cb} \quad (3.63)$$

$$n_p = (n_a^{-1/2} + n_s^{-1/2} + n_t^{-1/2}) \quad (3.64)$$

En el método de Wilkis y Johnson se asume que n_s , n_b , n_w y n_b son constantes independientemente del flujo másico y dependientes sólo de la geometría del sistema. El

único flujo cuyo n_i puede variar con el flujo másico es el flujo cruzado; n_c varía con el número de Reynolds del flujo cruzado y puede ser obtenido por las correlaciones de caída de presión de flujo cruzado a través de un banco de tubos. Se requiere una solución iterativa ya que n_c no es constante.

El procedimiento de resolución es como sigue:

1. Se calculan los valores n_s , n_b , n_w y n_t para la geometría especificada.
2. Se estima la fracción $F_{cr} = \dot{M}_c / \dot{M}_T$ del flujo que está en flujo cruzado por el banco de tubos. Un valor inicial de 0.5 es razonable.
3. Se estima el valor de n_c para el valor conocido de $\dot{M}_c (=F_{cr}\dot{M}_T)$. Los valores de n_a y n_p se determinan con las ecuaciones 3.63 y 3.64.
4. Se calcula un nuevo valor de F_{cr} con la expresión

$$F_{CR} = \left(\frac{n_p}{n_a} \right)^{1/2} \left[1 + \left(\frac{n_c}{n_b} \right)^{1/2} \right]^{-1} \quad (3.65)$$

Se repiten los pasos 3 y 4 hasta que converge el valor de F_{cr} .

5. Usando el n_p calculado, se calcula la caída de presión al atravesar cada deflector con la ecuación 3.60.
6. Si se requiere, las fracciones del flujo másico total que corresponden a cada corriente se pueden calcular con:

$$F_B = \left(\frac{n_p}{n_a} \right)^{1/2} \left[1 + \left(\frac{n_b}{n_c} \right)^{1/2} \right]^{-1} \quad (3.66)$$

$$F_s = \left(\frac{n_p}{n_s} \right)^{1/2} \quad (3.67)$$

$$F_t = \left(\frac{n_p}{n_t} \right)^{1/2} \quad (3.68)$$

$$F_w = F_b + F_c \quad (3.69)$$

Wilks y Johnson también incluyen un método para tratar con los deflectores más próximos a la entrada y a la salida de la carcasa, el cual no se incluye aquí por razones de simplicidad. Sin embargo el efecto de la distancias entre deflectores cercanos a los extremos de la carcasa no es significativo si el número de deflectores es pequeño (menos de 10, por ejemplo).

El método de Wilks y Johnson no está basado específicamente en la transferencia de calor. Sin embargo, se puede estimar razonablemente el coeficiente de película del lado de la carcasa utilizando la ecuación 3.30 pero con el Reynolds calculado con \dot{M}_c en vez de \dot{M}_T .

Coefficientes de resistencia que se usan en el método de Wilkis y Johnson. Los valores de n_s , n_t , n_w y n_b se consideran constantes para una configuración dada y se calculan como sigue:

1. Coeficiente de resistencia de la corriente de fuga entre carcasa y deflector (n_s). Se calcula mediante la expresión

$$n_s = \frac{0.0036(t_b / \delta_{sb}) + 2.3(t_b / \delta_{sb})^{-0.177}}{2\rho S_s^2} \quad (3.70)$$

Donde S_s es el área de fuga entre la carcasa y el deflector, definida como:

$$S_s = \pi(D_s - \delta_{sb})\delta_{sb} \quad (3.71)$$

δ_{sb} es la holgura radial entre la carcasa y el deflector y t_b el espesor del deflector.

2. Coeficiente de resistencia de la corriente de fuga entre los tubos y deflector (n_t). Se calcula mediante la expresión

$$n_t = \frac{0.0036(t_b / \delta_{tb}) + 2.3(t_b / \delta_{tb})^{-0.177}}{2\rho S_t^2} \quad (3.72)$$

Donde S_t es el área de fuga entre los tubos y el deflector, definida como:

$$S_t = N_T \pi(D_o - \delta_{tb})\delta_{tb} \quad (3.73)$$

δ_{tb} es la holgura radial entre los tubos y el deflector.

3. Coeficiente de resistencia de la corriente a través de la ventana (n_w). Se calcula mediante la expresión

$$n_w = \frac{1.9 \exp(0.6856 S_w / S_m)}{2\rho S_w^2} \quad (3.74)$$

Donde S_m es el área de flujo cruzado, definida en 3.35 y 3.36 y S_w es el área del flujo de ventana definida en la ecuación 3.50.

4. Coeficiente de resistencia de la corriente de bypass entre la pared de la carcasa y el banco de tubos (n_b). Se calcula mediante la expresión

$$n_b = \frac{a(D_s - 2L_C) / P_{TP} + N_{SS}}{2\rho S_b^2} \quad (3.76)$$

Donde S_b es el área del flujo de bypass, definida como:

$$S_b = L_B(2\delta_{by}) \quad (3.77)$$

L_c es la apertura del deflector (longitud) y N_{ss} es el número de tiras de sellado. δ_{by} es la holgura radial entre la carcasa y el banco de tubos. La constante a es 0.266 para tubos dispuestos en cuadrado y 0.133 para el resto de las disposiciones.

El coeficiente de resistencia del flujo cruzado varía con el flujo másico

$$n_c = \frac{N_c K_f}{2\rho S_m^2} \quad (3.78)$$

Nótese que K_f es una función de Re , donde

$$Re = \frac{D_o \dot{M}_c}{\mu S_m} \quad (3.79)$$

K_f se define en la ecuación 3.47.