DISEÑO DE EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Intercambiadores de doble tubo

Los intercambiadores de doble tubo son muy populares, sencillos de construir y fáciles de entender. Son muy comunes especialmente cuando la fuerza impulsora es grande y el área de transferencia disponible pequeña (15 m^2 o menos).

El intercambiador de doble tubo consta de un tubo en U cubierto por otro tubo más grande anular o “chaqueta”. Por el tubo más delgado fluye un fluido A y por el espacio anular fluye otro fluido B. Este arreglo puede ser a contracorriente o en paralelo. Como un caso especial, uno de los fluidos puede tener un cambio de fase dentro del equipo.

Las ecuaciones para estos equipos se expresan como función de las temperaturas promedio del seno del fluido.

T_{fe} = Temperatura de entrada del fluido frío.
T_{fs} = Temperatura de salida del fluido frío.
T_{ce} = Temperatura de entrada del fluido caliente.
T_{cs} = Temperatura de salida del fluido caliente.

Estas temperaturas pueden estar ubicadas en una posición diferente según la configuración del flujo. Para simplificar esto, se denota la posición 1 como el lado izquierdo, de entrada del fluido dentro del tubo interior. La posición 2 como el lado derecho, de salida del mismo fluido.

Tomando en cuenta estas posiciones extremas, pueden calcularse las diferencias de temperatura entre los fluidos. Por ejemplo, en el flujo a contracorriente:

Temperaturas de aproximación o en los extremos:

1) $\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs} = T_{c1} - T_{f1}$

2) $\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe} = T_{c2} - T_{f2}$

Por otro lado, también puede calcularse el rango de temperaturas de cada fluido (cambio de temperaturas de c/fluido):

Rango del fluido caliente: $\Delta T_c = T_{ce} - T_{cs} = |T_{c1} - T_{c2}|$

Rango del fluido frío: $\Delta T_f = T_{fs} - T_{fe} = |T_{f2} - T_{f1}|$

En el caso de flujo paralelo, las temperaturas en los extremos son

1) $\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fe} = T_{c1} - T_{f1}$

2) $\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fs} = T_{c2} - T_{f2}$

Se prefiere a menudo usar el equipo en modo a contracorriente debido a que la fuerza impulsora es más o menos constante durante todo el trayecto, mientras que en paralelo se puede volver muy pequeña en uno de los extremos. Esta configuración es útil cuando el fluido frío es sensible al calor.

La fuerza impulsora para la transferencia de calor en cualquier punto dentro del intercambiador entre el fluido caliente y el frío es ΔT y es compatible con la notación $T_{c1} - T_{f1}$:

$\Delta T = T_c - T_f$

Coeficiente Global de Transferencia de Calor

El diseño de equipos de transferencia de calor se realiza usando un coeficiente global U:

$$q = U\, A\, \Delta T$$

Existen 2 coeficientes globales U, uno para el fluido interno y otro para el fluido externo.

Sin embargo, ambos coeficientes están relacionados por medio de la ecuación:

$$\frac{U_e}{U_i} = \frac{A_e}{A_i} = \frac{d_e}{d_i}$$

Analizando una sección cualquiera del intercambiador de calor, se tienen 3 resistencias: la del fluido caliente, la del fluido frío y la de la pared del tubo. Por lo que se tiene la ecuación:

$$\sum R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(d_e / d_i\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e A_e}$$

k es la conductividad promedio del material del tubo en las temperaturas de operación.

El flujo de calor, como se recordará, es: $-q_r = \dfrac{\Delta T}{\sum R}$

Comparando esta ecuación con q=UAΔT nos da la ecuación del coeficiente global de transferencia de calor para un cambiador de doble tubo

$$\frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(d_e / d_i\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e A_e}$$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln\left(d_e / d_i\right)}{2\pi k L} + \frac{A_i}{h_e A_e}$$

$$\frac{1}{U_e} = \frac{A_e}{h_i A_i} + \frac{A_e \ln\left(d_e / d_i\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e}$$

Ecuaciones de diseño

Balance de entalpía

$$\Delta H = 0 = \Delta H_c + \Delta H_f$$

$$dH_c = (wc_p)_c \, dT_c$$
$$dH_f = (wc_p)_f \, dT_f$$

$$w_c \, c_c \, (T_{cs} - T_{ce}) + w_f \, cp_f \, (T_{fs} - T_{fe}) = 0$$

Esta ecuación siempre debe cumplirse en un intercambiador de calor.

La forma diferencial de la ecuación de calor para el intercambiador es

$$dq = U_i \, (T_c - T_f) \, dA_i = U_e \, (T_c - T_f) \, dA_e$$

Y por tanto la ecuación para la diferencial del ΔT es

$$d(\Delta T) = d\left(T_c - T_f\right) = (-dq)\left(\frac{1}{w_c c_{pc}} + \frac{1}{w_f c_{pf}}\right)$$

Al combinar las dos ecuaciones anteriores obtenemos

$$\frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = \frac{d\left(T_c - T_f\right)}{T_c - T_f} = -\left(\frac{1}{w_c c_{pc}} + \frac{1}{w_f c_{pf}}\right) U dA$$

Como se puede suponer por el análisis del perfil de temperatura, tanto el coeficiente global como la diferencia de temperaturas entre los fluidos pueden variar con la longitud dentro del intercambiador. La solución, por tanto, requerirá de una integración numérica.

Si en un problema se proporcionan todas las temperaturas, flujos y propiedades físicas, teniendo la capacidad de encontrar las correlaciones de la convección, la incógnita a resolver será el área (tamaño) del intercambiador.

La integración de esta ecuación tiene las siguientes condiciones frontera: en el punto 1, z=0, q=0, A=0, $\Delta T = \Delta T_1$; en el punto 2, z=L, $q = q_t$, $A = A_t$, $\Delta T = \Delta T_2$.
Se puede realizar la integral sobre diversas incógnitas (dq o A). Un conjunto útil a integrar es sobre el área, para realizarlo mediante prueba y error:

$$A = \int_0^{q_t} \left(\frac{dq}{U \Delta T}\right) = \int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{w c_p dT}{U \Delta T}\right)$$

Una solución analítica para el diseño de intercambiadores de calor involucra: a) U constante, b) propiedades de los fluidos constantes, c) no existen pérdidas de calor a los alrededores, d) estado estable, e) el flujo está en paralelo o a contracorriente. Usando las condiciones límite o de frontera, se obtiene:

$$\frac{\ln \dfrac{T_{c2}-T_{f2}}{T_{c1}-T_{f1}}}{\dfrac{1}{w_c c_{pc}}+\dfrac{1}{w_f c_{pf}}}=UA$$

Si esta ecuación se usa en la razón de flujo de calor, $q_t = w_c\, c_{pc}(T_{cs} - T_{ce})$, se tiene:

$$\frac{q_t}{UA}=\frac{\Delta T_2-\Delta T_1}{\ln \dfrac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}=\Delta T_{ml}$$

Esta ecuación define a la media logarítmica de la diferencia de temperaturas, abreviada como DTML (diferencia de temperaturas media logarítmica).
Esta es la fuerza motriz para la ecuación de calor

$$q = U\,A\,\Delta T_{ml} = \left(\int_1^2 U\, dA \right) \Delta T_{ml}$$

La ecuación anterior se simplifica cuando ΔT tiene el mismo valor en ambos extremos del intercambiador a $q=UA\Delta T$.

No es poco frecuente que el coeficiente global varíe con la temperatura. Cuando hay un cambio grande de temperatura, se sugiere una solución de la integral por medio de diferencias finitas, dividiendo al intercambiador en n segmentos

$$q = \sum_{i=1}^{n} \Delta q_i = \sum_{i=1}^{n} U_i \Delta A_i \Delta T_{ml}$$

Se puede realizar un cálculo simplificado si se supone que U varía linealmente con la temperatura, usando la ecuación obtenida por Colburn:

$$q_t = A_t \left(\frac{U_2 \Delta T_1 - U_1 \Delta T_2}{\ln \frac{U_2 \Delta T_1}{U_1 \Delta T_2}} \right)$$

Las variables A_t, U_1 y U_2 están basadas en una de las dos áreas posibles, interna o externa. Finalmente, esta ecuación se emplea en la inmediatamente anterior, dividiendo el cambiador en varios segmentos y asumiendo que ésta última ecuación se aplica en cada segmento.

Intercambiadores de calor de múltiples etapas

El diseño de los intercambiadores de calor empieza con la determinación del área requerida para transferir cierta cantidad de calor. Otra posible variable es la temperatura de salida o de entrada de las dos corrientes.

En el intercambiador de calor de coraza y tubos, una cámara grande aloja una gran cantidad de tubos, dentro de los cuales el fluido puede dar una, dos o más vueltas dentro de la coraza. Usualmente se fuerza al fluido de la coraza a fluir hacia atrás y delante a través de los tubos por medio de deflectores.

Para estos equipos es muy importante la limpieza. Si un fluido es muy corrosivo o genera impurezas o deposiciones, se suele utilizar por el lado de los tubos debido a que son más fáciles de limpiar que la coraza. Otro aspecto importante es la caída de presión.

Las ecuaciones de diseño para estos equipos son más difíciles de obtener analíticamente debido a la configuración física del intercambiador. Se usan normalmente las mismas ecuaciones ya obtenidas, $q=UAF\Delta T_{ml}$, en conjunto con un factor de corrección definido por la configuración y las temperaturas de los fluidos.

La integración de las ecuaciones usadas en la sección de intercambiadores de doble tubo se han resuelto también para el caso de cambiadores de múltiples etapas, con algunas suposiciones adicionales: en cada paso se transfiere una cantidad fija de calor, no hay fugas o mezclas de fluidos y la temperatura del fluido en la coraza es uniforme a lo largo de su etapa por cada deflector.

Con estas simplificaciones se obtuvieron relaciones adimensionales para usarse por medio de gráficas y obtener factores de corrección:

$$Z = \frac{w_f c_{p_f}}{w_c c_{p_c}} = \frac{T_{se} - T_{ss}}{T_{ts} - T_{te}}$$

$$Y = \frac{T_{ts} - T_{te}}{T_{se} - T_{te}}$$

Z ha sido llamada la relación calor-capacidad, Y la efectividad de calentamiento. El subíndice *s* denota al fluido del lado de la coraza (shell) y el subíndice *t* al fluido del lado de los tubos, asumiendo en la solución que el fluido caliente entra por la coraza y el fluido frío por el lado de los tubos.

Para un intercambiador de coraza y tubos 1-2, las gráficas representan las ecuaciones del tipo:

$$F_{1,2} = \frac{\left[\frac{B_1}{Z-1}\log_{10}\left(\frac{1-Y}{1-YZ}\right)\right]}{\log_{10}\left(\frac{2/Y-1-Z+B_1}{2/Y-1-Z-B_1}\right)} \ ,$$

$$B_1 = \left(Z^2+1\right)^{0.5}$$

Dado que el factor F es geométrico, no importa cuál es el fluido frío o caliente, así como tampoco importa la dirección del flujo. Cuando se obtiene un factor F < 0.75, se considera que el diseño es ineficiente, produciendo una DTML muy pequeña.

Para un intercambiador 2-4, las ecuaciones representativas son las siguientes:

$$F_{2,4} = \frac{\left[\frac{B_1}{2(Z-1)}\log_{10}\left(\frac{1-Y}{1-YZ}\right)\right]}{\log_{10}\left(\frac{B_2+B_1}{B_2-B_1}\right)}$$

$$B_1 = \left(Z^2+1\right)^{0.5} \ ,$$

$$B_2 = \frac{2}{Y}-1-Z+\frac{2}{Y}\left[(1-Y)(1-YZ)\right]^{0.5}$$

MÉTODO DEL NÚMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA (NUT) PARA DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Para este método es importante calcular la efectividad del intercambiador. La efectividad ε se define como la razón de transferencia real de calor en un intercambiador con respecto a la máxima transferencia posible en un intercambiador de área infinita.

La efectividad dependerá principalmente de las propiedades de los fluidos y de cómo se ha configurado su flujo en el intercambiador. Se puede observar que uno de los fluidos sufrirá un cambio mayor en la temperatura dependiendo del producto w c_p, producto que se abreviará como C; C = w c_p. Por tanto, el que tiene menor valor de C sufre un mayor cambio de temperatura. A ésta menor razón se le denomina como C_{min}.

En flujo a contracorriente, el fluido con C_{min} aproxima su temperatura de salida a la temperatura de entrada del otro fluido al aumentar el área de transferencia. En el caso de que este fluido con C_{min} sea el fluido frío, se tiene que $T_{fs} \rightarrow T_{ce}$ y la efectividad es:

$$\xi = \frac{C_c\left(T_{\mathrm{ce}} - T_{\mathrm{cs}}\right)}{C_f\left(T_{\mathrm{fs}} - T_{\mathrm{fe}}\right)} = \frac{C_{\max}\left(T_{\mathrm{ce}} - T_{\mathrm{cs}}\right)}{C_{\min}\left(T_{\mathrm{ce}} - T_{\mathrm{fe}}\right)}$$

$$q = \xi C_{\min}\left(T_{\mathrm{ce}} - T_{\mathrm{fe}}\right)$$

Efectividad del intercambiador de calor

Para este análisis se supone que el fluido frío presenta la capacidad mínima C_{min}, además de una configuración a contracorriente.

$$q = w_f c_{pf}\left(T_{f1} - T_{f2}\right) = UA\frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Conociendo la ecuación de calor en función de la eficiencia, se puede expresar la temperatura:

$$T_{c1} = T_{f2} + \frac{q}{\xi C_{\min}}$$

$$T_{c1} - T_{f1} = T_{f2} - T_{f1} + \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\xi} = \left(\frac{1}{\xi} - 1\right)\left(T_{f1} - T_{f2}\right)$$

Ésta es la diferencia de temperaturas ΔT_1.

Se debe obtener ΔT_2 en función de la eficiencia partiendo de la relación $C_f/C_c = \Delta T_c/\Delta T_f$

$$T_{c2} = T_{c1} - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\left(T_{f1} - T_{f2}\right)$$

$$T_{c2} - T_{f2} = T_{c1} - T_{f2} - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\left(T_{f1} - T_{f2}\right)$$

$$\Delta T_2 = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\xi} - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\left(T_{f1} - T_{f2}\right) = \left(\frac{1}{\xi} - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\left(T_{f1} - T_{f2}\right)$$

Sustituyendo las diferencias de temperaturas obtenidas en la ecuación de calor se obtiene:

$$\ln \frac{\frac{1}{\xi} - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}}{\frac{1}{\xi} - 1} = \frac{UA}{C_{\min}}\left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)$$

$$\xi = \frac{1 - \exp\left[-\frac{UA}{C_{\min}}\left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\right]}{1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\exp\left[-\frac{UA}{C_{\min}}\left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\right]}$$

El mismo resultado puede obtenerse si se considera al fluido caliente como el que tiene la C_{min}, de modo que este resultado se aplica a ambos tipos de configuración. La relación UA/C_{min} es una razón de calores, de modo que se denomina como el *número de unidades de transferencia* (NUT); por lo tanto, para el **flujo a contracorriente**:

$$\xi = \frac{1-\exp\left[-NUT\left(1-\frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\right]}{1-\frac{C_{\min}}{C_{\max}}\exp\left[-NUT\left(1-\frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\right]}$$

Para el caso de **flujo en paralelo**, el análisis arroja la ecuación:

$$\xi = \frac{1 - \exp\left[-NUT\left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\right]}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}}$$

Se han graficado los datos de efectividad en función del NUT y la relación de capacidades para un fácil manejo. Estas gráficas, empleadas junto con la ecuación de transferencia $q = \varepsilon C_{min}(T_{ce} - T_{fe})$, se usan para diseñar y evaluar intercambiadores de calor.

Ejemplos:

Se obtiene benceno de una columna fraccionadora en forma de vapor saturado a 176˚F. Determinar el área de transferencia de calor necesaria para condensar y subenfriar 8000 lb_m/hr de benceno a 115˚F si el refrigerante es agua que fluye a 40,000 lbm/hr disponible a 55˚F. Comparar las áreas requeridas para configuraciones de flujo a) contracorriente y b) paralelo.

Se desea calentar 12 gpm de agua desde 50˚F hasta 110˚F. Para esto se dispone de vapor saturado a 67 psia. Estime a) la carga del intercambiador; b) las libras masa de vapor requeridas por hora y c) la longitud de un intercambiador de doble tubo para desarrollar la tarea. Use tubería 16 BWG de ¾ de pulgada con vapor en el lado de la chaqueta y por el lado del tubo use el agua. Por simplicidad, considere constantes los coeficientes de transferencia de calor h e iguales a 80 para el agua y 500 Btu/hr-ft^2-˚F para el vapor.

Datos necesarios

Para tubería 16BWG: d_i=0.62 in, d_e=0.75 in

0.9245 gpm=471.3 lbm/hr; T_v=300˚F