OPERACIONES UNITARIAS II

TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION FORZADA

CORRELACIONES

Prof. María Isabel Briceño

En esta guía se presentan diversas correlaciones que permiten el cálculo del número de Nusselt, tal que se pueda entonces despejar del mismo el coeficiente de película o de transferencia de calor por convección, h:

$$Nu = \frac{h\ell}{k} = f(Re,\ Pr,\ geometría,\ ...)$$

Se han incorporado también otras ecuaciones con las que se puede calcular el espesor de la capa límite laminar y turbulenta, así como expresiones para obtener el factor de fricción en placas planas. Se cubren los casos de bifásico que se presentan en condensadores y evaporadores.

1. CORRELACIONES PARA PLACAS PLANAS

Dado que la temperatura puede variar fuertemente entre la placa y la corriente libre, las propiedades del fluido (ρ, μ, C_p, k) se evalúan con la llamada temperatura de película, T_f:

$$T_f = \frac{T_p + T_\infty}{2} \qquad (1)$$

Para placas no isotérmicas, se utiliza el promedio de temperatura para toda la placa,

$$\overline{T_p} = \left(\overline{T_p - T_\infty}\right) + T_\infty . \qquad (2)$$

que se sustituye en la Ec. 1.

1.1 Región laminar

a) Espesor de la capa límite:

- $$\frac{\delta}{x} = 4{,}64\, Re_x^{-1/2}; \quad Re < 5.10^5 \qquad (3)$$

b) En función de la posición sobre la placa, placa isotérmica:

- $Nu_x = 0{,}332\ Pr^{1/3}\ Re^{1/2}$ (4)
- $St_x = 0{,}332\ Pr^{-2/3}\ Re^{-1/2}$ (5)

- $$\frac{f}{2} = 0{,}332\,\mathrm{Re}_x^{-1/2} = \mathrm{St}\,\mathrm{Pr}^{2/3} \tag{6}$$

Validez Ecs. 4 a 6: 0,6 < Pr < 50 ; Re < 5.10^5

- $$\mathrm{Nu}_x = \frac{0{,}3387\,\mathrm{Re}_x^{1/2}\,\mathrm{Pr}^{1/3}}{\left[1+\left(\frac{0{,}0468}{\mathrm{Pr}}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \tag{7}$$

Validez Ec. 7: Re_x Pr > 100 ; Re < 5.10^5

c) <u>Propiedades promedio para placa de largo L, placa isotérmica</u>:

- $$\bar{h} = 2\ h_{x=L} \tag{8}$$
- $$\overline{\mathrm{Nu}} = \frac{\bar{h}\,L}{k} = 0{,}664\ \mathrm{Re}_L^{1/2}\,\mathrm{Pr}^{1/3} \tag{9}$$

donde $$\mathrm{Re}_L = \frac{\rho v_\infty L}{\mu} \tag{10}$$

d) <u>En función de la posición sobre la placa, placa no-isotérmica y flujo de calor constante en la pared q”</u>:

- $$\mathrm{Nu}_x = 0{,}453\ \mathrm{Re}_x^{1/2}\,\mathrm{Pr}^{1/3} = \frac{q''\ x}{k\ (T_p - T_\infty)} \tag{11}$$

$$q'' = \frac{3}{2}\ h_{x=L}\ \overline{(T_p - T_\infty)} \tag{12}$$

donde $$\overline{(T_p - T_\infty)} = \frac{q''\ L}{k\ 0{,}6795\ \mathrm{Re}_L^{1/2}\,\mathrm{Pr}^{1/3}} \tag{13}$$

- $$\mathrm{Nu}_x = \frac{0{,}4637\,\mathrm{Re}_x^{1/2}\,\mathrm{Pr}^{1/3}}{\left[1+\left(\frac{0{,}0207}{\mathrm{Pr}}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \tag{14}$$

Validez: Re_x Pr > 100 ; Re < 5.10^5

e) <u>Placa calentada a partir de una longitud x_o, placa isotérmica</u>:

- $$\mathrm{Nu}_x = 0{,}332\ \mathrm{Pr}^{1/3}\ \mathrm{Re}^{1/2}\left[1-\left(\frac{x_o}{x}\right)^{3/4}\right]^{-1/3} \tag{15}$$

1.2 Región turbulenta

a) Espesor de la capa límite:

- $\dfrac{\delta}{x} = 0,381\ \mathrm{Re}_x^{-1/5};\ 5.10^7 < \mathrm{Re} < 10^7$ (16)

b) En función de la posición sobre la placa, placa isotérmica:

- $St_x\ Pr^{2/3} = 0,0296\ Re_x^{-0,2}$ (17)

Validez: $5.10^5 < Re < 10^7$

- $St_x\ Pr^{2/3} = 0,185\ (\log Re_x)^{-2,584}$ (18)
- $f = 0,0592 Re_x^{-1/5}$ (19)

Validez: $5.10^5 < Re < 10^7$

- $f = 0,37\left(\log Re_x\right)^{-2,584}$ (20)

Validez: $10^7 < Re < 10^9$

c) En función de la posición sobre la placa, placa no-isotérmica y flujo de calor constante en la pared q'':

- $Nu_x = 1,04\ Nu_{x\ Tp=cte}$ (21)

Validez: $5.10^5 < Re < 10^7$

1.3 Región de transición

a) Propiedades promedio para placa de largo L, placa isotérmica:

- $\overline{St}Pr^{2/3} = 0,037\ Re_L^{-0,2} - 871\ Re_L^{-1}$ (22)

$\overline{Nu}_L = Pr^{1/3}\left(0,037 Re_L^{0,8} - 871\right)$ (23)

Validez: $Re < 10^7$

b) Propiedades promedio para placa de largo L, placa isotérmica:

- $\overline{Nu}_L = 0,036 Pr^{0,43}\left(Re_L^{0,8} - 9200\right)\left(\dfrac{\mu_\infty}{\mu_p}\right)^{1/4}$ (24)

Validez: $Re < 10^7$, líquidos

2. CORRELACIONES PARA FLUJO DENTRO DE TUBOS

En las correlaciones que vienen a continuación, el Re y el Nu se calculan según:

- $Nu = \dfrac{hD}{k}$; D es el diámetro del tubo. (25)

- $$\mathrm{Re} = \frac{\rho\, \bar{v}\, D}{\mu} \qquad (26)$$

Las propiedades del fluido (ρ, μ, C_p, k) se calculan a la temperatura promedio (promedio entre la temperatura de entrada y la de salida); las propiedades que presentan el subíndice "p" se calculan a la temperatura de la pared del tubo. Para un intercambiador tubular donde intercambian calor un fluido a alta temperatura (fluido caliente) con un fluido a baja temperatura (fluido frío):

$$T_p = \frac{1}{2}\left[\frac{(T_{1c} + T_{2c})}{2} + \frac{(T_{1f} + T_{2f})}{2}\right] \qquad (27)$$

donde el subíndice 1 y 2 se refieren a las condiciones de entra y salida, respectivamente, y los subíndices c y f se refieren la fluido caliente y el frío, respectivamente.

2.1 Régimen laminar

- $$\mathrm{Nu} = 3{,}66 + \frac{0{,}0668\,(D/L)\mathrm{Re}\ \mathrm{Pr}}{1 + 0{,}04\,\left[(D/L)\ \mathrm{Re}\ \mathrm{Pr}\right]^{2/3}} \qquad (28)$$

  Validez: Re < 2100 (L es la longitud del tubo).

- $$\mathrm{Nu} = 1{,}86\ (\mathrm{Re}\ \ \mathrm{Pr})^{1/3} \left(\frac{D}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0{,}14} \qquad (29)$$

  Validez: Re Pr (D/L) > 10

2.2 Régimen de transición

- $$\mathrm{Nu} = 0{,}012\ \left(\mathrm{Re}^{0{,}87} - 280\right)\ \mathrm{Pr}^{0{,}4} \qquad (30)$$

  Validez: 1,5 < Pr < 500; 3000 < Re < 10^6.

- $$\mathrm{Nu} = 0{,}023\mathrm{Re}^{0{,}8}\mathrm{Pr}^{n} \qquad (31)$$

  n = 0,4 para calentamiento; n=0,3 para enfriamiento

  Validez: 0,6 < Pr < 100; 2500 < Re < 1,25 10^5.

- $$\mathrm{Nu} = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)\ (\mathrm{Re} - 1000)\ \mathrm{Pr}}{1 + 12{,}7\left(\frac{f}{2}\right)^{1/2}\ \left(\mathrm{Pr}^{2/3} - 1\right)} \qquad (32)$$

  Correlación de Gnielinski

  donde $f = (1{,}58\ \ \ln \mathrm{Re} - 3{,}28)^{-2}$ (33)

  Validez: 0,5 < Pr < 2000; 2300 < Re < 10^4.

2.3 Régimen turbulento

- $\mathrm{Nu} = 0{,}021\left(\mathrm{Re}^{0,8} - 100\right)\ \mathrm{Pr}^{0,4}$ (34)

Validez: 0,5 < Pr < 1,5; 10^4 < Re < 5 10^6.

- $$\mathrm{Nu} = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)\ \mathrm{Re}\ \mathrm{Pr}}{1{,}07 + 12{,}7\left(\frac{f}{2}\right)^{1/2}\left(\mathrm{Pr}^{2/3} - 1\right)}$$ Correlación de Petukhov-Kirillov (35)

donde $f = \left(1{,}58\ \ln \mathrm{Re} - 3{,}28\right)^{-2}$ (33)

Validez: 0,5 < Pr < 200 (6 % error); 0,5 < Pr < 2000 (10 % error); 10^4 < Re < 5 10^6

- $$\mathrm{Nu} = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)\ \mathrm{Re}\ \mathrm{Pr}}{1 + 8{,}7\left(\frac{f}{2}\right)^{1/2}(\mathrm{Pr} - 1)}$$ Correlación de Prandlt (36)

donde $f = \left(3{,}64\ \lg_{10} \mathrm{Re} - 3{,}28\right)^{-2}$ (37)

Validez: Pr > 5; Re > 10^4

- $\mathrm{Nu} = 5 + 0{,}015\mathrm{Re}^{m}\ \mathrm{Pr}^{n}$ Correlación de Sleicher y Rouse (38)

donde $m = 0{,}88 - \dfrac{0{,}24}{4 + \mathrm{Pr}}$ y $n = \tfrac{1}{3} + 0{,}5\ \exp\left(-0{,}6\ \mathrm{Pr}\right)$ (39)

Validez: 0,1 < Pr < 10^4; 10^4 < Re < 10^6.

- $\mathrm{Nu} = 5 + 0{,}012\ \mathrm{Re}^{0,82}\left(\mathrm{Pr} + 0{,}29\right)$ (40)

Validez: Gases; 0,6 < Pr < 0,9; 10^4 < Re < 10^6.

- $\mathrm{Nu} = 0{,}022\ \mathrm{Re}^{0,8}\ \mathrm{Pr}^{0,5}$ (41)

Validez: Gases; 0,5 < Pr < 1; Re ≥ 5000.

3. CORRELACIONES PARA FLUJO EN EL ESPACIO ANULAR DE DOS TUBOS CONCÉNTRICOS

En las correlaciones que vienen a continuación, el Re y el Nu se calculan según:

- $\mathrm{Nu} = \dfrac{h\ D_{eq}}{k}$; D_{eq} es el diámetro equivalente para la transferencia de calor. (42)

- $Re = \frac{\rho\ \bar{v}\ Dh}{\mu}$; D_h es el diámetro hidráulico. (43)

(Véase guía "Dimensionamiento de Intercambiadores de Calor" para forma de cálculo de D_{eq} y D_h). Las propiedades del fluido (ρ, μ C_p, k) se calculan a la temperatura promedio; las propiedades que presentan el subíndice "p" se calculan a la temperatura de la pared del tubo.

3.1 Régimen laminar

- $Nu = 1{,}86 \left(Re\ \ Pr\ \ \frac{Dh}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0{,}14}$ Correlación de Sieder y Tate (44)

Validez: $\left(\frac{Re\ \ Pr\ \ Dh}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0{,}14} \geq 2$ (45)

3.2 Régimen de transición y turbulento

- $Nu = \frac{\left(\frac{f}{2} \right) Re\ \ Pr}{1 + 8{,}7 \left(\frac{f}{2} \right)^{1/2} \left(Pr\ - 1 \right)}$ Correlación de Prandlt (46)

donde $f = \left(3{,}64\ \log_{10} Re - 3{,}28 \right)^{-2}$ (37)

Validez: Pr > 5; Re > 10^4

- $Nu = 0{,}116 \left[Re^{2/3} - 125 \right] Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{Dh}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0{,}14}$ Correlación de Hausen (47)

Validez: 0,6 < Pr < 500; 2300 < Re < 10^6

4. CORRELACIONES PARA FLUJO A TRAVÉS DE CARCAZAS

La correlación que se presenta a continuación es válida para hacer cálculos para la transferencia de calor en intercambiadores de carcaza y tubo, para flujo por la carcaza. En la correlación se pueden observar variables tales como D_{eq}, o diámetro equivalente de la carcaza para transferencia de calor y G, el cual es el flujo másico por unidad de área en la carcaza (véase guía "Dimensionamiento de Intercambiadores de Calor" para forma de cálculo). La temperatura de pared, o Tp, se calcula acorde a la Eq. 27.

- $$\mathrm{Nu} = \frac{h\,D_{eq}}{k} = 0{,}36\left(\frac{D_{eq}\,G}{\mu}\right)^{0{,}55}(\mathrm{Pr})^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0{,}14} \qquad \text{Correlación de Kern} \qquad (47)$$

donde $\frac{D_{eq}G}{\mu}$ es el Re para flujo por la carcaza; G es el flujo de materia por unidad de área o $\dot{m}/A_c$ y A_c es el área transversal de flujo por la carcaza. Por lo tanto:

$$\mathrm{Nu} = \frac{h\,D_{eq}}{k} = 0{,}36\,(\mathrm{Re})^{0{,}55}(\mathrm{Pr})^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0{,}14} \qquad (48)$$

Validez: 2100 < Re < 10^6

- $$\mathrm{Nu} = 0{,}3228\ \mathrm{Re}^{0{,}6}\,\mathrm{Pr}^{0{,}4} \qquad (49)$$

Validez: Re > 6000; Pr ≥ 1

5. CORRELACIONES PARA CONDENSADORES DE CARCAZA Y TUBO

5.1 Condensación por la carcaza

Las correlaciones para condensadores de carcaza y tubo son un poco más complicadas que las utilizadas en intercambiadores sin cambio de fase, ya que el coeficiente U varía apreciablemente a través del intercambiador. El enfoque más sencillo es calcular el U a la entrada del equipo y el U a la salida. El coeficiente que se usa para el cálculo del área es entonces un promedio entre la entrada y la salida:

$$U_m = \frac{U_e + U_s}{2} \qquad (50)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección, ya sea a la entrada (U_1) o la salida (U_2), puede calcularse mediante la expresión:

$$\frac{1}{U_i} = \left[R_{so} + \frac{d_o}{d_i}\left(R_{si} + \frac{1}{h_i}\right) + d_o\,\frac{\ln(d_o/d_i)}{2\,k}\right] + \frac{1}{h_o} \qquad (51)$$

En la ecuación anterior, el término entre corchetes es constante y sólo el coeficiente h_o cambia a medida que el fluido progresa entre la entrada y la salida. El coeficiente h_o (coeficiente de película para fluido transitando por la parte externa de los tubos) puede estimarse en la entrada, o en la salida del intercambiador, mediante la correlación de Kern:

$$h_o = 0,728\left[\frac{\rho_\ell^{\ 2}\ g\ \lambda_{vap}\ k_\ell^{\ 3}}{\mu_\ell\ \Delta T_p\ d_o}\right]^{1/4}\frac{1}{N^{1/6}} \tag{52}$$

En la ecuación anterior, ρ_ℓ, μ_ℓ y k_ℓ son la densidad, viscosidad y conductividad térmica del fluido en fase líquida, respectivamente; g es la constante gravitatoria; λ_{vap} es el calor de vaporización (o condensación); N es un estimado del número de tubos por fila dentro de la carcaza (N se calcula suponiendo que los tubos se acomodan en arreglos cuadrados con igual número de tubos en fila como en columnas) y ΔT_p es la diferencia entre la temperatura de saturación y la temperatura de la superficie del tubo. Este último término no es conocido y debe conseguirse mediante un tanteo, para lo cual se procede del modo siguiente:

1. Se supone un ΔT_p.
2. Se calcula h_o con ΔT_p supuesto mediante la Ec. 52.
3. Se calcula U con la Ec. 51.
4. Se calcula un nuevo ΔT_p con la siguiente ecuación:

$$\Delta T_p = \Delta T\left(1 - U\left[R_{so} + \frac{d_o}{d_i}\left(R_{si} + \frac{1}{h_i}\right) + d_o\frac{\ln(d_o/d_i)}{2\,k}\right]\right) \tag{53}$$

En esta ecuación ΔT es la diferencia de temperatura entre el fluido caliente y el fluido frío, ya sea a la entrada del intercambiador (si se calcula U_1) o a la salida (si se calcula U_2). La Ec. 53 permite estimar el calor intercambiado localmente, o q'' (W/m^2) ya que $q'' \propto \Delta Tp$.

5. Se compara ΔT_p supuesto en el paso 1 con el ΔT_p calculado en el paso 4. Si no son iguales, se usa el ΔT_p calculado en el paso 4 (Ec. 53) para obtener un nuevo estimado de h_o en el paso 2.

5.2 Condensación por los tubos

El coeficiente h_i (coeficiente de película para fluido transitando por la parte interna de los tubos) puede calcularse mediante la correlación de Cavallini y Zecchin:

$$h_i = 0,05\,Re_{eq}^{\ 0,8}\,Pr^{1/3}\,\frac{k_\ell}{d_i} \tag{54}$$

donde el Re_{eq} se determina según:

$$Re_{eq} = Re_v\left(\frac{\mu_v}{\mu_\ell}\right)\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,5} + Re_\ell \tag{55}$$

Aquí, Re_v es el Reynolds para la fase gaseosa (vapor):

$$Re_v = \frac{G\ x\ d_i}{\mu_v} \quad (56)$$

donde G es el flujo másico total (kg/s m^2) de refrigerante (o fluido que condensa) y x es la calidad de vapor (para un estimado puede tomarse un promedio entre la calidad a la entrada y la calidad a la salida del vapor). También, Re_ℓ es el Reynolds de la fase líquida, donde:

$$Re_\ell = \frac{G\ (1-x)\ d_i}{\mu_\ell} \quad (57)$$

6. CORRELACIONES PARA EVAPORADORES DE CARCAZA Y TUBO

En las secciones siguientes se presenta una correlación que permite el cálculo del coeficiente de transferencia de calor h para intercambiadores de carcaza y tubo, con evaporación por los tubos. Esta es la correlación de Shah la cual permite evaluar el h_i para ebullición por nucleación, ebullición convectiva y ebullición estratificada; esta correlación consta de cuatro parámetros, Ψ, Co, Bo y Fr_l. A continuación se expresan estos parámetros y la forma de usarlos.

a) Parámetro Ψ:

$$\Psi = \frac{h_{bf}}{h_\ell} \quad (58)$$

donde h_{bf} es el coeficiente para flujo bifásico (es decir, el h_i buscado) y h_ℓ es el coeficiente del fluido en fase líquida que se calcula como

$$h_\ell = 0{,}023 \left[\frac{G\ (1-x)\ d_i}{\mu_\ell}\right]^{0,8} Pr^{0,4} \frac{k_\ell}{d_i} \quad (59)$$

b) Parámetro Co o número de convección:

$$Co = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_\ell}\right)^{0,5} \quad (60)$$

c) Parámetro Bo o número de ebullición:

$$Bo = \frac{q''}{G\ \lambda_{vap}} \quad (61)$$

donde $q'' = U\left(\overline{T}_c - T_{sat}\right)$ es el flujo de calor local. En la expresión anterior, U es un estimado del coeficiente global, $\overline{T}_c$ es el promedio de temperatura $\left(\left[T_{c1} + T_{c2}\right]/2\right)$ para el fluido caliente y T_{sat} es la temperatura de saturación del fluido que se evapora.

d) Parámetro Fr_ℓ o número de Froude para la fase líquida:

$$\mathrm{Fr}_\ell = \frac{G^2}{\rho_\ell \; g \; d_i} \qquad (62)$$

La idea es determinar el valor de Ψ que depende de los parámetros Co, Bo y Fr_ℓ, los cuales a su vez dependen del tipo de ebullición que se lleva a cabo (para ebullición por nucleación o ebullición convectiva o ebullición estratificada) y si los tubos están verticales u horizontales. Para determinar la correlación adecuada para Ψ, debe evaluarse el parámetro N_s que depende del Fr_ℓ y que se define a continuación:

a) Tubos horizontales con $\mathrm{Fr}_\ell < 0{,}04$:

$$N_s = 0{,}38 \; \mathrm{Fr}_\ell^{-0,3} \; \mathrm{Co} \qquad (63)$$

b) Tubos horizontales con $\mathrm{Fr}_\ell \geq 0{,}04$ y tubos verticales con cualquier Fr_ℓ:

$$N_s = \mathrm{Co} \qquad (64)$$

El parámetro Ψ depende del valor de N_s; de este modo:

a) Para $N_s > 1$, se calculan dos valores de Ψ, Ψ_{ec} y Ψ_{en}:

$$\Psi_{ec} = \frac{1{,}8}{N_s^{0,8}} \qquad (65)$$

$$\begin{aligned} \Psi_{en} &= 230 \; \mathrm{Bo}^{0,5} \quad \text{cuando } \mathrm{Bo} > 0{,}3\mathrm{x}10^{-4} \\ \Psi_{en} &= 1 + 46 \; \mathrm{Bo}^{0,5} \; \text{cuando } \mathrm{Bo} < 0{,}3\mathrm{x}10^{-4} \end{aligned} \qquad (66)$$

Se escoge el valor de Ψ más alto (Ψ_{ec} o Ψ_{en}) calculado según las Ecs. 65 y 66 y con este valor se despeja h_{bf} de la Ec. 58.

b) Para $0{,}1 < N_s \leq 1$, se calculan dos valores de Ψ, Ψ_{ec} y Ψ_{ee}:

$$\Psi_{ee} = F \; \mathrm{Bo}^{0,5} \exp\left(2{,}74 \; N_s^{-0,1}\right) \qquad (67)$$

$$\Psi_{ec} = \frac{1{,}8}{N_s^{0,8}} \qquad (68)$$

Se escoge el valor de Ψ más alto (Ψ_{ec} o Ψ_{ee}) calculado según las Ecs. 17 y 18 y con este valor se despeja h_{bf} de la Ec. 58.

c) Para $N_s \leq 0{,}1$, se calculan dos valores de Ψ, Ψ_{ec} y Ψ_{ee}:

$$\Psi_{ee} = F \; \mathrm{Bo}^{0,5} \exp\left(2{,}74 \; N_s^{-0,15}\right) \qquad (69)$$

$$\Psi_{ec} = \frac{1{,}8}{N_s^{0,8}} \qquad (70)$$

Se escoge el valor de Ψ más alto (Ψ_{ec} o Ψ_{ee}) calculado según las Ecs. 69 y 70 y con este valor se despeja h_{bf} de la Ec. 58. En las Ecs. 67 y 69, F es una constante que depende de Bo:

- Para $Bo \geq 11x10^{-4}$, $F = 14{,}7$ (71)
- Para $Bo < 11x10^{-4}$, $F = 15{,}43$ (72)

El uso de estas correlaciones para tubos horizontales y $Fr_\ell < 0{,}04$ es sólo válido cuando $Bo \geq 11x10^{-4}$.

Resumiendo, la correlación de Shah se utiliza de la forma siguiente:

1. Se calculan los parámetros adimensionales Co, Bo y Fr_ℓ según las Ec. 60 a 62.
2. Según como sea el valor de Fr_ℓ ($< 0{,}04$ ó $\geq 0{,}04$) y la configuración de los tubos (horizontales o verticales), se calcula el parámetro N_s acorde a la Ec. 63 o 64.
3. Según el valor de N_s se utilizan las Ecs. 65 y 66, ó 67 y 68, ó 69 y 70, para determinar el valor de Ψ. Siempre se selecciona el valor de mayor magnitud entre Ψ_{ec} y Ψ_{en} ó Ψ_{ec} y Ψ_{ee}.
4. Se calcula h_ℓ acorde a la Ec. 59.
5. Con Ψ determinado en el paso 3 y h_ℓ calculado en el paso 4, se despeja el valor de h_{bf} de la Ec. 58 y con esto se concluye el cálculo.

Bibliografía:

- "Fundamentos de Transferencia de Calor"; F.P. Incropera y D.P. DeWitt.
- "Transferencia de Calor; J. P. Holman.
- "Transferencia de Calor"; A. F. Mills.
- "Heat Exchangers: selection, rating and thermal design"; S. Kakaç y H. Liu.