

## XV.- TRANSMISIÓN DE CALOR POR CONVECCIÓN

### CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN FORZADA

#### XV.1.- CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN FORZADA EN PLACAS

##### *FLUJO LAMINAR SOBRE PLACA PLANA HORIZONTAL*

a) El número de Nusselt local en un flujo laminar sobre placa plana se verifica para valores del número de  $Re < 5 \cdot 10^5$  y viene dado por la ecuación de Pohlhausen:

$$Nu_x = 0,332 \sqrt{Re_x} Pr^{1/3} = \frac{h_{cx} x}{k} \quad ; \quad 0,1 < Pr < 10^3$$

El número de Nusselt medio para la longitud  $L$  y flujo laminar es:

$$Nu = \frac{h_C L}{k} = 0,664 \sqrt{Re_L} Pr^{1/3}, \text{ para: } \begin{array}{l} 10^3 < Re_L < 5 \cdot 10^5 \\ Pr > 0,5 \end{array}$$

expresión que se ha comprobado es exacta.

b) Una correlación apropiada para *metales líquidos* es:

$$Nu = 1,128 \sqrt{Re_L} Pr^{1/3}$$

expresión que se ha comprobado es exacta.

##### *FLUJO LAMINAR TOTALMENTE DESARROLLADO ENTRE PLACAS PLANAS PARALELAS*

Coefficiente de rozamiento:

$$= \frac{96}{Re_{d_h}} \quad ; \quad Re_{d_h} < 2800 \quad ; \quad d_h = 2 \times \text{separación entre placas}$$

El número de  $Nu$  medio para el flujo entre dos placas isotérmicas paralelas de longitud  $L$  es:

$$\text{Nu}_{d_h} = 7,54 + \frac{0,03 \frac{d_h}{L} \text{Re}_{d_h} \text{Pr}}{1 + 0,016 \left(\frac{d_h}{L} \text{Re}_{d_h} \text{Pr}\right)^{2/3}} ; \text{Re}_{d_h} < 2800$$

### FLUJO TURBULENTO SOBRE PLACA PLANA HORIZONTAL LISA

a) En el flujo turbulento sobre placa plana horizontal con valores del número de  $\text{Re} > 5 \cdot 10^5$  existe una porción de la placa cercana al borde de ataque en la que el flujo es laminar, pasando a flujo turbulento a continuación.

Las correlaciones para el cálculo del número de Stanton local se pueden obtener a partir de:

$$\text{St}_x \text{Pr}^{2/3} = \frac{C_x}{2}, \text{ para: } \begin{array}{l} 5 \cdot 10^5 < \text{Re} < 10^7 ; \text{St}_x \text{Pr}^{2/3} = 0,0296 \text{Re}_x^{-0,2} \\ 10^7 < \text{Re} < 10^9 ; \text{St}_x \text{Pr}^{2/3} = 0,185 (\lg \text{Re}_x)^{-2,584} \end{array}$$

evaluándose las propiedades del fluido a la temperatura media de película.

b) El número de Nusselt local para  $\text{Re}_x > \text{Re}_C$  viene dado por la expresión de Whitaker:

$$\text{Nu}_x = 0,029 \text{Re}_x^{0,8} \text{Pr}^{0,43}, \text{ para: } \begin{array}{l} 5 \cdot 10^5 < \text{Re}_x < 3 \cdot 10^7 \\ 0,7 < \text{Pr} < 400 \end{array}$$

El n° de Nu medio viene dado por:

$$\text{Nu}_L = 0,036 \{ \text{Re}_L^{0,8} - 9200 \} \text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_F} \right)^{0,25}, \text{ para: } \begin{array}{l} 2 \cdot 10^5 < \text{Re}_L < 5 \cdot 10^6 \\ 0,7 < \text{Pr} < 380 \\ 0,26 < \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_F} \right) < 3,5 \end{array}$$

siempre que la turbulencia sea pequeña. Las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura media  $T_F$  excepto  $\text{Pr}_F$  que lo es a la temperatura de la pared. Para los gases las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura de película. Si la turbulencia es elevada se puede eliminar el sumando 9200 obteniéndose resultados bastante razonables.

c) Otra expresión del número de Nusselt medio para la longitud L viene dada por:

$$\text{Nu}_L = 0,664 \sqrt{\text{Re}_C} \text{Pr}^{1/3} + 0,036 \text{Re}_L^{0,8} \text{Pr}^{0,43} \left\{ 1 - \left( \frac{\text{Re}_C}{\text{Re}_L} \right)^{0,8} \right\}, \text{ para: } \begin{array}{l} 5 \cdot 10^5 < \text{Re}_x < 3 \cdot 10^7 \\ 0,7 < \text{Pr} < 400 \end{array}$$

El coeficiente de arrastre viene dado por la expresión:

$$C = \frac{1,328}{\sqrt{\text{Re}_{\text{crít}}}} \frac{\text{Re}_{\text{crít}}}{\text{Re}_L} + \frac{0,523}{\ln^2(0,06 \text{Re}_L)} - \frac{\text{Re}_{\text{crít}}}{\text{Re}_L} \frac{0,523}{\ln^2(0,06 \text{Re}_{\text{crít}})} ; \text{Re}_{\text{crít}} < \text{Re}_L < 10^9$$

**CAPA LIMITE TURBULENTO SOBRE UNA PLACA PLANA TOTALMENTE RUGOSA.-** Se define un tamaño adimensional \* del grano de arena en función de la rugosidad absoluta en la forma:

$$* = \frac{G}{\sqrt{\frac{C_x}{2}}}, \text{ para: } \begin{array}{l} C_x = (3,476 + 0,707 \ln \frac{x}{L})^{-2,46} ; 150 < \frac{x}{L} < 1,5 \cdot 10^7 ; * > 60 \\ C_L = (2,635 + 0,618 \ln \frac{L}{x})^{-2,57} ; 150 < \frac{L}{x} < 1,5 \cdot 10^7 ; * > 60 \end{array}$$

en la que  $G$  es el gasto másico y  $C_x$  el coeficiente de arrastre.

El criterio para determinar el tipo de régimen del flujo es:

$0 < e^* < 5$ , liso  
 $5 < e^* < 60$ , transición  
 $e^* > 60$ , rugoso

El número de Stanton local es:

$$St_x = \frac{1}{2} \frac{C_x}{0,9 + \sqrt{\frac{C_x}{2}} \{f(\text{Re}, Pr) - 7,65\}}$$

en la que la función  $f(\text{Re}, Pr)$  depende de la rugosidad, presentando diversas formas, como se indica a continuación:

Granos de arena,  $f(\text{Re}, Pr) = 4,8 \text{Re}^{0,2} Pr^{0,44}$  ;  $1 < Pr < 6$   
 $f(\text{Re}, Pr) = 4,8 \text{Re}^{0,28} Pr^{0,57}$  ;  $0,7 < Pr < 40$

General,  $f(\text{Re}, Pr) = 0,55 \sqrt{\text{Re}} (Pr^{2/3} - 1) + 9,5$  ;  $Pr > 0,5$

El número de Stanton medio es:

$$St = \frac{1}{L} \int_0^L St_x dx = \frac{h_c}{c_p u}$$

## XV.2.- CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN FORZADA POR EL INTERIOR DE TUBERÍAS

**FLUJO LAMINAR POR EL INTERIOR DE TUBERÍAS.**- Para el flujo de fluidos en tuberías en régimen laminar se cumple  $Re < 2.100$ .

**Flujos desarrollados.**- Para flujos completamente desarrollados en un tubo circular ( $L \gg d$ ) con *flujo de calor  $q/A$  constante* desde la pared es  $Nu = 4,3636$

Para flujos completamente desarrollados en un tubo circular ( $L \gg d$ ) con *temperatura de pared constante*  $Nu = 3,656$

**Flujos no desarrollados.**- El *efecto de entrada* del fluido en tuberías se manifiesta cuando las longitudes turbulentas iniciales sean mucho más cortas que en condiciones de régimen laminar o cuando el intercambio térmico comienza a efectuarse desde la entrada de la tubería y, por lo tanto, la capa límite térmica no está todavía desarrollada.

a) Una ecuación que tiene en cuenta las longitudes térmica e hidrodinámica, Sieder y Tate, con *temperatura de pared constante* es:

$$Nu = 1,86 \sqrt[3]{Gz} \left(\frac{F}{Pr}\right)^{0,14}, \text{ con, } Gz = \left(\frac{d}{L}\right) Re_d Pr \text{ y } \begin{matrix} Gz > 10 \\ Pr > 0,5 \end{matrix} ; \sqrt[3]{Gz} \text{ c} > 2$$

siendo  $L$  la longitud del tubo y  $d$  el diámetro. Las propiedades del fluido que conducen al cálculo de  $Re$  y  $Pr$  se calculan a la temperatura  $T_F$

b) Otra expresión para el flujo a la entrada en un tubo circular en régimen laminar, con *temperatura de pared constante* (Hausen):

$$Nu = 3,66 + \frac{0,0668 Gz}{1 + 0,04 Gz^{2/3}} \quad c$$

y para flujo a la entrada en un tubo circular en régimen laminar, con *flujo de calor constante* (Hausen):

$$Nu = 4,36 + \frac{0,023 Gz}{1 + 0,0012 Gz} \quad c$$

en la que las propiedades del fluido para calcular Re y Pr se toman a la temperatura  $T_F$ .

c) Si el flujo turbulento está hidrodinámicamente desarrollado.

El coeficiente de rozamiento viene dado por:

$$= \frac{64}{Re_d} \quad ; \quad Re_d < 2300$$

y el número de Nusselt por:

$$Nu_d = 3,66 + \frac{0,065 \frac{d}{L} Re_d Pr}{1 + 0,04 \left(\frac{d}{L} Re_d Pr\right)^{2/3}} \quad ; \quad Re_d < 2300$$

### **FLUJO TURBULENTO DESARROLLADO POR EL INTERIOR DE TUBERÍAS.**

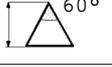
a) Los datos experimentales correspondientes a los estudios realizados sobre el movimiento en tubos de un gran número de líquidos, gases y vapores, se pueden expresar por las siguientes ecuaciones:

En tubos lisos se aplica la ecuación de Dittus-Boelter:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^a \quad , \quad \text{para: } \frac{L}{d} > 60 \quad , \quad \begin{matrix} 0,7 < Pr < 160 \\ Re > 10.000 \end{matrix}$$

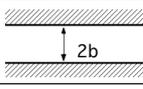
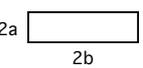
en la que se considera  $a = 0,4$  para calentamientos y  $a = 0,3$  para enfriamientos.

Tabla XV.1.- Números de Nu y factor de fricción para flujos completamente desarrollados, térmica e hidrodinámicamente, en conductos de sección transversal circular y no circular

| $[(L/d_h) > 100]$   | $Nu_T$ | $Nu_{H1}$ | $Nu_{H2}$ | Re    | $[(L/d_h) > 100]$   |             | $Nu_T$ | $Nu_{H1}$ | $Nu_{H2}$ | Re    |
|---|--------|-----------|-----------|-------|---|-------------|--------|-----------|-----------|-------|
|  | 3,657  | 4,364     | 4,364     | 64    |  | $b/a=0,5$   | 3,391  | 4,125     | 3,017     | 62,2  |
|  | 3,34   | 4,002     | 3,862     | 60,22 |  | $b/a=0,25$  | 3,66   | 5,099     | 4,35      | 74,8  |
|  | 2,47   | 3,111     | 1,892     | 53,33 |  | $b/a=0,125$ | 5,597  | 6,49      | 2,904     | 82,34 |
|  | 2,976  | 3,608     | 3,091     | 56,91 |  | $b/a=0$     | 7,541  | 8,235     | 8,235     | 96    |
|   |        |           |           |       |  | $b/a=0,5$   | 4,861  | 5,385     | -----     | 96    |

$Nu_T$  es el número de Nu para paredes con temperatura uniforme;  $Nu_{H1}$  es el número de Nu con flujo de calor uniforme en la superficie en la dirección del flujo, mientras que la temperatura permanece uniforme en la periferia;  $Nu_{H2}$  es el número de Nu con flujo de calor uniforme en la superficie, en la dirección del flujo y en la periferia

Tabla XV.2.- Longitud de entrada térmica  $L_t$ , e hidrodinámica  $L_h$ , para flujo laminar por el interior de conductos de sección transversal circular y no circular

|   | $\frac{L_h/d_h}{Re}$ | $\frac{L_t/d_h}{Pe}$     |                         |
|---|----------------------|--------------------------|-------------------------|
|   |                      | Temp. de pared constante | Flujo térmico constante |
|  | 0,056                | 0,033                    | 0,043                   |
|  | 0,011                | 0,008                    | 0,012                   |
|  |                      |                          |                         |
| a/b = 0,25  | 0,075                | 0,054                    | 0,042                   |
| a/b = 0,50  | 0,085                | 0,049                    | 0,057                   |
| a/b = 1,00  | 0,09                 | 0,041                    | 0,066                   |

b) Una correlación que permite una precisión aún mayor que la de Dittus-Boelter, es la de Polley, de la forma:

$$St = \exp [-3,796 - 0,205 \ln (Re) - 0,505 \ln (Pr) - 0,0255 \{ \ln (Pr) \}^2]$$

estando los valores del número de Prandtl comprendidos en el intervalo:  $0,5 < Pr < 3000$

c) *Ecuación de Sieder y Tate.*- Esta ecuación es de la forma:

$$Nu = 0,027 Re^{0,8} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu_F}{\mu_P} \right)^{0,14}, \text{ con: } \begin{matrix} Re > 10.000 & ; & \frac{L}{d} > 60 \\ 0,7 < Pr < 16.500 & & \end{matrix}$$

recomendándose para aquellos casos de transmisión de calor en los que la viscosidad de los fluidos cambie marcadamente con la temperatura.

Para determinar  $Nu$ ,  $Re$ ,  $Pr$  y  $\mu_F$  hay que conocer las propiedades del fluido a su temperatura media  $T_F$ , mientras que  $\mu_P$  se calcula a la temperatura de la pared  $T_{pF}$ .

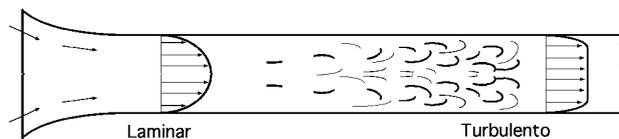


Fig XV.1.- Flujo forzado por una tubería con  $Re_d = 50.000$ ; en la sección inicial el flujo es laminar debido a la entrada en forma de bocina, pero se vuelve turbulento aguas abajo

d) *Ecuación de Notter y Sleicher.*- Esta ecuación es de la forma:

$$Nu = 5 + 0,016 Re^a Pr^b, \text{ con: } \begin{matrix} a = 0,88 - \frac{0,24}{4 + Pr} & ; & b = 0,33 + 0,5 e^{-0,6 Pr} \\ \frac{L}{d} > 25 & ; & 10^4 < Re < 10^6 & ; & 0,1 < Pr < 10^4 \end{matrix}$$

que concuerda muy bien con los mejores datos experimentales para el aire y en un 10% con los mejores datos para números de Prandtl del orden de  $10^3$ .

e) En **tubos rugosos** se puede utilizar la analogía de Kàrmàn del capítulo anterior de la forma:

$$St = \frac{1}{8} \frac{1}{1 + 5 \sqrt{\frac{1}{8}} \left\{ (Pr - 1) + \ln \frac{5 Pr + 1}{6} \right\}} ; \quad Pr < 30$$

f) En **tubos rugosos** también se puede utilizar la ecuación de Petukhov de la forma:

$$Nu_d = \frac{Re_d Pr}{X} \frac{1}{8} \left( \frac{F}{pF} \right)^n ; \quad X = 1,07 + 12,7 (Pr^{2/3} - 1) \sqrt{\frac{1}{8}}$$

$$10^4 < Re < 5 \cdot 10^6 ; \quad 0,5 < Pr < 200 ; \quad \text{error} < 5 \div 6\%$$

cuyo campo de validez es,  $10^4 < Re < 5 \cdot 10^6 ; \quad 0,5 < Pr < 2000 ; \quad \text{error} \quad 10\%$

$$0 < \frac{F}{pF} < 40$$

**$n = 0,11$  para calentamiento con  $T_{pF}$  uniforme**

**$n = 0,20$  para enfriamiento con  $T_{pF}$  uniforme**

**$n = 0$  para flujo de calor uniforme o gases**

El valor del coeficiente de rozamiento viene dado para  $Pr > 0,5$  por:

$$= (0,79 \ln Re_d - 1,64)^{-2} ; \quad 10^4 < Re_d < 5 \cdot 10^6$$

$$= 0,184 Re_d^{-0,2} ; \quad 2 \cdot 10^4 < Re_d < 3 \cdot 10^5, \text{ menos precisa que la anterior}$$

tomándose las propiedades del fluido a la temperatura media  $T_F$  excepto  $p_F$  que lo es a la temperatura de la pared  $T_{pF}$ .

El parámetro  $\epsilon$  se utiliza para expresar el efecto de la diferencia de temperaturas del fluido  $T_F$  y de la pared  $T_{pF}$  sobre las propiedades del fluido. Se aplica en aquellos casos en que la viscosidad del fluido cambie marcadamente con la temperatura,  $\epsilon = (T)$ ; en muchos casos  $\epsilon$  se considera la unidad, siendo de interés en los fluidos muy viscosos.

g) Otra ecuación para **tubosrugosos** es la de Gnielinski para flujo turbulento, térmica e hidrodinámica-mente desarrollado, siendo el número de Nusselt:

$$Nu = \frac{\frac{1}{8} (Re_d - 1000) Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{1}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} , \text{ con: } \begin{matrix} 3000 < Re_d < 10^6 \\ Pr > 0,5 \end{matrix}$$

y el coeficiente de rozamiento:

$$= (0,79 \ln Re_d - 1,64)^{-2} ; \quad 10^4 < Re_d < 5 \cdot 10^6$$

h) Para una tubería muy rugosa se puede definir un tamaño adimensional  $\epsilon^*$  del grano de arena, al igual que para placa plana, en función de la rugosidad absoluta  $\epsilon$  en la forma:

$$* = \frac{G}{\sqrt{2}}$$

en la que G es el gasto másico y  $\lambda$  el coeficiente de rozamiento que se obtiene del diagrama de Moody o para este caso de la ecuación:

$$\lambda = \frac{1}{-2 \lg \left\{ \frac{\bar{R}}{7,4} - \frac{5,02}{Re_d} \lg \left( \frac{\bar{R}}{7,4} + \frac{13}{Re_d} \right) \right\}}$$

El criterio para determinar el tipo de régimen del flujo es:

|                           |
|---------------------------|
| $0 < * < 5$ , liso        |
| $5 < * < 60$ , transición |
| $* > 60$ , rugoso         |

El número de Stanton local es:

$$St = \frac{1}{8 \left( 0,9 + \sqrt{\frac{1}{8} \{f(*, Pr) - 7,65\}} \right)}$$

en la que la función  $f(*, Pr)$  depende de la rugosidad, presentando diversas formas, como se indica a continuación:

Granos de arena:  $f(*, Pr) = 4,8 *^{0,2} Pr^{0,44}$  ;  $1 < Pr < 6$

Granos de arena:  $f(*, Pr) = 4,8 *^{0,28} Pr^{0,57}$  ;  $0,7 < Pr < 40$

General:  $f(*, Pr) = 0,55 \sqrt{*} (Pr^{2/3} - 1) + 9,5$  ;  $Pr > 0,5$

El número de Stanton medio es:  $St = \frac{1}{L} \int_0^L St_x dx = \frac{h_c}{c_p u}$

### **FLUJO TURBULENTO NO DESARROLLADO POR EL INTERIOR DE TUBERÍAS**

Longitud de entrada hidrodinámica:  $L_H = 0,056 Re_d d$

Longitud térmica de entrada:  $L_T = 0,017 Re_d Pr d$

Nusselt estudió datos experimentales en el campo ( $10 < (L/d) < 100$ ), y predijo que  $h_c$  tenía que ser proporcional a  $(d/L)^{1/8}$ ; para tener en cuenta el efecto de entrada propuso la ecuación:

$$Nu = 0,036 Re^{0,8} Pr^{1/3} \left( \frac{d}{L} \right)^{0,055}$$

en la que L es la longitud del tubo medida desde la entrada, viniendo determinadas las propiedades del fluido respecto a  $T_F$ .

Otras ecuaciones válidas en este campo son:

$$Nu = 0,024 Re^{0,786} Pr^{0,42} \left\{ 1 + \left( \frac{d}{L} \right)^{0,66} \right\}^{1/4} c, \text{ para: } \begin{matrix} 2300 < Re < 10^6 \\ 0,7 < Pr < 10 \\ L/d < 40 \end{matrix}$$

$$Nu = 0,036 Re^{0,8} Pr^{0,333} \left( \frac{d}{L} \right)^{1/18}, \text{ para: } \begin{matrix} 2300 < Re < 10^6 \\ 0,7 < Pr < 10 \\ 10 < L/d < 400 \end{matrix}$$

en las que L es la longitud del tubo medida desde la entrada, correspondiente a la zona que se está estudiando, calculándose las propiedades físicas del fluido a la temperatura media de éste  $T_F$ .

Si el flujo a la entrada está desarrollado hidrodinámicamente, pero no térmicamente, con temperatura de pared uniforme, se puede utilizar:

$$Nu_d = 3,66 + \frac{0,065 \frac{d}{L} Re_d Pr}{1 + 0,04 \left(\frac{d}{L} Re_d Pr\right)^{2/3}} \quad ; \quad Re_d < 2300$$

### **FLUJO TURBULENTO DE METALES LÍQUIDOS POR EL INTERIOR DE TUBERÍAS**

#### **Flujo completamente desarrollado con flujo de calor uniforme desde la pared**

$$Nu = 0,625 Pe^{0,4}, \text{ con: } \begin{array}{l} 10^2 < Pe < 10^4 \\ \frac{L}{d} > 60 \end{array}$$

$$Nu = 4,82 + 0,0185 Pe^{0,827}, \text{ con: } \begin{array}{l} 10^2 < Pe < 10^4 \quad ; \quad 3,6 \cdot 10^3 < Re < 9 \cdot 10^5 \\ \frac{L}{d} > 60 \end{array}$$

$$Nu_d = 6,3 + 0,0167 Re_d^{0,85} Pr^{0,93}, \text{ con: } 10^4 < Re_d < 10^6$$

#### **Flujo completamente desarrollado con temperatura de pared uniforme**

$$Nu = 5 + 0,025 Pe^{0,8}, \text{ con: } \begin{array}{l} Pe > 100 \\ \frac{L}{d} > 60 \end{array}$$

$$Nu = 4,8 + 0,015 Pe^{0,91} Pr^{0,3}, \text{ con: } \begin{array}{l} Pr < 0,05 \\ \frac{L}{d} > 60 \end{array}$$

$$Nu = 5 + 0,05 Pe^{0,77} Pr^{0,25}, \text{ con: } \begin{array}{l} Pr < 0,1 \quad ; \quad Pe > 15.000 \\ \frac{L}{d} > 60 \end{array}$$

$$Nu = 4,8 + 0,0156 Pe^{0,85} Pr^{0,08}, \text{ con: } \begin{array}{l} 0,004 < Pr < 0,1 \quad ; \quad Re < 500.000 \\ \frac{L}{d} > 60 \end{array}$$

**Flujo no desarrollado:** Para flujo de calor uniforme:  $Nu = 6,3 + 0,0167 Pe^{0,85} Pr^{0,08}$   
 Para temperatura de pared uniforme:  $Nu = 4,8 + 0,0156 Pe^{0,85} Pr^{0,08}$

**FLUJO TURBULENTO POR UN SERPENTÍN TUBULAR.-** La presión que se ejerce sobre la sección transversal de paso de un serpentín tubular no es constante debido a la acción de las fuerzas de inercia, que en las zonas periféricas son, relativamente, poco importantes pues el medio que desliza se adhiere más o menos a la pared del tubo. Las partículas en movimiento en esta zona están sometidas a las fuerzas del campo de presión en la sección perpendicular a la dirección del flujo principal, que origina la formación de un desplazamiento secundario, en el serpentín.

Como consecuencia de este movimiento secundario, la transmisión de calor en un serpentín tubular mejora, siendo el coeficiente de transmisión de calor por convección de la forma:

$$h_{C(\text{serpentin})} = h_C \left(1 + 3,54 \frac{d}{D}\right)$$

en la que  $h_C$  es el coeficiente de transmisión de calor por convección para tubería recta de las mismas características.

El régimen empieza a hacerse turbulento para valores de  $Re$  más elevados que en los tubos rectos

### XV.3.- CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN FORZADA POR EL EXTERIOR DE TUBERÍAS

**FLUJO TURBULENTO PARALELO POR EL EXTERIOR DE UN TUBO.-** Un gran número de estudios y experiencias en gases, vapores y líquidos moviéndose por el exterior de un tubo simple, paralelamente, vienen correlacionados por la expresión:

$$Nu = 0,26 Re^{0,6} Pr^{0,3} \quad c ; \quad 10^3 < Re < 10^5$$

$$Nu = 0,86 Re^{0,43} Pr^{0,3} \quad c ; \quad 0,2 < Re < 200 \text{ y sólo para líquidos normales}$$

**FLUJO TURBULENTO PARALELO POR EL EXTERIOR DE TUBOS EN BATERÍA.-** La transferencia de calor en la circulación de un fluido sobre una batería de tubos, es muy importante por su aplicación al diseño y proyecto de algunos tipos de intercambiadores de calor en contracorriente y en equicorriente. Se pueden considerar dos situaciones:

a) Si se obliga al fluido a circular paralelo y *pegado* a la pared de las tuberías mediante pantallas, se considera como flujo por el exterior de tubos, y se utilizan para determinar el número de  $Nu$  las ecuaciones para un tubo único.

b) Si no existen pantallas y los tubos están contenidos en una carcasa, se considera como flujo por el interior de un tubo, (la carcasa), introduciendo el concepto de diámetro equivalente en el número de  $Re$  de la formulación correspondiente que interviene en el cálculo del número de  $Nu$ . En esta situación, los números de Reynolds y Nusselt se calculan en función del diámetro hidráulico, en la forma:

$$Re = \frac{u_F d_h}{\nu} ; \quad Nu = \frac{h_{CF} d_h}{k_F}$$

$$\text{Diámetro hidráulico, } d_h = 4 \frac{\text{Sección transversal mojada}}{\text{Perímetro mojado}}$$

Para una conducción formada por dos tubos concéntricos, Fig XV.2.a:

$$d_h = 4 \frac{\frac{d_1^2 - d_2^2}{4}}{(d_1 + d_2)} = \frac{(d_1 + d_2)(d_1 - d_2)}{d_1 + d_2} = d_1 - d_2$$

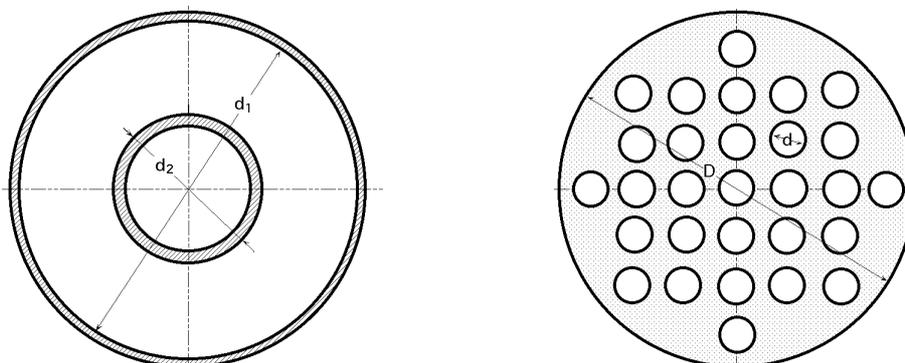


Fig XV.2.- Disposiciones de dos tubos concéntricos (a) y tipo intercambiador (b)

Para un conducto tipo intercambiador, formada por varios tubos rodeados por una carcasa exterior, Fig XV.2.b:

$$d_h = 4 \frac{\frac{D^2 - n d^2}{4}}{(D + n d)} = \frac{D^2 - n d^2}{D + n d}$$

Para conductos anulares (dos tubos concéntricos) se puede obtener una mayor precisión si se multiplica el n° de Nu obtenido por cualquiera de las ecuaciones correspondientes al flujo por el interior de tuberías, por un factor de corrección:

- Si la pared exterior está aislada térmicamente y la transferencia de calor se realiza únicamente a través de la pared del tubo interior, el factor de corrección del n° de Nu es:

$$0,86 \left( \frac{d_{\text{interior}}}{d_{\text{exterior}}} \right)^{-0,16}$$

- Si la pared interior está aislada térmicamente y la transferencia de calor se realiza únicamente a través de la pared del tubo exterior, el factor de corrección del n° de Nu es:

$$1 - 0,14 \left( \frac{d_{\text{interior}}}{d_{\text{exterior}}} \right)^{0,6}$$

en las que el área de transferencia térmica a considerar es únicamente el de la pared calentada.

#### XV.4.- CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN FORZADA EN ESFERAS

a) Para el flujo de fluidos sobre esferas con superficie isotérmica, se pueden utilizar los siguientes coeficientes de arrastre  $C_w$  referidos al diámetro  $d$ :

$$C_{w_d} = \frac{24}{Re_d} \quad ; \quad Re_d < 0,5$$

$$C_{w_d} = \frac{24}{Re_d} \left( 1 + \frac{Re_d^{2/3}}{6} \right) \quad ; \quad 2 < Re_d < 500$$

$$C_{w_d} = 0,44 \quad ; \quad 500 < Re_d < 2 \cdot 10^5$$

**Whitaker** propone una correlación general para el n° de Nusselt de la forma:

$$Nu_d = 2 + \left( 0,4 \sqrt{Re_d} + 0,06 \sqrt[3]{Re_d^2} \right) Pr^{0,4} \sqrt[4]{\frac{F}{pF}} \quad ; \quad \begin{matrix} 3,5 < Re_d < 8 \cdot 10^4 & ; & 0,7 < Pr < 380 \\ 1 < \frac{F}{pF} < 3,2 \end{matrix}$$

calculándose las propiedades a la temperatura del fluido  $T_F$  excepto  $p_F$  que se evalúa a la temperatura de la pared; para gases, el factor de corrección de la viscosidad es despreciable.

En la ecuación anterior se puede observar la existencia de un límite inferior de ( $Nu_d = 2$ ) que corresponde a la conducción de calor de una esfera a un medio exterior infinito estacionario.

El flujo de calor a través de una superficie esférica es:

$$Q = \frac{4 \ k (T_1 - T_2)}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}} = \left| \text{Si: } \begin{matrix} d = 2 r_1 \\ y \ r_2 \end{matrix} \right| = \frac{2 \ k}{d} \ d^2 (T_1 - T_2) = h_{cF} \ A (T_1 - T_2)$$

por lo que el coeficiente de transferencia de calor es:  $h_{cF} = \frac{2k}{d}$ , y  $Nu_d = 2$

b) Para el caso particular del *flujo de gases sobre una esfera*, Mc Adams recomienda la correlación:

$$Nu = 0,37 Re^{0,6} ; 17 < Re < 70000$$

c) Para el caso particular del *flujo de líquidos sobre una esfera*, se recomienda la correlación:

$$Nu_d = (1,2 + 0,53 Re_d^{0,54}) Pr^{0,3} \sqrt[4]{\frac{F}{pF}} ; 1 < Re_d < 200.000$$

d) Para el *flujo de un metal líquido sobre una esfera*, el coeficiente de transmisión de calor viene dado por:

$$Nu_d = 2 + 0,386 \sqrt{Re Pr} ; 3.10^4 < Re_d < 1,5.10^5$$

Las propiedades del fluido se calculan en los casos (b, c y d) a la temperatura media de película.

## XV.5.- CONVECCIÓN NATURAL Y FORZADA COMBINADAS

En algunos casos reales pueden coexistir la convección natural y la forzada; para sistemas en los que el flujo forzado tiene velocidades bajas, menores de 0,3 m/seg, ambas formas de convección pueden tener una importancia semejante.

Sin embargo, y ante la duda de qué tipo de fenómeno prevalece, un criterio normalmente aplicado es que predomina la convección natural cuando se cumpla que  $(Gr/Re^2 > 1)$ .

Para convección combinada en tubos horizontales se pueden utilizar las siguientes expresiones:

$$Nu = 1,75 \sqrt[3]{Gz + 0,0083 \sqrt[4]{(Gr Pr)^3}} , \text{ para: } Re < 500 ; 10^{-2} < Pr \frac{d}{L} < 1$$

$$Gz = Re Pr \frac{d}{L}$$

$$Nu = 4,69 Re^{0,27} Pr^{0,21} Gr^{0,07} \left(\frac{d}{L}\right)^{0,36} , \text{ para: } Re > 500 ; 10^{-2} < Pr \frac{d}{L} < 1$$

Para la convección laminar combinada del agua que circula por un tubo horizontal con temperatura de pared constante, sus resultados vienen correlacionados a través de la expresión:

$$Nu_d = 1,75 \sqrt[3]{Gz + 0,012 \sqrt[3]{(Gz Gr_d^{0,33})^4}} \left(\frac{F}{pF}\right)^{0,14}$$

Todas las propiedades del fluido se calculan a la temperatura media  $T_F$  del fluido; esta ecuación da buenos resultados, siempre con un error menor del 8%.

En la Fig XV.3 se han representado los regímenes de convección libre, forzada y mixta en el caso de flujo por tubos horizontales.

Hausen propone, para convección forzada y flujo no desarrollado:

$$Nu = 0,116 (Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3} \left\{1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{2/3}\right\} \left(\frac{F}{pF}\right)^{0,14} , \text{ para: } 0,6 < Pr < 500 ; \frac{L}{d} < 60$$

$$2100 < Re < 10^6$$

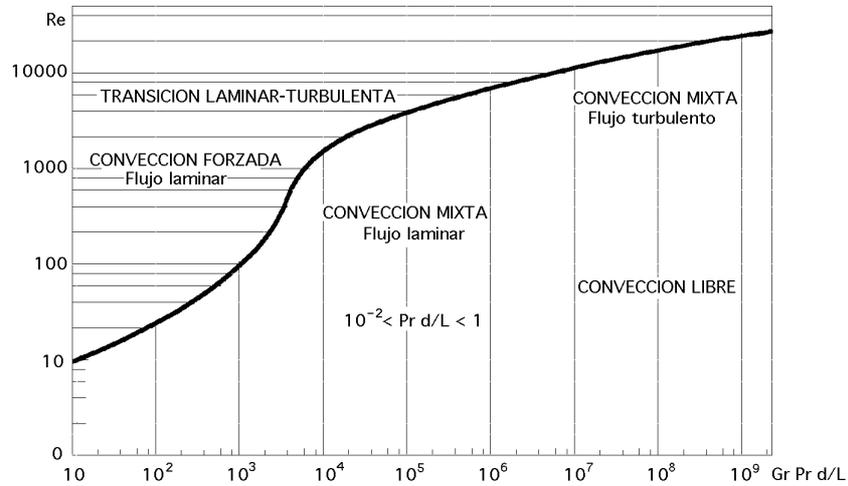


Fig XV.3.- Convección libre, forzada y mixta, por tubos horizontales

## XV.6.- CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN EN FLUJOS CRUZADOS

**FLUJO CRUZADO EN TUBO ÚNICO LISO.-** Cuando se trata de un tubo único, para la circulación de gases y líquidos ordinarios, el coeficiente de transferencia térmica medio correspondiente al flujo cruzado, se puede calcular mediante las relaciones siguientes:

$$Nu = C Re^n Pr^{1/3}$$

en la que los valores de  $n$  y  $C$  se obtienen de la Tabla XV.3.

Tabla XV.3.- Valores de  $n$  y  $C$  para tuberías cilíndricas en función del número de Reynolds

| Reynolds (Para el diámetro $d$ ) | $C$    | $n$   |
|----------------------------------|--------|-------|
| 0,4 a 4                          | 0,989  | 0,330 |
| 4 a 40                           | 0,911  | 0,385 |
| 40 a 4.000                       | 0,683  | 0,466 |
| 4.000 a 40.000                   | 0,193  | 0,618 |
| 40.000 a 400.000                 | 0,0266 | 0,805 |

Tabla XV.4.- Valores de  $n$  y  $C$ , función de la geometría del conducto

| Configuración | Re ( $d$ )       | $C$   | $n$   |
|---------------|------------------|-------|-------|
|               | 2.500 a 7.500    | 0,261 | 0,624 |
|               | 5.000 a 100.000  | 0,222 | 0,588 |
|               | 2.500 a 8.000    | 0,16  | 0,699 |
|               | 5.000 a 100.000  | 0,092 | 0,675 |
|               | 5.000 a 19.500   | 0,144 | 0,638 |
|               | 19.500 a 100.000 | 0,035 | 0,782 |
|               | 5.000 a 100.000  | 0,138 | 0,638 |
|               | 4.000 a 15.000   | 0,205 | 0,731 |
|               | 3.000 a 15.000   | 0,085 | 0,804 |
|               | 2.500 a 15.000   | 0,224 | 0,612 |

Las propiedades del fluido se calculan a una temperatura media, entre la del fluido  $T_F$  y la de la pared exterior  $T_{pF}$ . Para geometrías no circulares se puede utilizar la Tabla XV.4.

a) Whitaker propone una correlación parecida a la del flujo sobre esferas, en la forma:

$$Nu = (0,4 \sqrt{Re} + 0,06 Re^{2/3}) Pr^{0,4} \sqrt[4]{\frac{F}{pF}}, \text{ para: } \begin{matrix} 0,67 < Pr < 300 & ; & 40 < Re < 10^5 \\ 0,25 < \frac{F}{pF} < 5,2 \end{matrix}$$

en la que las propiedades del fluido se toman a  $T_F$ ; para los gases, el factor de corrección de la viscosidad es despreciable.

b) Unas correlaciones muy elaboradas, debidas a Churchill y Bernstein para  $Pr > 0,5$  son:

$$\text{Coeficiente de arrastre: } C_d = 1 + \frac{10}{Re_d^{2/3}} \quad ; \quad 1 < Re_d < 10^4$$

$$Nu_d = 0,3 + \frac{0,62 \sqrt{Re_d} Pr^{1/3}}{\sqrt[4]{1 + (\frac{0,4}{Pr})^{2/3}}} \quad ; \quad Re_d < 10^4$$

$$Nu_d = 0,3 + \frac{0,62 \sqrt{Re_d} Pr^{1/3}}{\sqrt[4]{1 + (\frac{0,4}{Pr})^{2/3}}} \left\{ 1 + \sqrt{\frac{Re_d}{282.000}} \right\} \quad ; \quad 2 \cdot 10^4 < Re_d < 4 \cdot 10^5$$

$$Nu_d = 0,3 + \frac{0,62 \sqrt{Re_d} Pr^{1/3}}{\sqrt[4]{1 + (\frac{0,4}{Pr})^{2/3}}} \left\{ 1 + \left( \frac{Re_d}{282.000} \right)^{5/8} \right\}^{4/5} \quad ; \quad 4 \cdot 10^5 < Re_d < 5 \cdot 10^6$$

en la que las propiedades se evalúan a la temperatura del fluido  $T_F$ .

c) Para valores muy bajos del  $n^\circ$  de Reynolds se recomienda:

$$Nu_d = \frac{1}{0,8237 - \ln \sqrt{Re_d Pr}} \quad ; \quad Re_d Pr < 0,2$$

en la que las propiedades se evalúan a la temperatura del fluido  $T_F$ .

**FLUJO CRUZADO EN TUBOS EN BATERÍA.-** La transferencia de calor en la circulación de un fluido sobre una batería de tubos, en flujo cruzado, es muy importante por su aplicación al diseño y proyecto de la inmensa mayoría de los intercambiadores de calor. En la Fig XV.4 se representan las líneas de corriente de un flujo laminar forzado alrededor de un cilindro, y en la Fig XV.5, el flujo forzado a través de un haz de tubos en batería.

**PRIMER MÉTODO.-** Se utiliza una ecuación parecida a la de un solo tubo, en la que los valores de  $C$  y  $n$  dependen de las distancias entre tubos adyacentes. Estos parámetros varían si los tubos están alineados (disposición regular), o están al tresbolillo o en quincunce, ambas disposiciones triangulares, Fig XV.6.

Para el caso de un flujo turbulento sobre baterías de 10 ó más tubos en la dirección del flujo, se utiliza la ecuación:

$$Nu_d = C Re_{m\acute{a}x}^n Pr^{1/3} \quad ; \quad \begin{matrix} 2000 < Re_{m\acute{a}x} < 40000 \\ Pr > 0,7 \end{matrix}$$

viniendo dados en la Tabla XV.5 los valores de las constantes  $C$  y  $n$ .

En el caso en que el número de tubos en la dirección del flujo sea menor de 10, en la Tabla XV.6 se indica un factor de corrección, que es el cociente entre el valor de  $h_C$  para  $N$  filas en la dirección del flujo, respecto al valor de  $h_C$  para 10 filas obtenido a partir de los datos tomados de la Tabla XV.5, es decir:

$$h_{C(N)} = h_{C(1 \text{ tubo})}$$

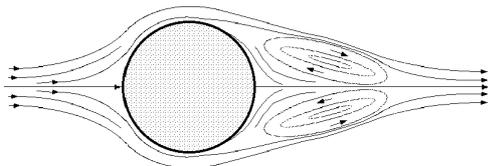


Fig XV.4.- Flujo laminar forzado alrededor de un cilindro,  $Re_d = 25$

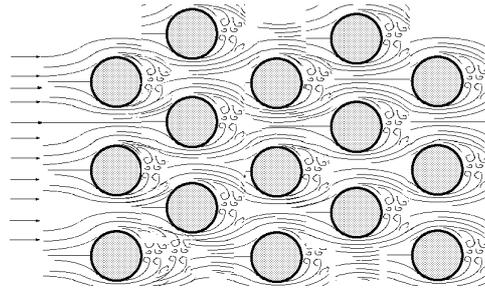


Fig XV.5.- Flujo forzado a través de un haz de tubos

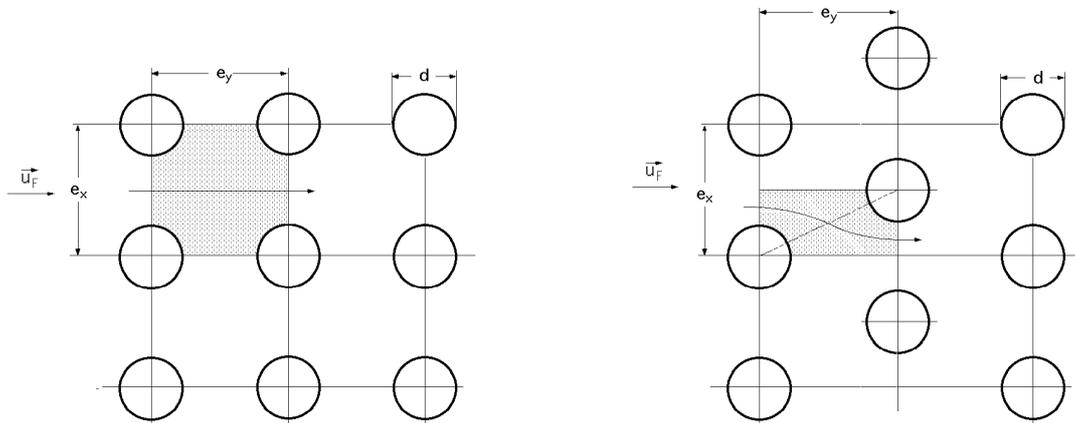


Fig XV.6.- Flujos cruzados en baterías de tubos en línea y al tresbolillo

Tabla XV.5.- Valores de  $C$  y  $n$  para baterías de 10 ó más tubos

| EN LINEA       |   |       |                |       |                |       |                |       |  |
|----------------|---|-------|----------------|-------|----------------|-------|----------------|-------|--|
|                | $e_x/d = 1,25$                                |       | $e_x/d = 1,50$ |       | $e_x/d = 2,00$ |       | $e_x/d = 3,00$ |       |  |
| $e_y/d$        | $C$   | $n$   | $C$            | $n$   | $C$            | $n$   | $C$            | $n$   |  |
| 1,25           | 0,386   | 0,592 | 0,303          | 0,608 | 0,111          | 0,704 | 0,0703         | 0,752 |  |
| 1,5            | 0,407   | 0,586 | 0,278          | 0,620 | 0,112          | 0,702 | 0,0753         | 0,744 |  |
| 2              | 0,464   | 0,570 | 0,332          | 0,602 | 0,254          | 0,632 | 0,220          | 0,648 |  |
| 3              | 0,322   | 0,601 | 0,396          | 0,584 | 0,415          | 0,581 | 0,317          | 0,608 |  |
| AL TRESBOLILLO |   |       |                |       |                |       |                |       |  |
|                | Base triángulo $e_x$ ; altura triángulo $e_y$ |       |                |       |                |       |                |       |  |
|                | $e_x/d = 1,25$                                |       | $e_x/d = 1,50$ |       | $e_x/d = 2,00$ |       | $e_x/d = 3,00$ |       |  |
| $e_y/d$        | $C$   | $n$   | $C$            | $n$   | $C$            | $n$   | $C$            | $n$   |  |
| 0,6            | ---   | ---   | ---            | ---   | ---            | ---   | 0,236          | 0,636 |  |
| 0,9            | ---   | ---   | ---            | ---   | 0,495          | 0,571 | 0,445          | 0,581 |  |
| 1              | ---   | ---   | 0,552          | 0,558 | ---            | ---   | ---            | ---   |  |
| 1,125          | ---   | ---   | ---            | ---   | 0,531          | 0,565 | 0,575          | 0,560 |  |
| 1,25           | 0,575   | 0,556 | 0,561          | 0,554 | 0,576          | 0,556 | 0,579          | 0,562 |  |
| 1,5            | 0,501   | 0,568 | 0,511          | 0,562 | 0,502          | 0,568 | 0,542          | 0,568 |  |
| 2              | 0,448   | 0,572 | 0,462          | 0,568 | 0,535          | 0,556 | 0,498          | 0,570 |  |
| 3              | 0,344   | 0,592 | 0,395          | 0,580 | 0,488          | 0,562 | 0,467          | 0,574 |  |

Tabla XV.6.- Factor de corrección del valor de  $h_c$  para N tubos por fila dividido por el valor correspondiente a 10 tubos por fila

| N                    | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    | 10 |
|----------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|----|
| Tubos al tresbolillo | 0,68 | 0,75 | 0,83 | 0,89 | 0,92 | 0,95 | 0,97 | 0,98 | 0,99 | 1  |
| Tubos alineados      | 0,64 | 0,80 | 0,87 | 0,90 | 0,92 | 0,94 | 0,96 | 0,98 | 0,99 | 1  |

El valor de  $Re_{m\acute{a}x}$  se corresponde con la velocidad máxima, y ésta con la sección mínima de paso; de acuerdo con la Fig XV.7 se tiene:

**Disposición regular.** Paso mínimo =  $(e_x - d)$        $u_{m\acute{a}x} = \frac{u_F e_x}{e_x - d}$

**Disposición triangular.** Se toma el menor de los pasos:  $\frac{e_x - d}{2}$        $u_{m\acute{a}x} = \frac{\frac{u_F e_x}{2}}{\text{Paso mínimo}}$   
 $\sqrt{\left(\frac{e_x}{2}\right)^2 + e_y^2} - d$

**SEGUNDO MÉTODO.-** Cuando el número N de tubos por fila sea superior a 20, se recomienda utilizar la ecuación de Zukauskas, más moderna que la anterior, de la forma:

Para gases:  $Nu_d = C^* Re_{m\acute{a}x}^m Pr^{0,36} \frac{Pr_{T_F}}{Pr_{T_{PF}}}$

Para líquidos:  $Nu_d = C^* Re_{m\acute{a}x}^m Pr^{0,36} \sqrt[4]{\frac{Pr_{T_F}}{Pr_{T_{PF}}}}$  ;       $0,7 < Pr < 500$  ;  $10 < Re_{med} < 10^6$   
 C\* y m están tabulados, Tabla XIV.7

Tabla XV.7.- Valores de C\* y m para baterías de 20 ó más tubos por fila, ecuación de Zukauskas

| Geometría     | Re                  | C*                            | m    | Observaciones   |
|----------------|---------------------|-------------------------------|------|-----------------|
| EN LINEA       | 10 a 100            | 0,8                           |      |                 |
|                | 100 a 1.000         | Se considera como tubo simple |      |                 |
|                | 1.000 a 200.000     | 0,27                          | 0,63 |                 |
|                | 200.000 a 1.000.000 | 0,21                          | 0,84 |                 |
| AL TRESBOLILLO | 10 a 100            | 0,9                           | 0,4  |                 |
|                | 100 a 1.000         | 20% más que para tubo simple |      |                 |
|                | 1.000 a 200.000     | $0,35 (e_x/e_y)^{0,2}$        | 0,6  | $(e_x/e_y) < 2$ |
|                | 1.000 a 200.000     | 0,4                           | 0,6  | $(e_x/e_y) > 2$ |
|                | 200.000 a 1.000.000 | 0,022                         | 0,84 |                 |

Para líquidos, las propiedades se toman a  $T_F$ , excepto los números de Pr de la raíz, que lo son a las temperaturas respectivas.

Para gases, las propiedades se toman a la temperatura de película; el término de la raíz que relaciona los números de Pr es aproximadamente la unidad.

Para haces con menos de 20 tubos por fila,  $N < 20$ , el número de  $Nu_d$  obtenido con la ecuación de Zukauskas se corrige mediante un factor de corrección x que se determina a partir de la Fig XV.7 en la forma:

$$Nu_{(N)} = x Nu_{N > 20}$$

La velocidad que interviene en el cálculo del número de Re es la correspondiente a la sección entre los tubos, que depende de la geometría de la batería y de la disposición espacial de los mismos.

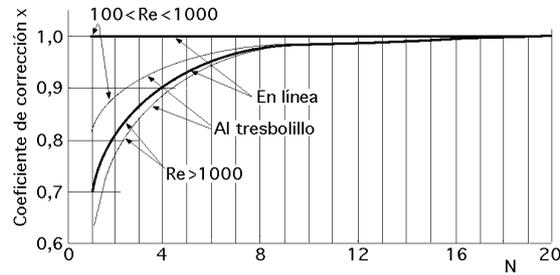


Fig XV.7.- Factor de corrección  $x$  de la ecuación de Zukauskas

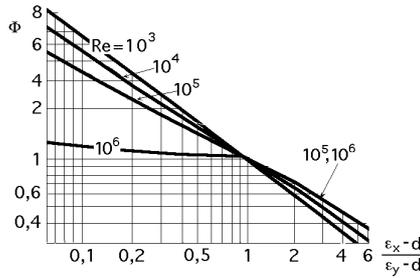


Fig XV.8.- Factor de corrección para un haz de tubos en batería en disposición regular

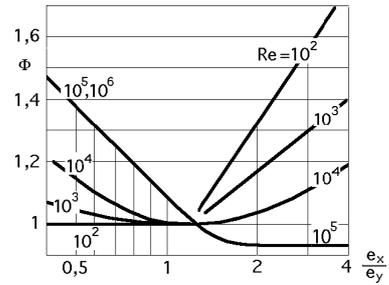


Fig XV.9.- Factor de corrección para un haz de tubos en batería en disposición al tresbolillo

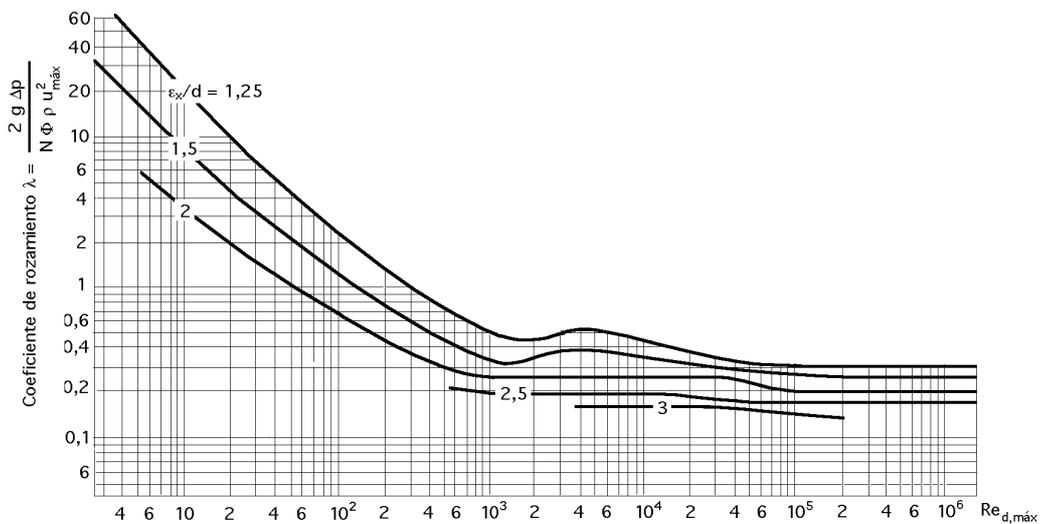


Fig XV.10.- Factor de fricción para hallar la pérdida de carga en tubos en batería en disposición regular

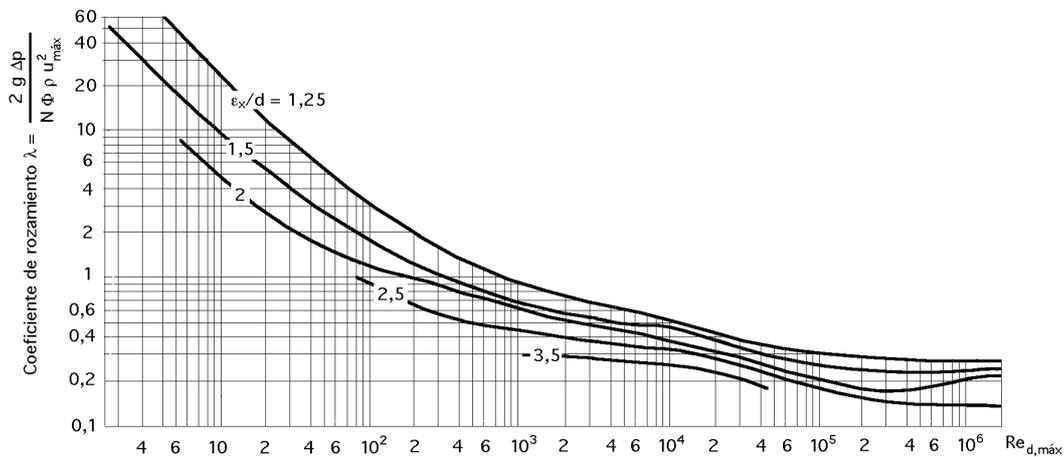


Fig XV.11.- Factor de fricción para hallar la pérdida de carga en tubos en batería en disposición al tresbolillo

**TERCER MÉTODO.-** Como en un haz de tubos el coeficiente de transferencia de calor aumenta desde la primera fila hasta casi la quinta; el n° de  $Nu_{d(N)}$  promedio en un haz de tubos de 10 o más filas se puede calcular también a partir de la expresión:

$$Nu_{d(N)} = Nu_{d(1^{a} \text{ Filas})}$$

en la que  $Nu_{d(1^{a} \text{ Filas})}$  es el número de Nusselt de la primera fila y un factor de corrección, que se puede hallar mediante las ecuaciones que se proponen a continuación o mediante las Fig XV.8 y 9:

$$\text{dispos. regular} = 1 + \frac{0,7}{1,5} \frac{\frac{e_x}{e_y} - 0,3}{\left(\frac{e_x}{e_y} + 0,7\right)^2}, \text{ con igual a:}$$

$$\text{si: } \frac{y}{d} \geq 1 \quad = 1 + \frac{d}{4 y}$$

$$\text{si: } \frac{y}{d} < 1 \quad = 1 - \frac{d^2}{4 x y}$$

$$\text{dispos. al tresbolillo} = 1 + \frac{2 d}{3 x}$$

Si el haz tiene menos de 10 tubos por fila se aplica la ecuación:  $Nu_{d(N < 10)} = \frac{1 + (N - 1)}{N} Nu_{d(1)}$

En los gases, las propiedades se evalúan a la temperatura media de película.

En los líquidos, las propiedades se evalúan a la temperatura media del fluido  $T_F$  y después se aplica un factor de corrección al exponente del número de Prandtl, - 0,25 para calentamiento y - 0,11 para enfriamiento.

**HUMOS.-** En las Fig XV.12, 13, 14, y 15 se muestran unas gráficas que permiten determinar el coeficiente de convección  $h_C$  para diversas situaciones prácticas y en primera aproximación, ya que en ninguna de ellas se matizan las distancias entre tubos.

En la Fig XV.16 se presenta un ábaco que permite determinar el coeficiente de convección entre la pared de un tubo y vapor de agua recalentado que circula por su interior, en función de la presión del vapor, su temperatura media, longitud del tubo, diámetro interior y velocidad  $u_F$  del vapor.

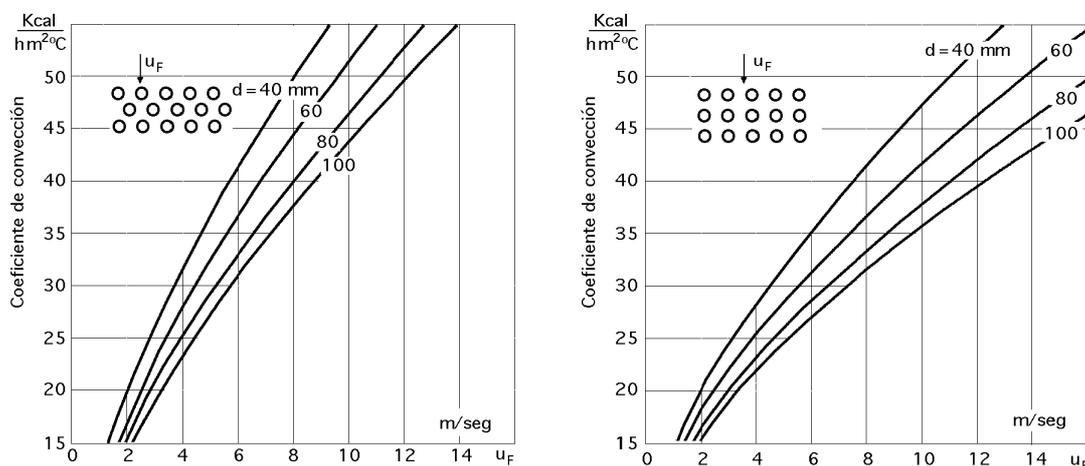


Fig XV.12.- Flujo cruzado de humos

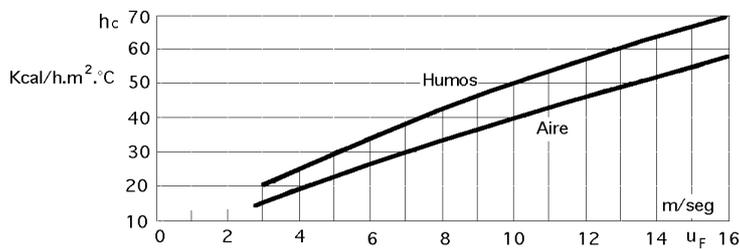


Fig XV.13.- Calentadores de chapa para gases de combustión

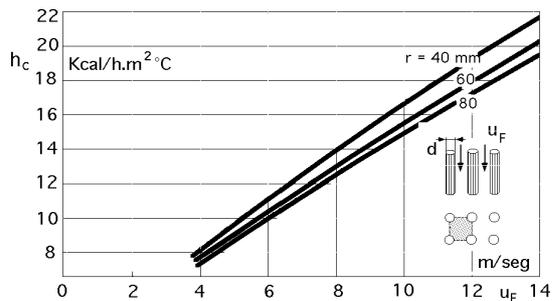


Fig XV.14.- Tubos con corriente de humos paralela a los mismos

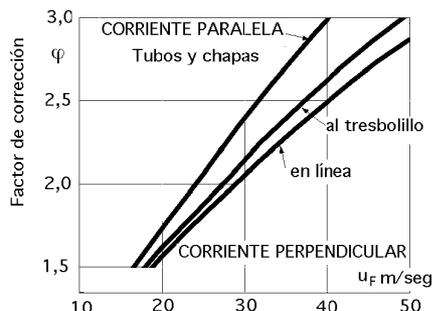


Fig XV.15.- Factores de corrección de las gráficas anteriores para grandes valores de la velocidad

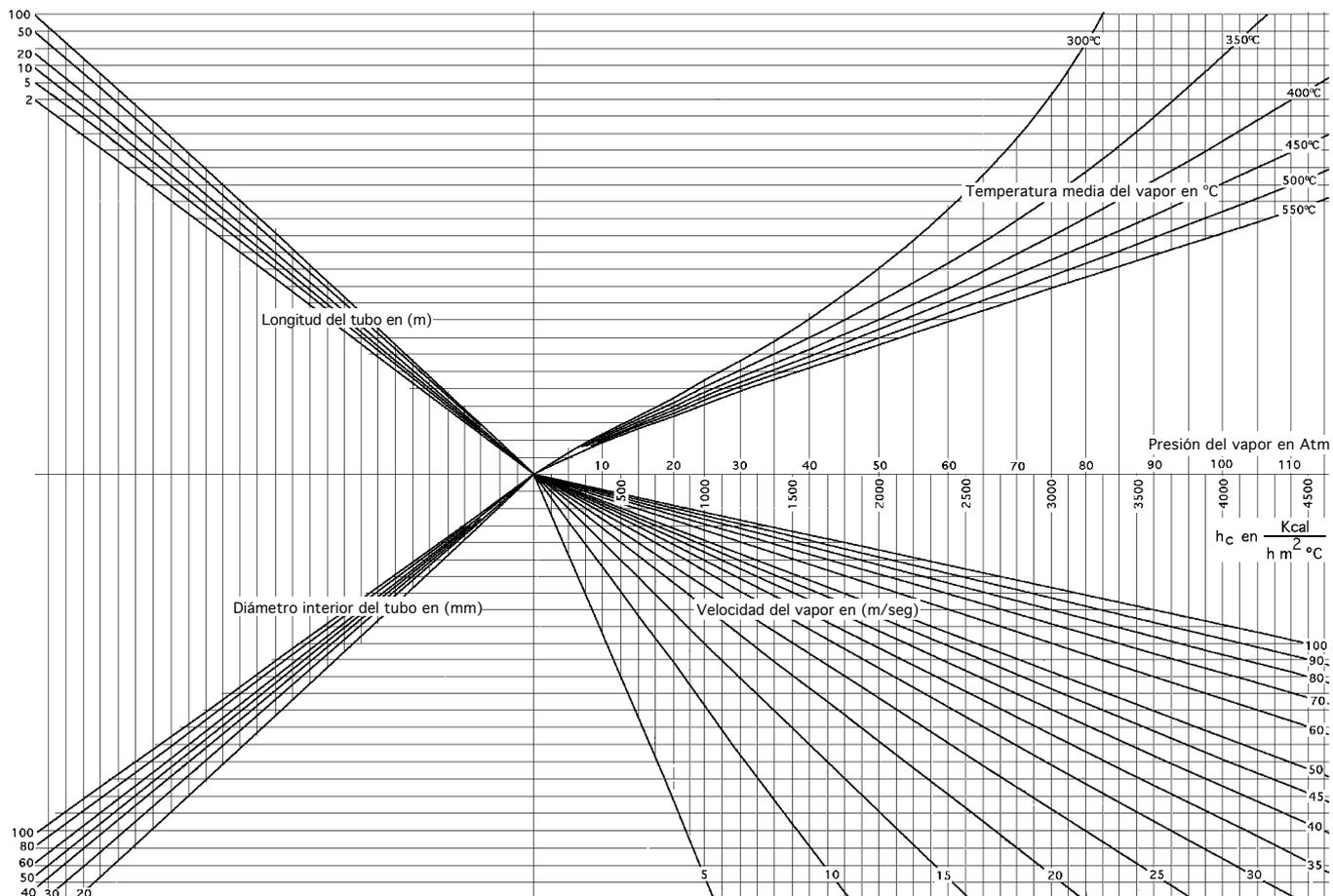


Fig XV.16.- Abaco para el cálculo del coeficiente de transmisión de calor por convección, de un vapor de agua recalentado que circula por el interior de una tubería

**METALES LÍQUIDOS.-** Para el caso de metales líquidos, el cálculo del coeficiente de transferencia de calor correspondiente al flujo sobre baterías de tubos, está basado en la relación siguiente:

$$Nu = 4,03 + 0,228 (Re_{\text{máx}} Pr)^{0,67} ; \quad 2.10^4 < Re < 8.10^4$$

que para el caso particular del mercurio (Pr = 0,022) es de gran precisión para una batería de 10 filas de tubos de media pulgada, al tresbolillo.

Las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura media de película.

**XV.7.- CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN DE UN FLUJO A TRAVÉS DE UN LECHO COMPACTO**

Los lechos compactos de partículas sólidas se utilizan como intercambiadores de calor o como sistemas de almacenamiento de energía. Consisten en un contenedor de bolas que se calientan haciendo pasar un fluido caliente a través del lecho, y la energía almacenada se transmite posteriormente a un fluido frío; el lecho es, por lo tanto, un transmisor de calor de una corriente fluida a otra, denominándose en estas circunstancias *lecho regenerativo*. También pueden servir para almacenar energía térmica durante un cierto tiempo o utilizarse como intercambiadores de masa con partículas de muchas formas.

El *volumen del lecho disponible* para el flujo  $v$  se conoce como *fracción de vacío* del lecho compacto, y se define en la forma:

$$v = \frac{\text{Volumen del lecho} - \text{Volumen total de las partículas}}{\text{Volumen del lecho}} = \frac{V_{\text{lecho}} - V_{\text{part}}}{V_{\text{lecho}}} , \text{ con: } 0,3 < v < 0,5$$

La *superficie específica* de un lecho compacto  $a$  es el área mojada o superficie de transferencia térmica por unidad de volumen del lecho:

$$a = \frac{\text{Superficie total de las partículas}}{\text{Volumen del lecho}} = \frac{A_{\text{part}}}{V_{\text{lecho}}} = \left| \begin{array}{l} v = 1 - \frac{V_{\text{part}}}{V_{\text{lecho}}} \\ V_{\text{lecho}} = \frac{V_{\text{part}}}{1 - v} \end{array} \right| = \frac{A_{\text{part}}}{V_{\text{part}}} (1 - v)$$

El diámetro hidráulico de un lecho se define como:

$$d_h = \frac{v}{a} = \frac{v}{1 - v} \frac{V_{\text{part}}}{A_{\text{part}}}$$

La longitud característica  $L$  y la velocidad característica  $v$  se definen en la forma:

$$L = \frac{v}{1 - v} d_{\text{part}} ; \quad v = \frac{G}{v A_{\text{trans. lecho}}}$$

La caída de presión en el lecho compacto se obtiene a partir de:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{150}{L^2} v + \frac{1,75}{L} v^2 ; \quad Re = \frac{v L}{\nu} ; \quad 1 < Re < 10^4$$

Una correlación para la transferencia de calor de un gas que fluye a través de un lecho compacto, o

de líquidos con número de Prandtl moderado, es:

$$Nu = (0,5 \sqrt{Re} + 0,2 Re^{2/3}) Pr^{1/3} \left(\frac{F}{pF}\right)^{0,14} ; \quad \begin{array}{l} 20 < Re < 10^4 \\ 0,5 < Pr < 20 \end{array}$$

### XV.8.- CORRELACIONES PARA LA CONVECCIÓN EN SUPERFICIE GIRATORIAS

El diseño de sistemas de refrigeración para máquinas giratorias, turbinas, motores, rodamientos de gas de alta velocidad, etc, precisa de correlaciones convectivas para su cálculo.

**DISCOS.-** Si se supone un disco que gira en un fluido infinito en reposo, el flujo pasa de laminar a turbulento para un valor del número de Reynolds:

$$Re_x = \frac{w r_{crít}^2}{\nu} = 2,4 \cdot 10^5$$

en la que  $w$  es la velocidad angular y  $r_{crít}$  es el radio en el que ocurre la transición; el régimen será laminar desde  $r_{crít}$  hasta el eje de giro y turbulento (si le hay) desde  $r_{crít}$  al exterior.

En la *región laminar*, el número de Nusselt local es:

$$Nu_r = \frac{0,585 \sqrt{Re_r}}{\frac{0,6}{Pr} + \frac{0,95}{\sqrt[3]{Pr}}}, \text{ para: } Re_r > 2,4 \cdot 10^5, \text{ y cualquier valor de Pr}$$

En la *región turbulenta*, el número de Nusselt local es:

$$Nu_r = 0,021 Re_r^{0,8} Pr^{1/3} ; \quad Re_r > 2,4 \cdot 10^5$$

**CILINDROS.-** Para un cilindro horizontal que gira en un fluido en reposo el  $n^\circ$  de Nusselt local es complicado. El número de Nusselt medio viene dado por:

$$Nu_d = 0,133 Re_d^{2/3} Pr^{1/3} ; \quad \begin{array}{l} Re_d < 4,3 \cdot 10^5 \\ 0,7 < Pr < 670 \end{array} ; \quad Re_d = \frac{w d^2}{\nu}$$

El límite inferior para  $Re_d$  debido a efectos de convección natural, es decir, para cuando los efectos para la convección natural y forzada combinadas comiencen a ser significativos es:

$$Re_d < 4,7 \left(\frac{Gr_d^3}{Pr}\right)^{0,137}$$

**ESFERAS.-** Para una esfera que gira en un fluido en reposo el  $n^\circ$  de Nusselt local es complicado.

El número de Nusselt medio, viene dado por:

$$Nu_d = 0,43 \sqrt{Re_d} Pr^{0,4} ; \quad \begin{array}{l} 10^2 < Re_d < 5 \cdot 10^5 \\ Pr > 0,7 \end{array}$$

$$Nu_d = 0,066 Re_d^{2/3} Pr^{0,4} ; \quad \begin{array}{l} 5 \cdot 10^5 < Re_d < 7 \cdot 10^6 \\ Pr > 0,7 \end{array}$$

**ANEXO**  
**COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN DE CALOR POR CONVECCIÓN**  
**PARA EL CASO PARTICULAR DEL AGUA**

**CONVECCIÓN FORZADA EN EL INTERIOR DE TUBOS EN RÉGIMEN TURBULENTO.-** El coeficiente de convección forzada por el interior de tubos en condiciones turbulentas se obtiene, en general, a partir de la ecuación:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^a \cdot c$$

en la que  $c$  es un factor de corrección de la viscosidad, que para el caso del agua se considera la unidad. El valor del exponente  $a$  es igual a 0,4 para los calentamientos y 0,3 para los enfriamientos.

Esta ecuación se puede transformar en otra, para el caso particular del agua, en la que las características del flujo, y las propiedades físicas del agua, se ponen por separado, en la forma:

$$h_C = 0,023 \left( \frac{u}{d^{0,2}} \right)^{0,8} f_1(T) \quad , \quad \text{siendo: } f_1(T) = (-)^{0,8} Pr^{0,33} k$$

con  $\rho$  densidad en (Kg/m<sup>3</sup>),  $\mu$  viscosidad dinámica en (N.seg/m<sup>2</sup>), y  $k$  conductividad térmica en (W/m°C)

**CONVECCIÓN FORZADA EN EL INTERIOR DE TUBOS EN RÉGIMEN LAMINAR.-** Para la convección en tubos en régimen laminar, se tiene:

$$Nu = 1,62 \left( Re Pr \frac{d}{L} \right)^{1/3} \quad h_C = 1,62 \left( \frac{u}{L d} \right)^{1/3} f_2(T) \quad \text{siendo: } f_2(T) = (-)^{1/3} Pr^{1/3} \quad k_F = \left( \frac{Pr}{L} \right)^{1/3} k_F$$

**CONVECCIÓN FORZADA EN EL EXTERIOR DE TUBOS EN RÉGIMEN TURBULENTO.-** La convección forzada fuera de los tubos en régimen turbulento, se puede representar por la ecuación:

$$Nu = 0,33 Re^{0,6} Pr^{0,33} \cdot c$$

en la que  $c$  es un factor de corrección de la viscosidad, depende de la disposición de los tubos, y vale:

- = 0,85, para tubos en línea
- = 1, para tubos al tresbolillo

y  $c$  es un factor de corrección que se toma de la Tabla XV.6.

El valor de  $h_C$  se puede obtener también en la forma:

$$h_C = 0,33 \left( \frac{u}{d^{0,4}} \right)^{0,6} f_3(T) \quad , \quad \text{siendo: } f_3(T) = (-)^{0,6} Pr^{0,33} k$$

Si el número de Reynolds es  $Re < 2000$ , el coeficiente de convección forzada fuera de los tubos toma la forma:

$$Nu = 0,86 (Re)^{0,43} (Pr)^{0,3}$$

y para el agua en particular:

$$h_C = 0,86 \left( \frac{u}{d^{0,57}} \right)^{0,43} f_4(T) \quad , \quad \text{siendo: } f_4(T) = (-)^{0,43} Pr^{0,30} k$$

Parámetros para la evaluación de los coeficientes de transmisión de calor para el agua en convección forzada

| Temperatura | f1(T)  | f2(T) | f3(T) | f4(T) | f5(T) | f6(T) | f7(T)  |
|-------------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| 5           | 57100  | 105   | 3910  | 400   | ----- | ----- | -----  |
| 25          | 82900  | 119   | 5110  | 479   | ----- | ----- | -----  |
| 30          | 80900  | 110   | 4880  | 449   | ----- | ----- | -----  |
| 40          | 94600  | 112   | 5380  | 470   | ----- | ----- | -----  |
| 100         | 138400 | 117   | 8620  | 528   | 14000 | 942   | 370000 |
| 150         | 165700 | 117   | 7560  | 548   | 18300 | 1064  | 574000 |
| 200         | 180000 | 114   | 7850  | 546   | 20800 | 1095  | 735000 |
| 250         | -----  | ----- | ----- | ----- | 21200 | 1036  | 821000 |
| 300         | 179800 | 100   | 7420  | 493   | 20100 | 910   | 852000 |

**CONDENSACIÓN EN RÉGIMEN LAMINAR.**- El coeficiente de condensación en flujo laminar en el exterior de tuberías depende de la posición del tubo, y viene dado por la ecuación:

$$h_C = 1,5 \operatorname{Re}^{-1/3} \sqrt[3]{\frac{g}{1} \frac{k_1^3}{2}}$$

en la que las propiedades del fluido en estado líquido se toman a la temperatura:  $T = \frac{T_{pF} + T_s}{2}$

El valor de  $h_C$  se puede poner, para el caso del **agua**, en la forma:

$$h_C = 1,5 \left(\frac{g}{\operatorname{Re}}\right)^{1/3} f_5(T) = 1,5 g^{1/3} f_6(T), \text{ en la que: } f_5(T) = \sqrt[3]{\frac{2}{1} \frac{k_1^3}{1}} \\ f_6(T) = \sqrt[3]{\frac{2}{1} \frac{k_1^3}{1}}$$

Valores de  $\operatorname{Re}_1$ : Para tubos horizontales:  $\operatorname{Re}_1 = \sqrt[3]{L/4} G$  ;  $\operatorname{Re} = 4 G/ \operatorname{Re}_1 L$   
 Para tubos verticales:  $\operatorname{Re}_1 = \sqrt[3]{d/4} G$  ;  $\operatorname{Re} = 4 G/ \operatorname{Re}_1 d$

siendo L la longitud del tubo en metros, y G el gasto en kg/seg.

**CONDENSACIÓN EN RÉGIMEN TURBULENTO EN PLACA VERTICAL.**- El coeficiente de condensación en placa vertical en flujo turbulento viene dado por la expresión de Kirkbride, para valores de  $\operatorname{Re} > 1800$ :

$$h_C = 0,0077 (\operatorname{Re})^{0,4} \sqrt[3]{\frac{g}{1} \frac{k_1^3}{2}}$$

en la que las propiedades del fluido se toman a la temperatura:  $T = \frac{T_{pF} + T_s}{2}$

**Condensación en régimen turbulento en el exterior de tubos.**- Para el caso del agua se tiene:

$$h_C = 0,0077 g^{1/3} \operatorname{Re}^{0,4} f_5(T) = 0,0077 g^{1/3} f_7(T) \text{ (W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}, \text{ en la que: } f_5(T) = \sqrt[3]{\frac{2}{1} \frac{k_1^3}{1}} \\ f_7(T) = \operatorname{Re}^{-0,4} f_5(T)$$

Valores de  $\operatorname{Re}_2$ : Para tubos horizontales:  $\operatorname{Re}_2 = (4G/L)^{0,4}$  ;  $\operatorname{Re} = 4 G/ \operatorname{Re}_1 L$   
 Para tubos verticales:  $\operatorname{Re}_2 = (4G/ d)^{0,4}$  ;  $\operatorname{Re} = 4 G/ \operatorname{Re}_1 d$

Las propiedades del vapor de agua que condensa se toman a la temperatura media entre la temperatura del vapor de agua y la temperatura media del fluido refrigerante, que es muy próxima a la de la pared del tubo.

**VAPORIZACIÓN.**- Las correlaciones de los coeficientes de transmisión de calor en la vaporización son demasiado

numerosas y complejas para ser tratadas en la misma forma que las anteriormente citadas. Un gran número de variables, que a su vez incluyen un gran número de regímenes de vaporización, así como la naturaleza de la superficie del tubo, hacen que no sea posible una simplificación, como en los casos anteriores.

**PICO DE CALOR.** - Una correlación simple para el flujo del pico de calor, viene dada por:

$$q_m = 12,2 \left( \frac{1-v}{v} \right)^{0,6} h_{C(\text{líquido-vapor})} v$$

Otra formulación que se puede utilizar es la siguiente:

**a) Pico de calor y coeficiente de convección en la vaporización fuera de los tubos:**

|                         |   |                                 |
|-------------------------|---|---------------------------------|
| Disposición horizontal: | $q < 15 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$       | $h_C = 1043 \sqrt[3]{Tp}^{0,4}$ |
|                         | $15 < q < 236 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$ | $h_C = 5,56 (T)^3 p^{0,4}$      |
| Disposición vertical:   | $q < 3 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$        | $h_C = 537 \sqrt[3]{Tp}^{0,4}$  |
|                         | $3 < q < 63 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$   | $h_C = 7,95 (T)^3 p^{0,4}$      |

**b) Coeficiente de convección en la vaporización en el interior de los tubos:**

$$h_C = 2,55 (T)^3 \exp\left(-\frac{p}{15,5}\right)$$

En estas ecuaciones,  $h_C$  se obtiene en  $\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$ ,  $p$  (presión absoluta) en atm, y  $T$  en  $^{\circ}\text{C}$ .

Las funciones  $f_1(T)$  a  $f_7(T)$ , en las ecuaciones precedentes, expresan la dependencia de los coeficientes de condensación y convección forzada, con las propiedades físicas del agua líquida y del vapor de agua. Los valores  $f_1(T)$  a  $f_4(T)$  para convección forzada, usando agua de refrigeración o agua caliente a alta presión, se toman a la temperatura media de película. Los valores  $f_5(T)$  a  $f_7(T)$ , para condensación del vapor se toman a la temperatura media entre la de la pared  $T_{pF}$  y la del vapor  $T_s$ .

Las expresiones algebraicas de estas funciones, con la temperatura  $T$  en  $^{\circ}\text{C}$ , son:

$$f_1(T) = (5,37 \cdot 10^4) + 1067,8 T - 2,162 T^2$$

$$f_5(T) = -60 + 177,63 T - 0,3686 T^2$$

$$f_6(T) = 460,2 + 6,51 T - (1,67 \cdot 10^{-2}) T^2$$

$$f_7(T) = - (2,35 \cdot 10^5) + 7233,4 T - 12,03 T^2$$

que permiten prescindir de las Tablas.