

Algunas Correlaciones para Convección Forzada en Flujo Externo

Adaptado de Incropera y DeWitt, "Fundamentos de Transferencia de Calor", 4a edición, Prentice Hall, y de Welty, Wicks y Wilson, "Fundamentos de Transferencia de Momento, Calor y Masa", Editorial Limusa.

GEOMETRÍA	CORRELACIÓN	CONDICIONES ($0.5 < Pr < 50$ excepto si se indica otro rango)																		
placa plana con flujo paralelo	$\delta = 5xRe_x^{-1/2}$	espesor de la capa límite hidrodinámica, laminar, @ T_f , $Re_x < 5 \times 10^5$																		
	$\delta_T = \delta Pr^{-1/3}$	espesor de la capa límite térmica, laminar, @ T_f , $Re_x < 5 \times 10^5$																		
	$\delta = 0.37xRe_x^{-1/5}$	espesor de la capa límite hidrodinámica, turbulenta, @ T_f , $5 \times 10^5 < Re_x < 10^8$																		
	$Nu_x = 0.332Re_x^{1/2}Pr^{1/3}$	capa laminar, local, @ T_f , $Re_x < 5 \times 10^5$																		
	$\bar{Nu}_L = 0.664Re_L^{1/2}Pr^{1/3}$	capa laminar, promedio, @ T_f , $Re_L < 5 \times 10^5$																		
	$Nu_x = 0.565Re_x^{1/2}Pr^{1/2}$	capa laminar, local, @ T_f , $Re_x < 5 \times 10^5$, $Pr < 0.04$																		
	$Nu_x = 0.0296Re_x^{4/5}Pr^{1/3}$	capa turbulenta, local, @ T_f , $5 \times 10^5 < Re_x < 10^8$																		
cilindro con flujo cruzado	$\bar{Nu}_D = (0.473 + 0.528Re_D^{1/2})Pr^{1/3}$	promedio, @ T_f , $Re_D < 500$, $Pr > 0.5$																		
	$\bar{Nu}_D = (0.506Re_D^{1/2} + 0.00141Re_D)Pr^{1/3}$	promedio, @ T_f , $Re_D > 500$, $Pr > 0.5$																		
	$\bar{Nu}_D = C Re_D^m Pr^{1/3}$	promedio, @ T_f , $0.4 < Re_D < 4 \times 10^5$, $Pr > 0.5$																		
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Re_D</th> <th>C</th> <th>m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0.4 - 4</td> <td>0.989</td> <td>0.330</td> </tr> <tr> <td>4 - 40</td> <td>0.911</td> <td>0.385</td> </tr> <tr> <td>40 - 4,000</td> <td>0.683</td> <td>0.466</td> </tr> <tr> <td>4,000 - 40,000</td> <td>0.193</td> <td>0.618</td> </tr> <tr> <td>40,000 - 400,000</td> <td>0.027</td> <td>0.805</td> </tr> </tbody> </table>	Re_D	C	m	0.4 - 4	0.989	0.330	4 - 40	0.911	0.385	40 - 4,000	0.683	0.466	4,000 - 40,000	0.193	0.618	40,000 - 400,000	0.027	0.805	
Re_D	C	m																		
0.4 - 4	0.989	0.330																		
4 - 40	0.911	0.385																		
40 - 4,000	0.683	0.466																		
4,000 - 40,000	0.193	0.618																		
40,000 - 400,000	0.027	0.805																		
esfera	$\bar{Nu}_D = (2.2 + 0.48Re_D^{1/2})Pr$	gases, promedio, @ T_f , $1 < Re_D < 25$																		
	$\bar{Nu}_D = 0.37Re_D^{0.6}Pr^{1/3}$	gases, promedio, @ T_f , $20 < Re_D < 1.5 \times 10^5$																		
	$\bar{Nu}_D = 2 + 0.6Re_D^{1/2}Pr^{1/3}$	líquidos, promedio, @ T_f , $1 < Re_D < 7 \times 10^4$																		
	$\bar{Nu}_D = 2 + (0.4Re_D^{1/2} + 0.06Re_D^{2/3})Pr^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{1/4}$	promedio, @ T_∞ , $3.5 < Re_D < 7.6 \times 10^4$, $0.7 < Pr < 380$, $1.0 < (\mu/\mu_w) < 3.2$																		

- Todas las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura indicada con @, que generalmente es la temperatura promedio de película $T_f = (T_w + T_\infty)/2$. μ_w es la viscosidad evaluada a la temperatura de la pared.
- Las correlaciones de esta tabla aplican para superficies isotérmicas. Para casos especiales que involucran una longitud inicial no calentada o un flujo de calor superficial uniforme, consultar la sección 7.2.4 de Incropera y DeWitt.
- Cuando se aplica la analogía de transferencia de calor y masa, las correlaciones de transferencia de masa se obtienen cambiando Nu y Pr por Sh y Sc , respectivamente.

Algunas Correlaciones para Convección Forzada en Flujo Interno

Adaptado de Incropera y DeWitt, "Fundamentos de Transferencia de Calor", Prentice Hall, y de Levenspiel, "Engineering Flow and Heat Exchange", Plenum Press.

GEOMETRÍA	CORRELACIÓN	CONDICIONES
flujo dentro de tubería circular	$Nu_D = 3.66$	laminar, completamente desarrollado, @ T_m , T_w uniforme, $Re_D < 2100$, $Pr > 0.5$
	$Nu_D = 4.36$	laminar, completamente desarrollado, @ T_m , q_w uniforme, $Re_D < 2100$, $Pr > 0.5$
	$\bar{Nu}_D = 1.86 \left(\frac{Pe_D}{L/D} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$	laminar, longitud de entrada combinada, @ \bar{T}_m , T_w uniforme, $\bar{Nu}_D > 3.7$, $0.5 < Pr < 16,700$, $0.0044 < (\mu/\mu_w) < 9.75$
	$\bar{Nu}_D = 3.66 + \frac{0.0668(D/L)Pe_D}{1 + 0.04[(D/L)Pe_D]^{2/3}}$	laminar, longitud de entrada térmica ($Pr \gg 1$ o una longitud inicial no calentada), @ \bar{T}_m , T_w uniforme
	$\bar{Nu}_D = 0.116(Re_D^{2/3} - 125)Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$	régimen de transición, @ \bar{T}_m , $2100 < Re_D < 10,000$
	$\bar{Nu}_D = 0.023Re_D^{0.8}Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{0.7} \right] \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$	turbulento, @ \bar{T}_m , $Re_D > 10^4$, $0.5 < Pr < 700$
	$Nu_D = 5.0 + 0.025Pe_D^{0.8}$	metales líquidos, turbulento, completamente desarrollado, @ T_m , T_w uniforme, $10^2 < Pe_D < 10^4$
	$Nu_D = 4.82 + 0.0185Pe_D^{0.827}$	metales líquidos, turbulento, completamente desarrollado, @ T_m , q_w uniforme, $10^2 < Pe_D < 10^4$
	$h = 0.0018 \frac{c_p(\rho u)^{0.8}}{D^{0.2}}$	turbulento, aproximado para gases comunes, h [W/m ² ·K], c_p [J/kg·K], ρ [kg/m ³], u [m/s], D [m]
$h = 91(T + 68) \frac{u^{0.8}}{D^{0.2}}$	turbulento, aproximado para agua, h [W/m ² ·K], T [°C], u [m/s], D [m]	
flujo dentro de tubería rectangular (sección transversal de lados a y b)	$\bar{Nu}_{D_H} = 0.0175Re_{D_H}^{0.8}Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{0.7} \right] \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$	turbulento, @ \bar{T}_m , $Re_{D_H} > 10^4$, $0.6 < Pr < 700$ $D_H = 2ab / (a + b)$
flujo en el espacio anular entre dos tuberías concéntricas D_e = diámetro externo D_i = diámetro interno	a la pared externa: $\bar{Nu}_{D_H} = 0.023Re_{D_H}^{0.8}Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{D_H}{L} \right)^{0.7} \right] \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$ a la pared interna: $\bar{Nu}_{D_H} = 0.02Re_{D_H}^{0.8}Pr^{1/3} \left(\frac{D_e}{D_i} \right)^{0.53}$	turbulento, @ \bar{T}_m , $Re_{D_H} > 10^4$, $0.6 < Pr < 700$ $D_H = D_e - D_i$
flujo dentro de serpentines D_s = diámetro serpentín	$\bar{Nu}_{D_H} = 0.116(Re_D^{2/3} - 125)Pr^{1/3} \left(1 + 3.5 \frac{D}{D_s} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$	turbulento, @ \bar{T}_m , $Re_D > 10^4$, $0.6 < Pr < 700$

- Todas las propiedades se evalúan a la temperatura indicada con @. T_m es la temperatura media del fluido en un cierto punto, y \bar{T}_m es el promedio de las temperaturas medias: $\bar{T}_m = (T_{m, \text{entrada}} + T_{m, \text{salida}}) / 2$. μ_w es la viscosidad evaluada a la temperatura de la pared.
- El número de Peclet es $Pe = Re \cdot Pr$.
- Para flujo laminar en una tubería, la longitud de entrada hidrodinámica está dada por $L_e / D \approx 0.06Re_D$ y la longitud de entrada térmica por $L_{e,T} / D \approx 0.06Re_D Pr^{1/3}$. Para flujo turbulento, ambas longitudes de entrada son aproximadamente iguales y están dadas por $L_e / D \approx 4.4Re_D^{1/6}$.
- Cuando se aplica la analogía de transferencia de calor y masa, las correlaciones de transferencia de masa se obtienen cambiando Nu y Pr por Sh y Sc , respectivamente.