

# Algunas Correlaciones para Convección Forzada en Flujo Externo

Adaptado principalmente de Incropera y DeWitt (2006), Çengel y Ghajar (2011), Levenspiel (1993) y Perry (2004).

GEOMETRÍA	CORRELACIÓN	CONDICIONES ( $0.5 < Pr < 50$ excepto si se indica otro intervalo)																		
superficie plana, flujo paralelo	$Nu_x = 0.332Re_x^{1/2}Pr^{1/3}$ (local)	capa laminar, $Re_x < 5 \times 10^5$ ; espesor de capas límite: hidrodinámica $\delta = 5xRe_x^{-1/2}$ , térmica $\delta_T = \delta Pr^{-1/3}$																		
	$\bar{Nu}_L = 0.664Re_L^{1/2}Pr^{1/3}$ (promedio)																			
	$Nu_x = 0.565Pe_x^{1/2}$ (local)	capa laminar, metal líquido, $Pe_x > 100$ , $Pr < 0.05$																		
	$Nu_x = 0.0296Re_x^{4/5}Pr^{1/3}$ (local)	capa turbulenta, $5 \times 10^5 < Re_x < 10^8$ ; espesor de la capa límite $\delta = 0.37xRe_x^{-1/5}$ (hidrodinámica y térmica)																		
	$\bar{Nu}_L = (0.037Re_L^{4/5} - 871)Pr^{1/3}$	capa laminar y turbulenta, $5 \times 10^5 < Re_L < 10^7$																		
	$Nu_x = \frac{0.3387Re_x^{1/2}Pr^{1/3}}{[1 + (0.0468 / Pr)^{2/3}]^{1/4}}$ (local)	$Pe_x > 100$ , cualquier valor de $Pr$																		
	$Nu_x = 0.453Re_x^{1/2}Pr^{1/3}$ (local)	capa laminar, flujo de calor en pared $q_w$ uniforme, $Re_x < 5 \times 10^5$																		
$Nu_x = 0.0308Re_x^{4/5}Pr^{1/3}$ (local)	capa turbulenta, flujo de calor en pared $q_w$ uniforme, $5 \times 10^5 < Re_x < 10^7$																			
superficie plana, flujo perpendicular	$\bar{Nu}_W = 0.228Re_W^{0.731}Pr^{1/3}$	$4000 < Re_W < 15000$ , la longitud $L$ se asume mucho mayor que el ancho $W$																		
cilindro perpendicular al flujo (en flujo cruzado)	$\bar{Nu}_D = (0.473 + 0.528Re_D^{1/2})Pr^{1/3}$	$Re_D < 500$ , $Pr > 0.5$																		
	$\bar{Nu}_D = (0.506Re_D^{1/2} + 0.00141Re_D)Pr^{1/3}$	$Re_D > 500$ , $Pr > 0.5$																		
	$\bar{Nu}_D = C Re_D^m Pr^{1/3}$	$0.4 < Re_D < 4 \times 10^5$ , $Pr > 0.5$																		
	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>Re_D</math></th> <th><math>C</math></th> <th><math>m</math></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	$\bar{Nu}_D = (2.2 + 0.48Re_D^{1/2})Pr$	sólo para gases, $1 < Re_D < 25$																		
	$\bar{Nu}_D = 0.37Re_D^{0.6}Pr^{1/3}$	sólo para gases, $20 < Re_D < 1.5 \times 10^5$																		
	$\bar{Nu}_D = 2 + 0.6Re_D^{1/2}Pr^{1/3}$	$1 < Re_D < 7 \times 10^4$																		
	$\bar{Nu}_D = 2 + (0.4Re_D^{1/2} + 0.06Re_D^{2/3})Pr^{0.4} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{1/4}$	todas las propiedades evaluadas @ $T_\infty$ , excepto $\mu_w$ que es evaluada @ $T_w$ , $3.5 < Re_D < 8 \times 10^4$ , $0.7 < Pr < 380$ , $1 < (\mu / \mu_w) < 3.2$																		

$$Nu_\ell = \frac{h\ell}{k} \quad Re_\ell = \frac{\rho v \ell}{\mu} \quad Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad Pe = Re \cdot Pr$$

- Todos los números de Nusselt son globales (promedio) excepto donde se indica que son locales.
- Excepto si se indica otra cosa, todas las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura promedio de película  $T_f = (T_w + T_\infty) / 2$ .
- Las correlaciones de esta tabla aplican para temperatura  $T_w$  uniforme, excepto las que se indican para flujo de calor  $q_w$  uniforme.
- Cuando se aplica la analogía de transferencia de calor y masa, las correlaciones correspondiente a transferencia de masa se obtienen haciendo el cambio  $Nu \rightarrow Sh$  y  $Pr \rightarrow Sc$ .

# Algunas Correlaciones para Convección Forzada en Flujo Interno

Adaptado principalmente de Incropera y DeWitt (2006), Çengel y Ghajar (2011), Levenspiel (1993) y Perry (2004).

GEOMETRÍA	CORRELACIÓN	CONDICIONES
flujo dentro de tubería circular	$Nu_D = 3.66$ (local)	laminar, completamente desarrollado, $T_w$ uniforme, $Re_D < 2100$ , $Pr > 0.5$
	$Nu_D = 4.36$ (local)	laminar, completamente desarrollado, $q_w$ uniforme, $Re_D < 2100$ , $Pr > 0.5$
	$\overline{Nu}_D = 1.86 \left( \frac{Pe_D}{L/D} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$	laminar, longitud de entrada combinada, $T_w$ uniforme, $0.5 < 0.5 < Pr < 16700$ , $0.0044 < (\mu / \mu_w) < 9.75$
	$\overline{Nu}_D = 3.66 + \frac{0.0668(D/L)Pe_D}{1 + 0.04[(D/L)Pe_D]^{2/3}}$	laminar, longitud de entrada térmica ( $Pr \gg 1$ o una longitud inicial no calentada), $T_w$ uniforme
	$\overline{Nu}_D = 0.116(Re_D^{2/3} - 125)Pr^{1/3} \left[ 1 + \left( \frac{D}{L} \right)^{2/3} \right] \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$	régimen de transición, $2100 < Re_D < 10^4$
	$\overline{Nu}_D = 0.023Re_D^{0.8}Pr^{1/3} \left[ 1 + \left( \frac{D}{L} \right)^{0.7} \right] \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$	turbulento, $Re_D > 10^4$ , $0.5 < Pr < 700$
	$Nu_D = 5.0 + 0.025Pe_D^{0.8}$ (local)	metales líquidos, turbulento, completamente desarrollado, $T_w$ uniforme, $100 < Pe_D < 10000$
	$Nu_D = 4.82 + 0.0185Pe_D^{0.827}$ (local)	metales líquidos, turbulento, completamente desarrollado, $q_w$ uniforme, $100 < Pe_D < 10000$
	$h = \frac{3.52v^{0.8}}{D^{0.2}}$	turbulento, aproximado para aire (1 atm), $h$ [W/m <sup>2</sup> ·K], $v$ [m/s], $D$ [m]
	$h = (1429 + 21.14T) \frac{v^{0.8}}{D^{0.2}}$	turbulento, aproximado para agua (5 °C – 104 °C), $h$ [W/m <sup>2</sup> ·K], $T$ [°C], $v$ [m/s], $D$ [m]
flujo dentro de tubería con sección transversal rectangular $a \times b$	$\overline{Nu}_{D_h} = 0.0175Re_{D_h}^{0.8}Pr^{1/3} \left[ 1 + \left( \frac{D}{L} \right)^{0.7} \right] \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$	turbulento, $Re_{D_h} > 10^4$ , $0.6 < Pr < 700$ diámetro hidráulico $D_h = 2ab / (a + b)$
flujo en el espacio anular entre dos tuberías concéntricas $D_e$ = diámetro externo $D_i$ = diámetro interno	a la pared externa: $\overline{Nu}_{D_h} = 0.023Re_{D_h}^{0.8}Pr^{1/3} \left[ 1 + \left( \frac{D_h}{L} \right)^{0.7} \right] \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$ a la pared interna: $\overline{Nu}_{D_h} = 0.02Re_{D_h}^{0.8}Pr^{1/3} \left( \frac{D_e}{D_i} \right)^{0.53}$	turbulento, $Re_{D_h} > 10^4$ , $0.6 < Pr < 700$ diámetro hidráulico $D_h = D_e - D_i$
flujo dentro de serpentín $D_s$ = diámetro serpentín	$\overline{Nu}_{D_h} = 0.116(Re_D^{2/3} - 125)Pr^{1/3} \left( 1 + 3.5 \frac{D}{D_s} \right) \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$	turbulento, $Re_{D_h} > 10^4$ , $0.6 < Pr < 700$

$$Nu_\ell = \frac{h\ell}{k} \quad Re_\ell = \frac{\rho v \ell}{\mu} \quad Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad Pe = Re \cdot Pr$$

- Excepto donde se indica, las correlaciones son para Nusselt global (promedio), y las propiedades del fluido se evalúan con el promedio de las temperaturas medias de entrada y salida del fluido,  $\bar{T}_m = (T_{m, entrada} + T_{m, salida}) / 2$ . Donde se indica que la correlación es local, las propiedades se evalúan a la temperatura media  $T_m$  del fluido en ese punto.  $\mu_w$  es la viscosidad evaluada a la temperatura de la pared.
- 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,  $L_e / D \approx 4.4Re_D^{1/6}$ .
- Cuando se aplica la analogía de transferencia de calor y masa, las correlaciones correspondiente a transferencia de masa se obtienen haciendo el cambio  $Nu \rightarrow Sh$  y  $Pr \rightarrow Sc$ .