

Cap. 7 – CONVECÇÃO EM ESCOAMENTO EXTERNO

Transferência de Calor:

$$Nu_x = f(x^*, Re_x, Pr) \quad (6.56)$$

$$\overline{Nu}_x = f(Re_x, Pr) \quad (6.57)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h}L}{k_f} = f(Re_L, Pr) \quad (6.57)$$

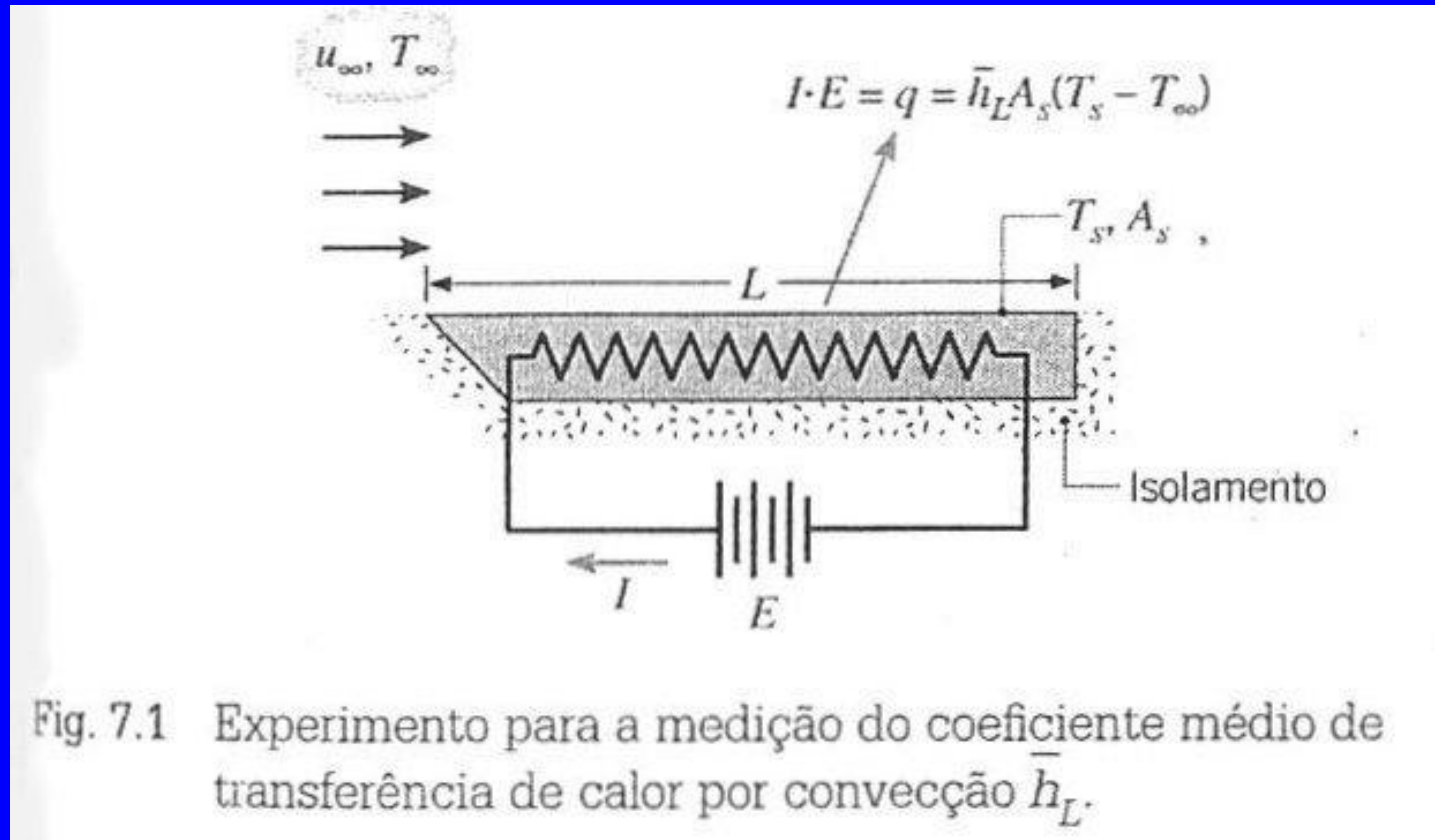
Transferência de Massa:

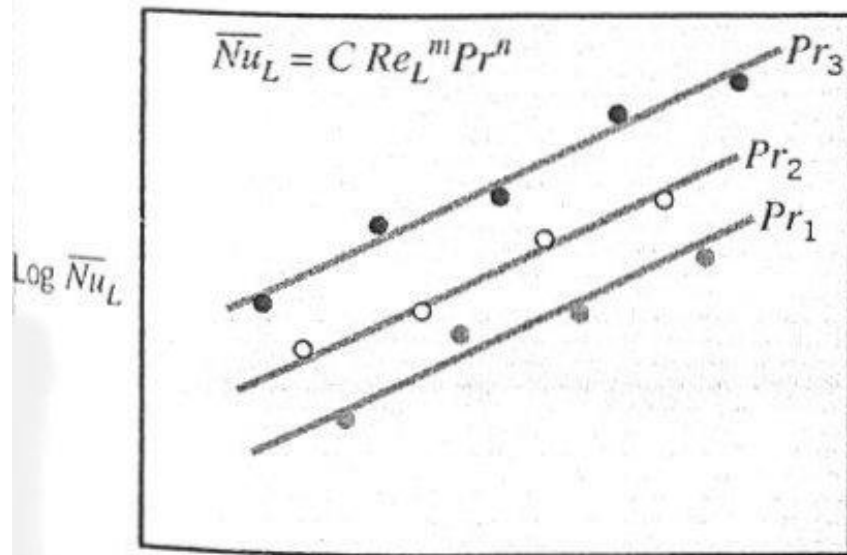
$$Sh_x = f(x^*, Re_x, Sc) \quad (6.60)$$

$$\overline{Sh}_x = f(Re_x, Sc) \quad (6.61)$$

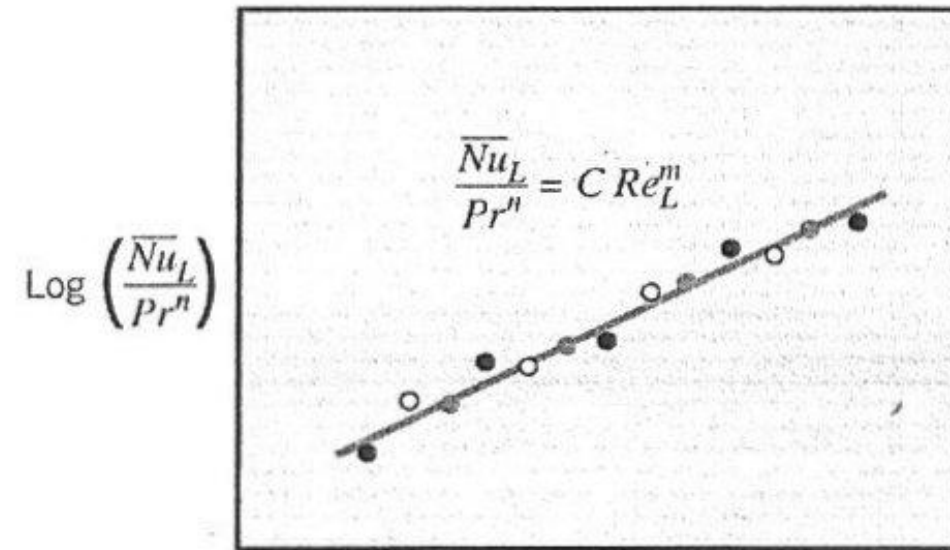
$$\overline{Sh} = \frac{\overline{h}_m L}{D_{AB}} = f(Re_L, Sc) \quad (6.61)$$

7.1 – Método empírico





(a)



(b)

Fig. 7.2 Representação adimensional das medidas de transferência de calor por convecção.

$$\overline{Nu}_L = C Re_L^m Pr^n \quad (7.1)$$

$$T_f \equiv \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (7.2)$$

$$\overline{Sh}_L = C Re_L^m Sc^n \quad (7.3)$$

7.2 – Placa plana (superfícies planas)

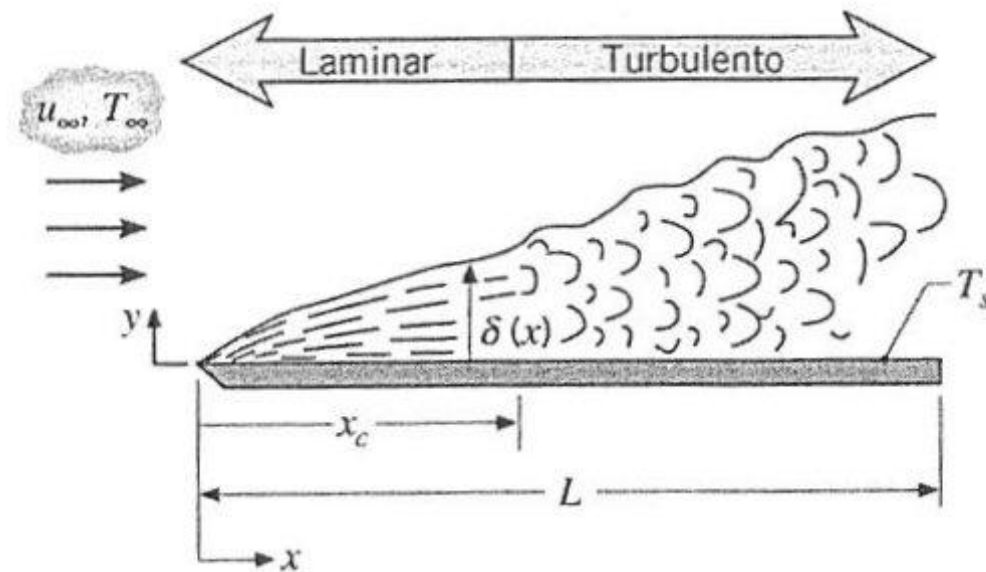


Fig. 7.3 Placa plana no escoamento paralelo.

7.2.1 – escoamento laminar: solução de similaridade

$$\frac{u}{u_\infty} = \phi\left(\frac{y}{\delta}\right)$$

$$\delta = \frac{5,0}{\sqrt{u_\infty/\nu x}} = \frac{5x}{\sqrt{Re_x}}$$

$$\frac{\delta}{\delta_t} \approx Pr^{1/3}$$

$$\frac{\delta}{\delta_c} \approx Sc^{1/3}$$

TABELA 7.1 Funções da camada limite para uma placa plana [3]

$\eta = y \sqrt{\frac{u_\infty}{\nu x}}$		$\frac{df}{d\eta} = \frac{u}{u_\infty}$	$\frac{d^2f}{d\eta^2}$
0	0	0	0,332
0,4	0,027	0,133	0,331
0,8	0,106	0,265	0,327
1,2	0,238	0,394	0,317
1,6	0,420	0,517	0,297
2,0	0,650	0,630	0,267
2,4	0,922	0,729	0,228
2,8	1,231	0,812	0,184
3,2	1,569	0,876	0,139
3,6	1,930	0,923	0,098
4,0	2,306	0,956	0,064
4,4	2,692	0,976	0,039
4,8	3,085	0,988	0,022
5,2	3,482	0,994	0,011
5,6	3,880	0,997	0,005
6,0	4,280	0,999	0,002
6,4	4,679	1,000	0,001

Coeficientes de convecção (calor e massa)

$$Nu_x \equiv \frac{h_x x}{k} = 0,332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad Pr \geq 0,6 \quad (7.23)$$

$$Sh_x \equiv \frac{h_{m,x} x}{D_{AB}} = 0,332 Re_x^{1/2} Sc^{1/3} \quad Sc \geq 0,6 \quad (7.27)$$

Locais (posição x)

Contudo, das Eqs. 6.6 e 7.23 o coeficiente de transferência de calor *médio* para o escoamento laminar é

$$\bar{h}_x = \frac{1}{x} \int_0^x h_x dx = 0,332 \left(\frac{k}{x} \right) Pr^{1/3} \left(\frac{u_\infty}{\nu} \right)^{1/2} \int_0^x \frac{dx}{x^{1/2}}$$

Integrando e substituindo da Eq. 7.23, segue que $\bar{h}_x = 2h_x$. Logo

$$\overline{Nu}_x \equiv \frac{\bar{h}_x x}{k} = 0,664 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad Pr \geq 0,6 \quad (7.31)$$

Médios para o comprimento x

De maneira semelhante, pode ser mostrado que

$$\overline{Sh}_x \equiv \frac{\bar{h}_{m,x} x}{D_{AB}} = 0,664 Re_x^{1/2} Sc^{1/3} \quad Sc \geq 0,6 \quad (7.32)$$

Para Pr pequeno (metais líquidos)

$$Nu_x = 0,565 Pe_x^{1/2} \quad Pr \lesssim 0,05, \quad Pe_x \gtrsim 100 \quad (7.33)$$

$Pe_x \equiv Re_x Pr$ é o número de Peclet

Para qualquer Pr: Churchill e Ozoe

$$Nu_x = \frac{0,3387 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0,0468/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \quad Pe_x \gtrsim 100 \quad (7.34)$$

$$\overline{Nu}_x = 2Nu_x.$$

7.2.2 – escoamento turbulento: dados experimentais

$$\delta = 0,37x Re_x^{-1/5} \quad (7.36)$$

$$Nu_x = St Re_x Pr = 0,0296 Re_x^{4/5} Pr^{1/3} \quad 0,6 < Pr < 60 \quad (7.37)$$

e o número de Sherwood *local*

$$Sh_x = St_m Re_x Sc = 0,0296 Re_x^{4/5} Sc^{1/3} \quad 0,6 < Sc < 3000 \quad (7.38)$$

7.2.3 – Camada limite mista (laminar+turbulenta)

$$\bar{h}_L = \frac{1}{L} \left(\int_0^{x_c} h_{\text{lam}} dx + \int_{x_c}^L h_{\text{turb}} dx \right)$$

onde se considera que ocorre a transição súbita em $x = x_c$. Substituindo a partir das Eqs. 7.23 e 7.37 para h_{lam} e h_{turb} , respectivamente, obtemos

$$\bar{h}_L = \left(\frac{k}{L} \right) \left[0,332 \left(\frac{u_\infty}{\nu} \right)^{1/2} \int_0^{x_c} \frac{dx}{x^{1/2}} + 0,0296 \left(\frac{u_\infty}{\nu} \right)^{4/5} \int_{x_c}^L \frac{dx}{x^{1/5}} \right] Pr^{1/3}$$

Integrando, obtemos então

$$\bar{Nu}_L = [0,664 Re_{x,c}^{1/2} + 0,037 (Re_L^{4/5} - Re_{x,c}^{4/5})] Pr^{1/3}$$

$$\bar{Nu}_L = (0,037 Re_L^{4/5} - A) Pr^{1/3} \quad (7.39)$$

onde a constante A é determinada pelo valor do número crítico de Reynolds $Re_{x,c}$. Ou seja,

$$A = 0,037Re_{x,c}^{4/5} - 0,664Re_{x,c}^{1/2} \quad (7.40)$$

Se um número representativo de Reynolds de transição de $Re_{x,c} = 5 \times 10^5$ for considerado, a Eq. 7.39 se reduz a

$$\overline{Nu}_L = (0,037Re_L^{4/5} - 871) Pr^{1/3} \quad (7.41)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0,6 < Pr < 60 \\ 5 \times 10^5 < Re_L \lesssim 10^8 \\ Re_{x,c} = 5 \times 10^5 \end{array} \right]$$

onde a relação entre colchetes indica a faixa de aplicabilidade.

7.2.4 – Casos especiais

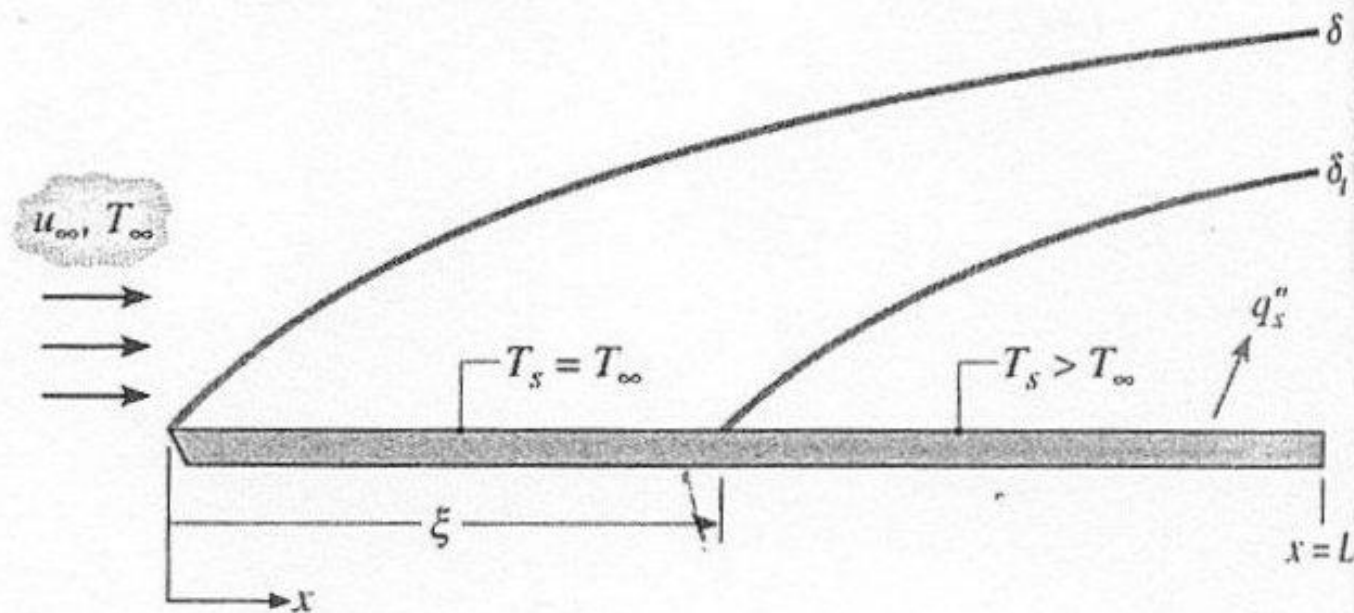


Fig. 7.4 Placa plana no escoamento paralelo com comprimento inicial não-aquecido.

$$Nu_x = \frac{Nu_x|_{\xi=0}}{[1 - (\xi/x)^{3/4}]^{1/3}} \quad (7.47)$$

onde $Nu_x|_{\xi=0}$ é dado pela Eq. 7.23. Em Nu_x e em $Nu_x|_{\xi=0}$, o comprimento característico x é medido a partir do bordo de ataque do comprimento inicial não-aquecido. Foi deduzido também que,

para escoamento turbulento,

$$Nu_x = \frac{Nu_x|_{\xi=0}}{[1 - (\xi/x)^{9/10}]^{1/9}} \quad (7.48)$$

onde $Nu_x|_{\xi=0}$ é dado pela Eq. 7.37. Resultados análogos da transferência de massa são obtidos substituindo-se (Nu_x, Pr) por (Sh_x, Sc) .

Pelo uso da Eq. 6.6 com coeficientes locais de convecção dados pelas relações anteriores, expressões podem ser obtidas para o *número de Nusselt médio* de uma placa isotérmica com comprimento inicial não-aquecido [10]. Para uma placa de comprimento total L , com escoamento laminar *ou* turbulento sobre toda a placa, as expressões são da forma

$$\overline{Nu}_L = \overline{Nu}_L|_{\xi=0} \frac{L}{L - \xi} [1 - (\xi/L)^{(2p+1)/(2p+2)}]^{2p/(2p+1)} \quad (7.49)$$

onde $p = 1$ para escoamento laminar e $p = 4$ para escoamento turbulento.

Também é possível obter um fluxo de calor superficial uniforme, mais do que uma temperatura uniforme, imposta à placa. Para escoamento laminar, pode ser mostrado que [5]

$$Nu_x = 0,453 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad Pr \geq 0,6 \quad (7.50)$$

enquanto para escoamento turbulento

$$Nu_x = 0,0308 Re_x^{4/5} Pr^{1/3} \quad 0,6 \leq Pr \leq 60 \quad (7.51)$$

Logo, o número de Nusselt é 36% e 4% maior do que o resultado para os escoamentos laminar e turbulento, respectivamente. A correção para o efeito de comprimento inicial não-aquecido pode ser realizada pelas Eqs. 7.50 e 7.51 com as Eqs. 7.47 e 7.48, respectivamente. Se o fluxo de calor for conhecido, o coeficiente de calor pode ser utilizado para determinar a temperatura superficial local

$$T_s(x) = T_\infty + \frac{q_s''}{h_x} \quad (7.52)$$

7.4 – escoamento transversal a um cilindro

7.4.1 – Considerações sobre o escoamento

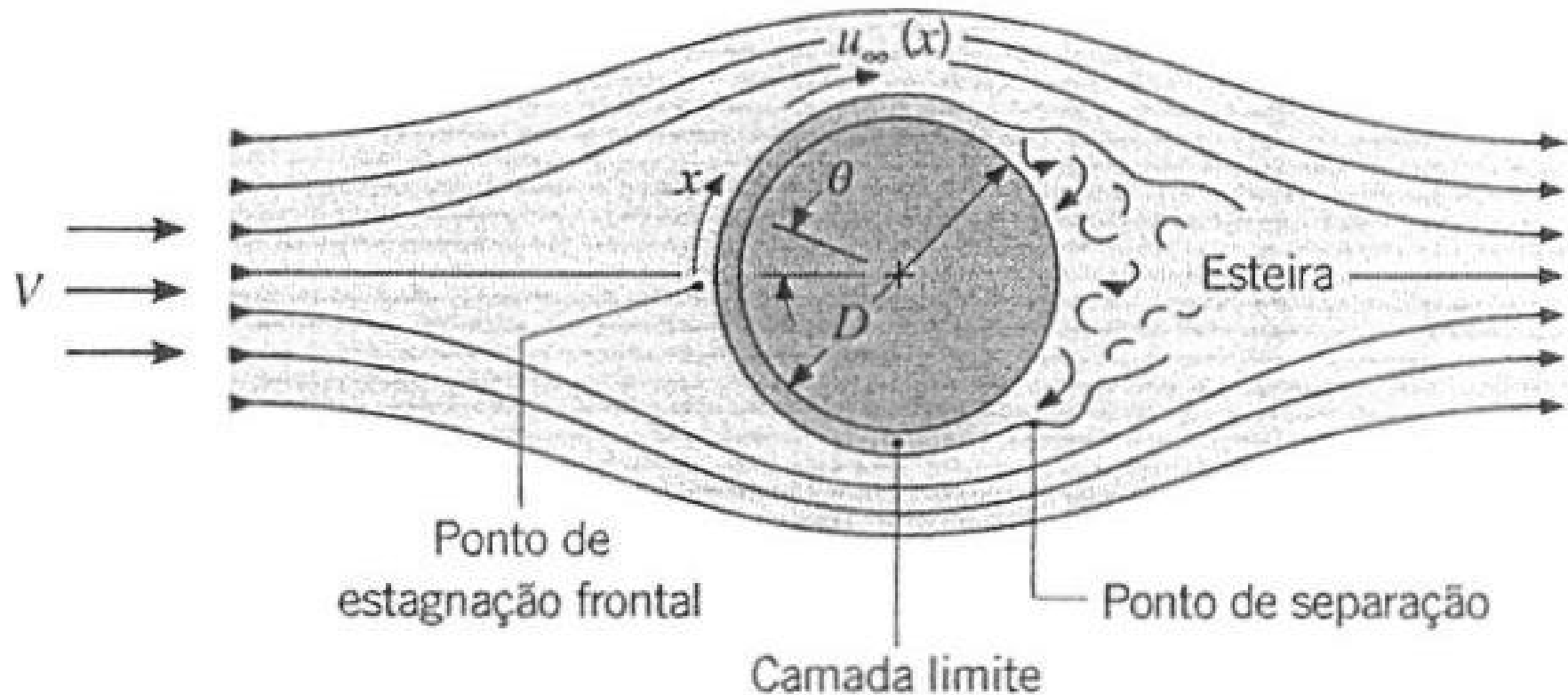


Fig. 7.5 Formação da camada limite e separação sobre um cilindro circular no escoamento cruzado.

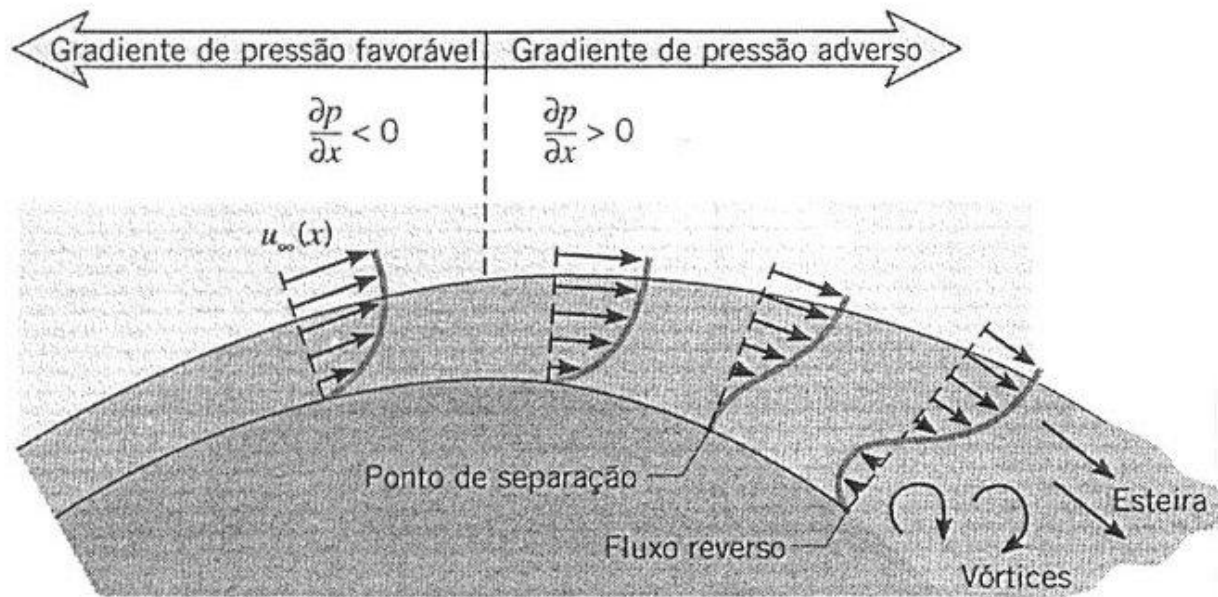


Fig. 7.6 Perfil de velocidade associado com a separação sobre um cilindro circular no escoamento cruzado.

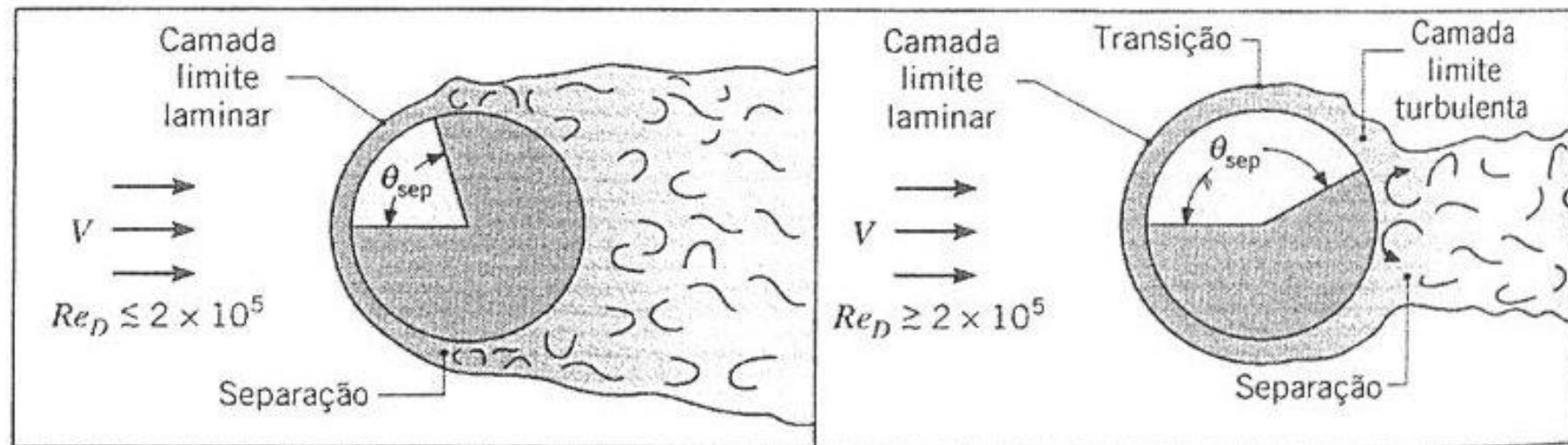


Fig. 7.7 Efeito da turbulência sobre a separação.

7.4.2 – Transferência de calor

$$\overline{Nu}_D \equiv \frac{\bar{h}D}{k} = C Re_D^m Pr^{1/3} \quad (7.55b)$$



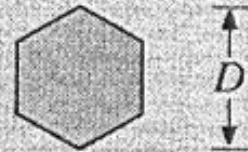
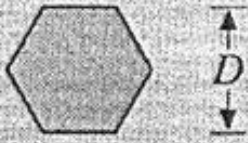
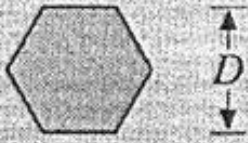

TABELA 7.2 Constantes da Eq. 7.55b para o cilindro circular em corrente cruzada [14,15]

Re_D	C	m
0,4–4	0,989	0,330
4–40	0,911	0,385
40–4000	0,683	0,466
4000–40.000	0,193	0,618
40.000–400.000	0,027	0,805

Propriedades na temperatura de filme

Seções não circulares

TABELA 7.3 Constantes da Eq. 7.55b para cilindros não-circulares em escoamento cruzado de um gás [16]

GEOMETRIA	Re_D	C	m
Quadrado			
$V \rightarrow$ 	$5 \times 10^3 - 10^5$	0,246	0,588
$V \rightarrow$ 	$5 \times 10^3 - 10^5$	0,102	0,675
Hexágono			
$V \rightarrow$ 	$5 \times 10^3 - 1,95 \times 10^4$	0,160	0,638
$V \rightarrow$ 	$1,95 \times 10^4 - 10^5$	0,0385	0,782
$V \rightarrow$ 	$5 \times 10^3 - 10^5$	0,153	0,638
Placa vertical			
$V \rightarrow$ 	$4 \times 10^3 - 1,5 \times 10^4$	0,228	0,731

Correlações mais precisas: Zhukauskas

$$\overline{Nu}_D = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (7.56)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0,7 < Pr < 500 \\ 1 < Re_D < 10^6 \end{array} \right]$$

onde todas as propriedades são avaliadas em T_∞ , exceto Pr_s , que é avaliado em T_s . Valores de C e m são listados na Tabela 7.4. Se $Pr \leq 10$, $n = 0,37$; se $Pr > 10$, $n = 0,36$.

TABELA 7.4 Constantes da Eq. 7.56 para cilindro circular escoamento cruzado [17]

Re_D	C	m
1–40	0,75	0,4
40–1000	0,51	0,5
10^3 – 2×10^5	0,26	0,6
2×10^5 – 10^6	0,076	0,7

Correlações mais precisas: Churchill e Bernstein

Churchill e Bernstein [18] propuseram uma única equação que cobre toda a faixa de Re_D para a qual os dados se encontram disponíveis, assim como para uma faixa ampla de Pr . A equação é indicada para todo $Re_D Pr > 0,2$ e tem a forma

$$\overline{Nu}_D = 0,3 + \frac{0,62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282.000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (7.57)$$

onde todas as propriedades são avaliadas na temperatura de filme.

7.5 – Escoamento sobre a esfera

$$C_D = \frac{24}{Re_D} \quad Re_D < 0,5 \quad (7.58)$$

Numerosas correlações de transferência de calor foram propostas, e Whitaker [7] recomenda uma expressão do tipo

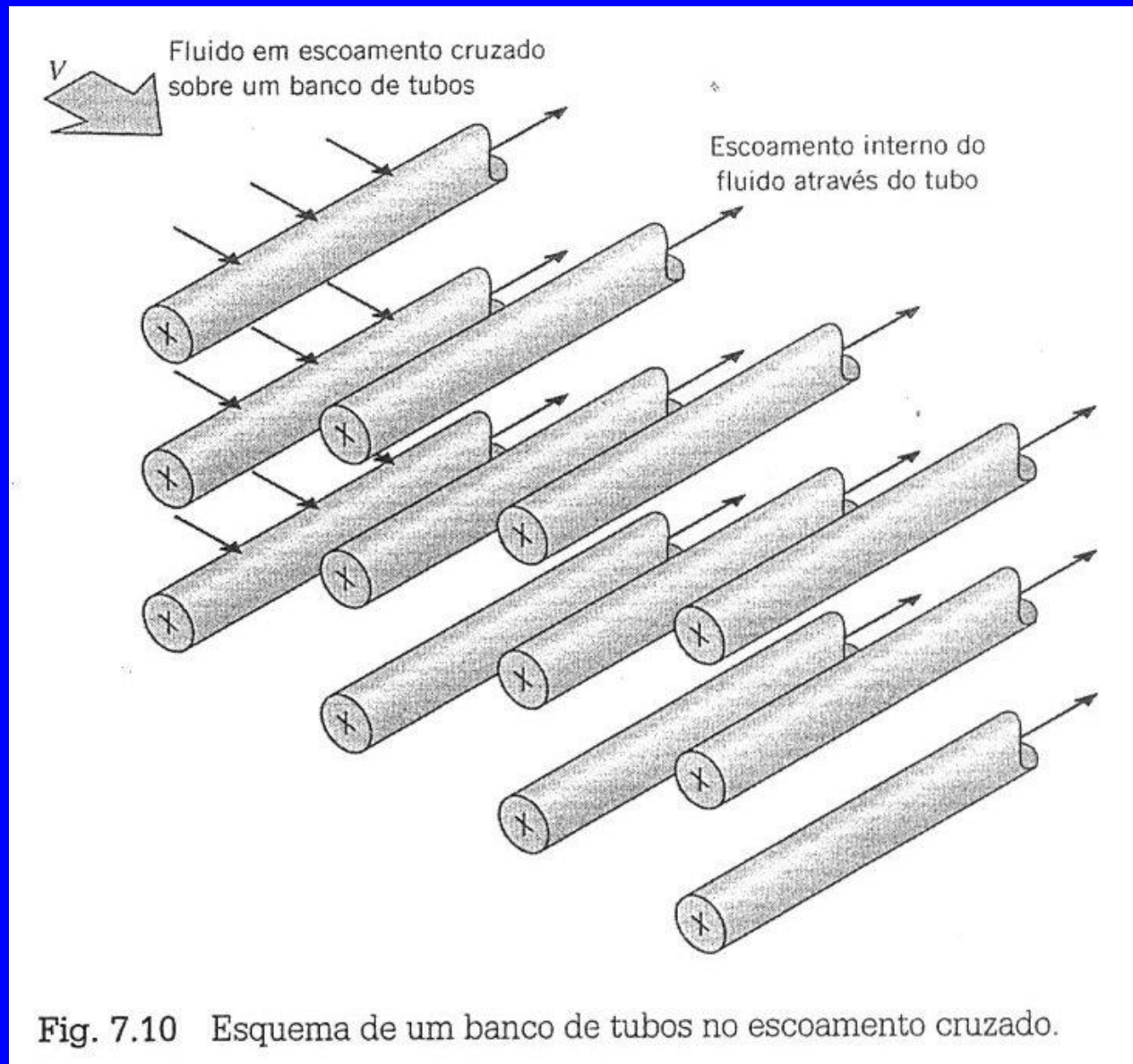
$$\overline{Nu}_D = 2 + (0,4Re_D^{1/2} + 0,06Re_D^{2/3})Pr^{0,4} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{1/4} \quad (7.59)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0,71 < Pr < 380 \\ 3,5 < Re_D < 7,6 \times 10^4 \end{array} \right]$$

Um caso especial de transferências de calor e massa por convecção das esferas está relacionado ao transporte a partir de gotas de água em queda livre, e a correlação de Ranz e Marshall [20] é freqüentemente utilizada

$$\overline{Nu}_D = 2 + 0,6Re_D^{1/2} Pr^{1/3} \quad (7.60)$$

7.6 – escoamento através de feixes de tubos



- Disposição dos tubos:
- alinhados
 - em triângulo (quincôncio)

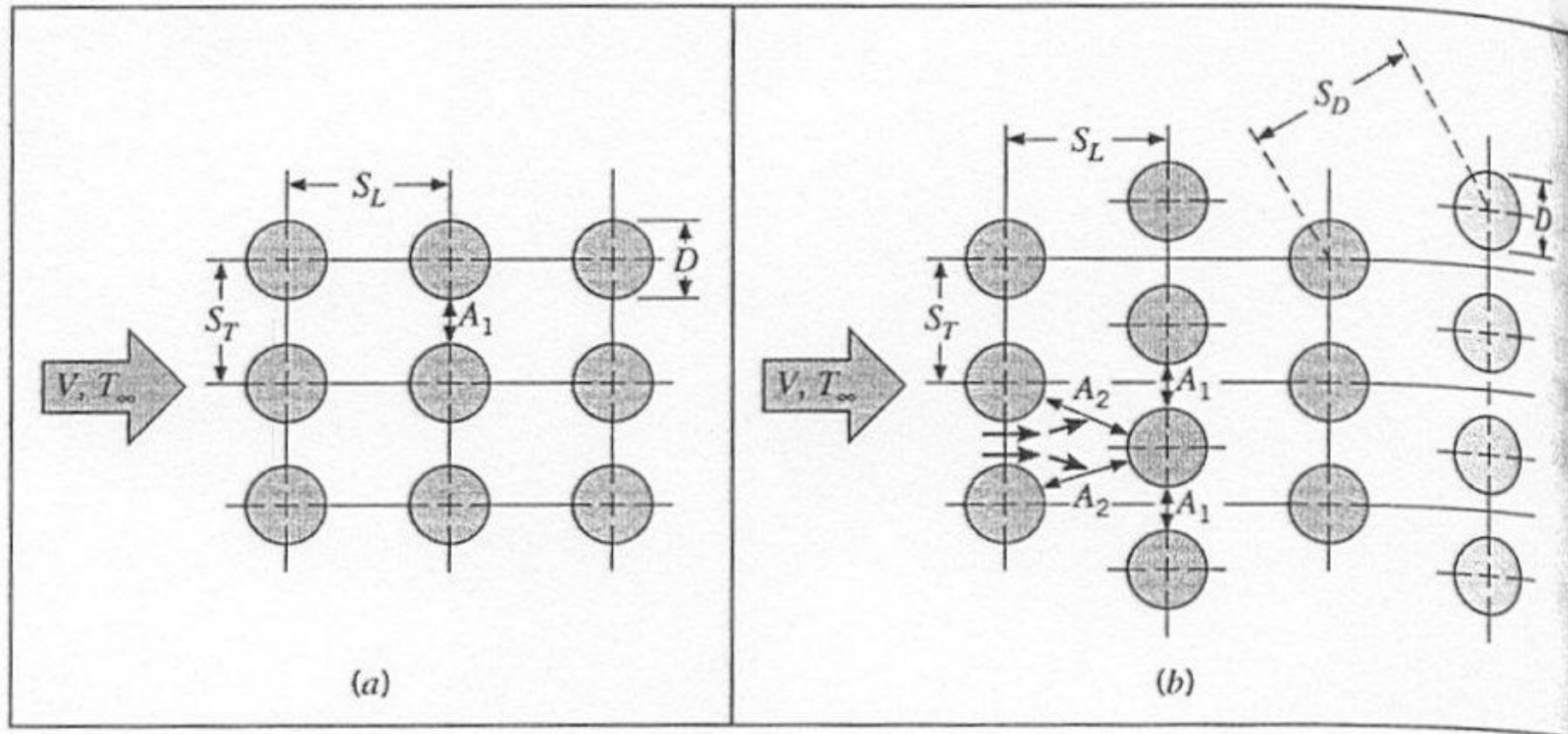


Fig. 7.11 Arranjos de tubos em um banco. (a) Alinhado. (b) Em quincôncio.

Correlação de Grimison (propriedades em T_f)

$$\overline{Nu}_D = 1,13C_1 Re_{D,\max}^m Pr^{1/3} \quad (7.63)$$

$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 < Re_{D,\max} < 40.000 \\ Pr \geq 0,7 \end{array} \right]$$

onde C_1 e m são listadas na Tabela 7.5 e

$$Re_{D,\max} \equiv \frac{\rho V_{\max} D}{\mu} \quad (7.62)$$

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (7.65)$$

Tubos alinhados ou quicôncio*

$$V_{\max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (7.66)$$

*Tubos quicôncio se

$$2(S_D - D) < (S_T - D)$$

Tabela 7.5 Constantes das Eqs. 7.61 e 7.63 para escoamento de ar sobre um banco de tubos de 10 ou mais fileiras [21]

S_L/D	S_T/D							
	1,25		1,5		2,0		3,0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Alinhada								
1,25	0,348	0,592	0,275	0,608	0,100	0,704	0,0633	0,752
1,50	0,367	0,586	0,250	0,620	0,101	0,702	0,0678	0,744
2,00	0,418	0,570	0,299	0,602	0,229	0,632	0,198	0,648
3,00	0,290	0,601	0,357	0,584	0,374	0,581	0,286	0,608
Em quincôncio								
0,600	—	—	—	—	—	—	0,213	0,636
0,900	—	—	—	—	0,446	0,571	0,401	0,581
1,000	—	—	0,497	0,558	—	—	—	—
1,125	—	—	—	—	0,478	0,565	0,518	0,560
1,250	0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,556	0,522	0,562
1,500	0,451	0,568	0,460	0,562	0,452	0,568	0,488	0,568
2,000	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,570
3,000	0,310	0,592	0,356	0,580	0,440	0,562	0,428	0,574

Se $N_L < 10$ (número de fileiras de tubos)

$$\overline{Nu}_D \Big|_{(N_L < 10)} = C_2 \overline{Nu}_D \Big|_{(N_L \geq 10)} \quad (7.64)$$

TABELA 7.6 Fator de correção C_2 da Eq. 7.64 para $N_L < 10$ [22]

N_L	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Alinhada	0,64	0,80	0,87	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99
Em quincôncio	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Correlação mais recente: Zhukauskas

$$\overline{Nu}_D = C Re_{D,\max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (7.67)$$

$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 0,7 < Pr < 500 \\ 1000 < Re_{D,\max} < 2 \times 10^6 \end{array} \right]$$

Coeficientes C e m dados na tab. 7.7

Propriedades em

$$T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

Coeficientes da eq. 7.67

TABELA 7.7 Constantes da Eq. 7.67 para o banco de tubos em escoamento cruzado [17]

CONFIGURAÇÃO	$Re_{D, max}$	C	m
Alinhada	$10-10^2$	0,80	0,40
Em quincôncio	$10-10^2$	0,90	0,40
Alinhada	10^2-10^3	Aproximado como um único cilindro (isolado)	
Em quincôncio	10^2-10^3		
Alinhada ($S_T/S_L > 0,7$) ^a	$10^3-2 \times 10^5$	0,27	0,63
Em quincôncio ($S_T/S_L < 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	$0,35(S_T/S_L)^{1/5}$	0,60
Em quincôncio ($S_T/S_L > 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	0,40	0,60
Alinhada	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0,021	0,84
Em quincôncio	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0,022	0,84

^aPara $S_T/S_L < 0,7$, a transferência de calor é ineficiente, e tubos alinhados não deveriam ser utilizados.

Se $N_L < 20$ (número de fileiras de tubos)

$$\overline{Nu}_D \Big|_{(N_L < 20)} = C_2 \overline{Nu}_D \Big|_{(N_L \geq 20)} \quad (7.68)$$

onde C_2 é dado na Tabela 7.8.

TABELA 7.8 Fator de correção C_2 da Eq. 7.68 para $N_L < 20$ ($Re_D > 10^3$)[17]

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Alinhada	0,70	0,80	0,86	0,90	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99
Em quincôncio	0,64	0,76	0,84	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

O arranjo triangular (quicôncio) é melhor, especialmente para $Re < 100$, porque propicia condições mais turbulentas

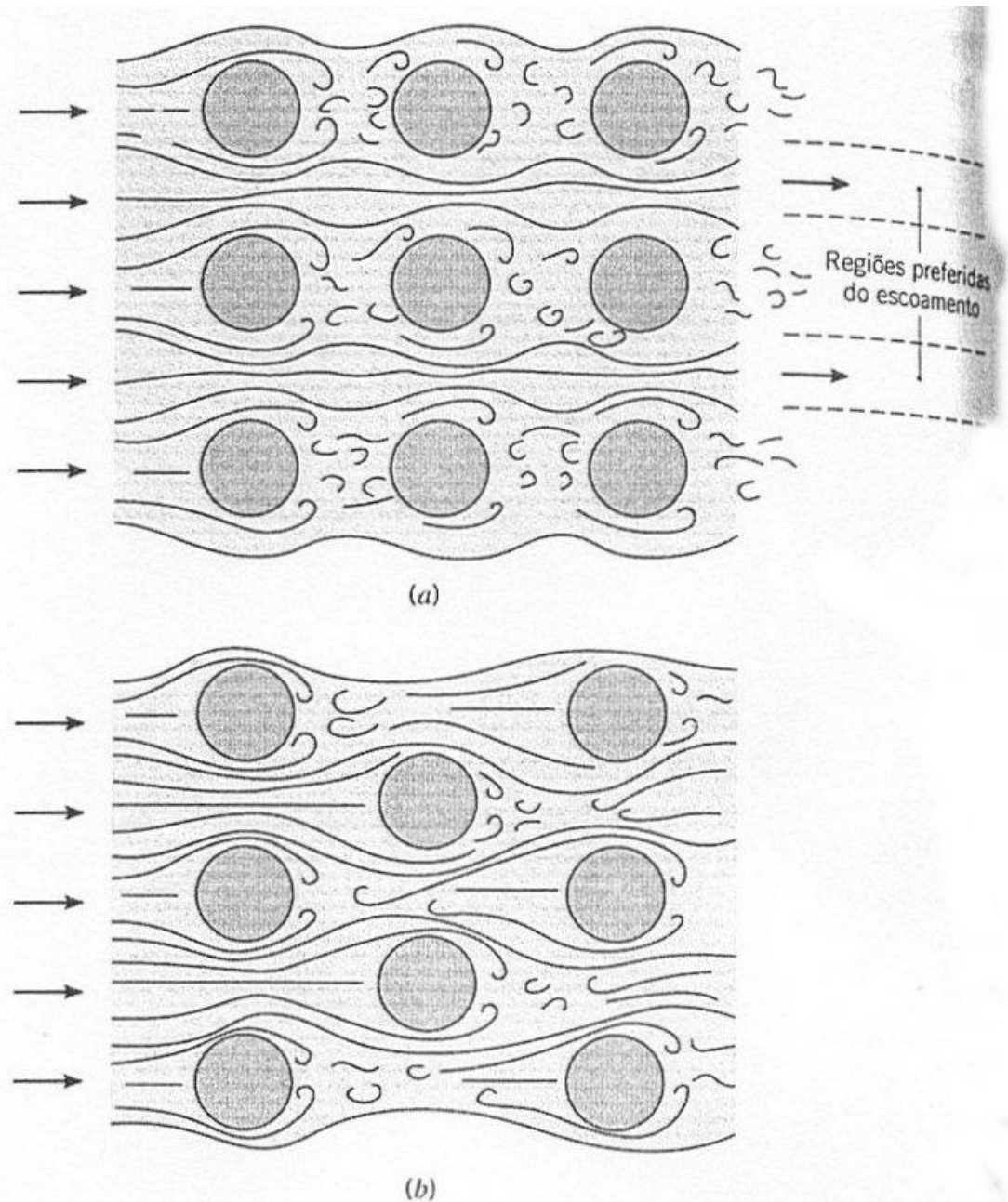


Fig. 7.12 Condições de escoamento para tubos (a) alinhados e (b) em quicôncio.

Conforme o fluido se move através do banco, sua temperatura se aproxima de T_s e $|\Delta T|$ decresce. No Cap. 11, a forma apropriada de ΔT é mostrada como sendo a *média logarítmica da diferença de temperatura*,

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln\left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}\right)} \quad (7.69)$$

onde T_i e T_o são as temperaturas do fluido conforme ele entra e sai do banco, respectivamente. A temperatura de saída, que é necessária para determinar ΔT_{lm} , pode ser estimada a partir de

$$\frac{T_s - T_o}{T_s - T_i} = \exp\left(-\frac{\pi DN\bar{h}}{\rho V N_T S_T c_p}\right) \quad (7.70)$$

onde N é o número total de tubos no banco e N_T é o número de tubos no plano transversal. Uma vez que ΔT_{lm} é conhecido, a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento dos tubos pode ser calculada a partir de

$$q' = N(\bar{h}\pi D\Delta T_{lm}) \quad (7.71)$$

Os resultados anteriores podem ser utilizados para determinar as taxas de transferência de massa associadas à evaporação ou sublimação das superfícies de um banco de cilindros no escoamento transversal. Mais uma vez é necessário apenas substituir \overline{Nu}_D e Pr por \overline{Sh}_D e Sc , respectivamente.

Queda de pressão ao longo das fileiras dos tubos
(perda de carga)

$$\Delta p = N_L \chi \left(\frac{\rho V_{\max}^2}{2} \right) f \quad (7.72)$$

N_L é número de fileiras de tubos ao longo do escoamento
 χ (correção quando $P_L \neq P_T$) e f (fator de atrito) são dados
nas fig. 7.13 e 7.14

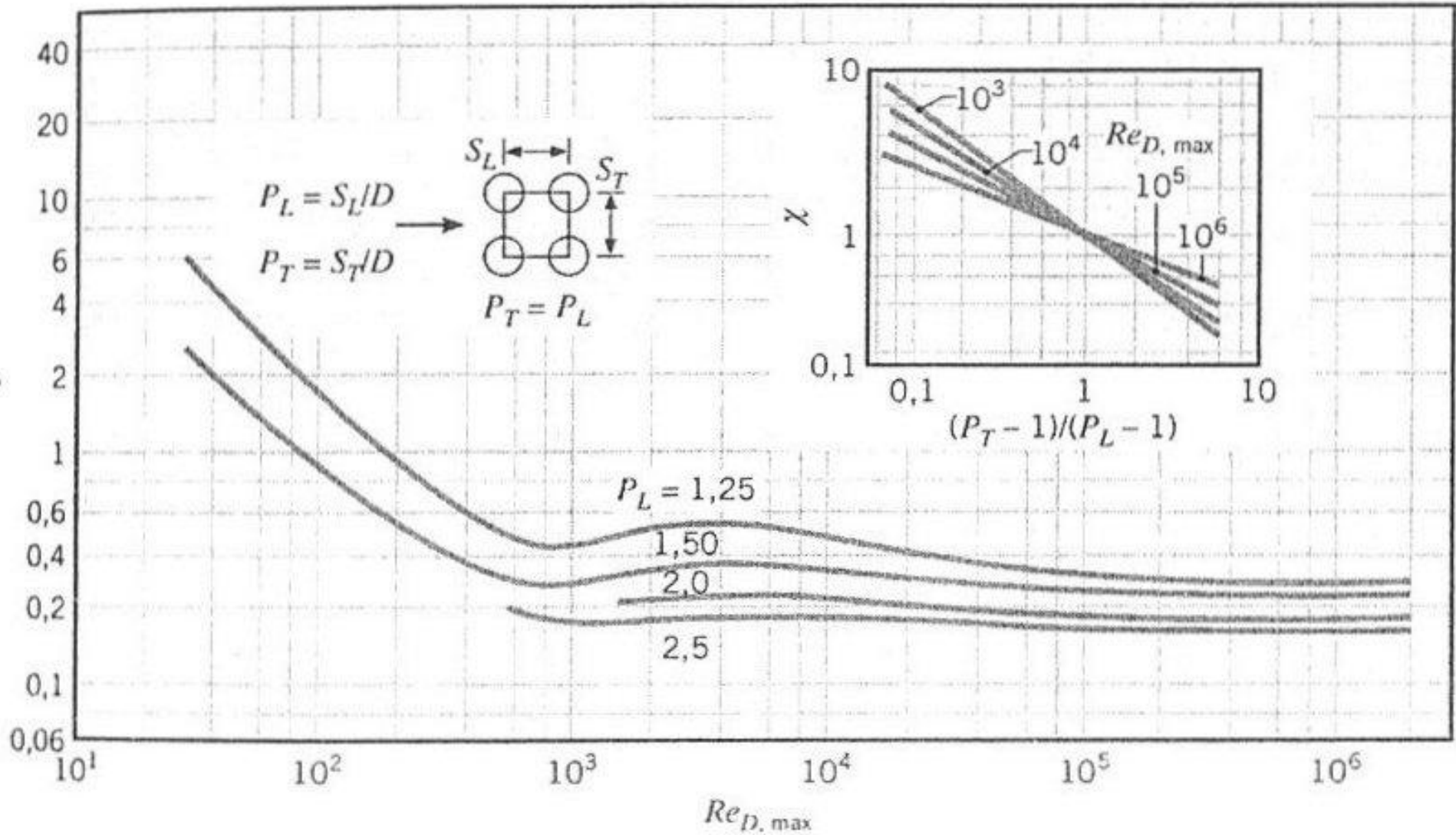


Fig. 7.13 Fator de atrito f e fator de correção χ para a Eq. 7.72. Arranjo de feixe de tubos alinhados [17]. Usado com permissão.

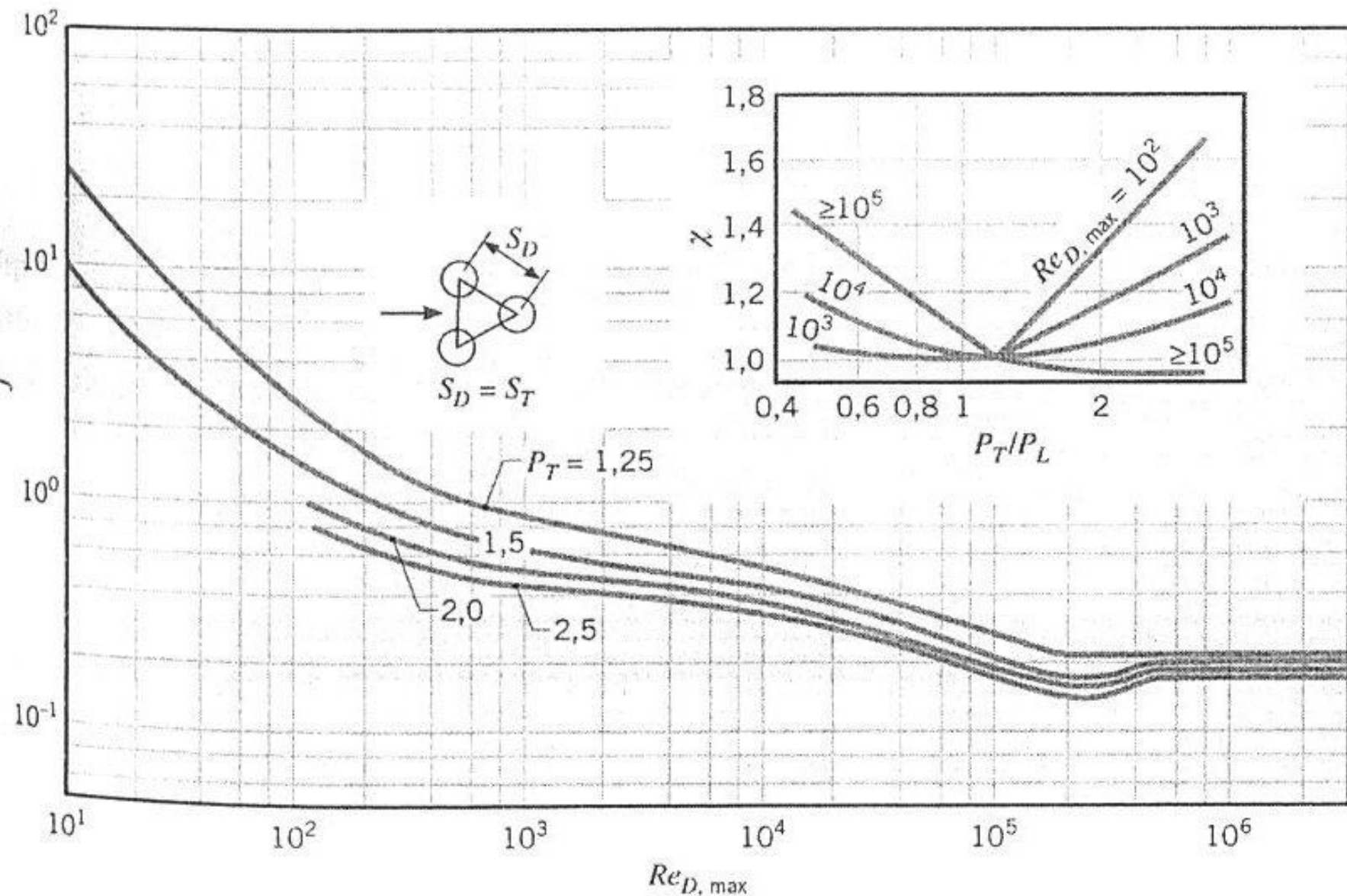


Fig. 7.14 Fator de atrito f e fator de correção χ para a Eq. 7.72. Arranjo de feixe de tubos em quincôncio [17]. Usado com permissão.