



Convecção externa

Prof. Alexei Essiptchouk

**Dep. Engenharia Ambiental
Instituto de Ciência e Tecnologia
Universidade Estadual Paulista
“Júlio de Mesquita Filho”**

Introdução

Coeficiente de transferência de calor h depende de:

- Propriedades do fluido
- Geometria da superfície
- Condições de escoamento

$$q''_{conv} = h(T_s - T_\infty)$$

Transferência de calor por convecção é determinada pelas camadas limites que se desenvolvem na superfície

Determinação do h é vista como o problema de convecção

Escoamento externo

- Camadas limite se desenvolvem livremente sem restrições impostas por superfícies adjacentes
- Sempre existirá uma região de escoamento com gradientes desprezível de velocidade, temperatura e concentração
- Convecção forçada: movimento do fluido é mantido por meios externos
- Velocidades baixas e sem mudança de fase no fluido
- Objetivo é determinar os coeficientes convectivos em diferentes geometrias de escoamento

Escoamento externo

Transferência de calor

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

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

Nu – número de Nusselt,

Re – número de Reynolds,

Pr – número de Prandtl

Transferência de massa

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

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

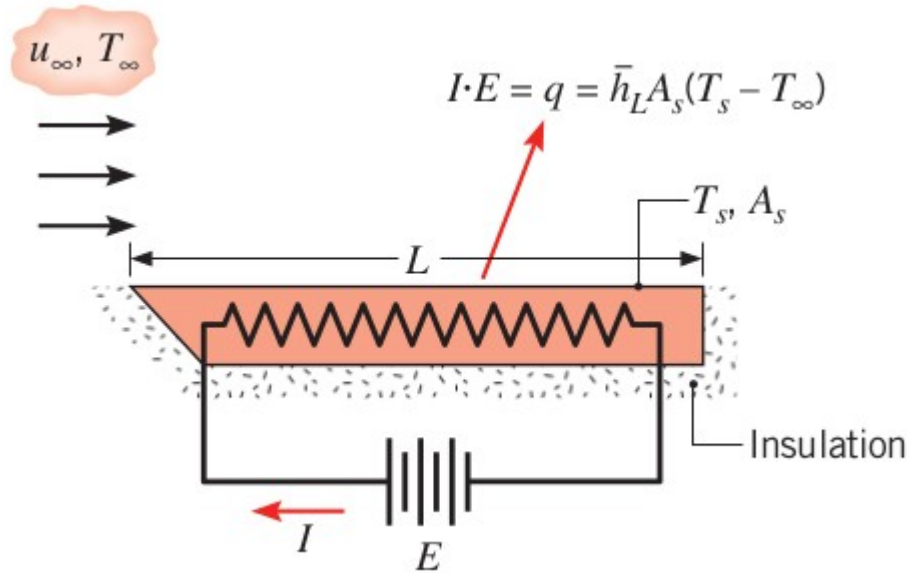
Sh – número de Sherwood,

Sc – número de Schmidt

Abordagem

- *Experimental* ou *empírica*: execução das medidas sob condições controladas e correlação dos dados em termos de parâmetros adimensionais
- *Teórica*: resolução das equações de camadas limite, obtenção perfil de T , cálculo de Nu e de h

Método empírico



- Medida T_s , T_∞ e $q = I E$
- Determinação

$$\bar{h}_L = \frac{IE}{A_s (T_s - T_\infty)}$$

- Determinação Nu , Re , Pr
- Representação

$$\overline{Nu}_L = C Re_L^m Pr^n$$

- Para satisfazer a hipótese de propriedades de fluido constantes aplica-se temperatura de filme

$$T_f \equiv \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

Método teórico

Continuidade

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

Momento

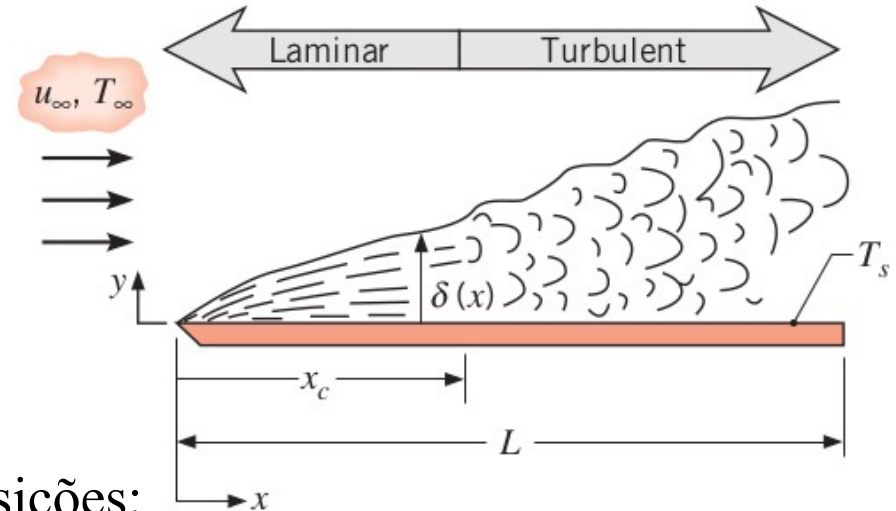
$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

Energia

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}$$

Espécis

$$u \frac{\partial \rho_A}{\partial x} + v \frac{\partial \rho_A}{\partial y} = D_{AB} \frac{\partial^2 \rho_A}{\partial y^2}$$



Suposições:

- Escoamento laminar
- Incompressível
- Propriedades do fluido constantes
- Dissipação viscosa desprezível
- Reconhecendo que $dp/dx = 0$

Método teórico

Continuidade

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

Momento

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

Energia

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}$$

Espécis

$$u \frac{\partial \rho_A}{\partial x} + v \frac{\partial \rho_A}{\partial y} = D_{AB} \frac{\partial^2 \rho_A}{\partial y^2}$$

- A solução apresentado pelo Blasius
- Definida a função corrente satisfaz automaticamente a eq. de continuidade

$$u \equiv \frac{\partial \psi}{\partial y} \quad \text{and} \quad v \equiv - \frac{\partial \psi}{\partial x}$$

- Introduzidas as variáveis de similaridade: dependente f e independente η

$$f(\eta) \equiv \frac{\psi}{u_\infty \sqrt{\nu x / u_\infty}} \quad \eta \equiv y \sqrt{u_\infty / \nu x}$$

Método teórico

Continuidade

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

Momento

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

Energia

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}$$

Espécis

$$u \frac{\partial \rho_A}{\partial x} + v \frac{\partial \rho_A}{\partial y} = D_{AB} \frac{\partial^2 \rho_A}{\partial y^2}$$

Nessas variáveis a camada limite hidrodinâmica é reduzida a uma EDO não linear de 3 ordem

$$2 \frac{d^3 f}{d\eta^3} + f \frac{d^2 f}{d\eta^2} = 0$$

Condições contornos

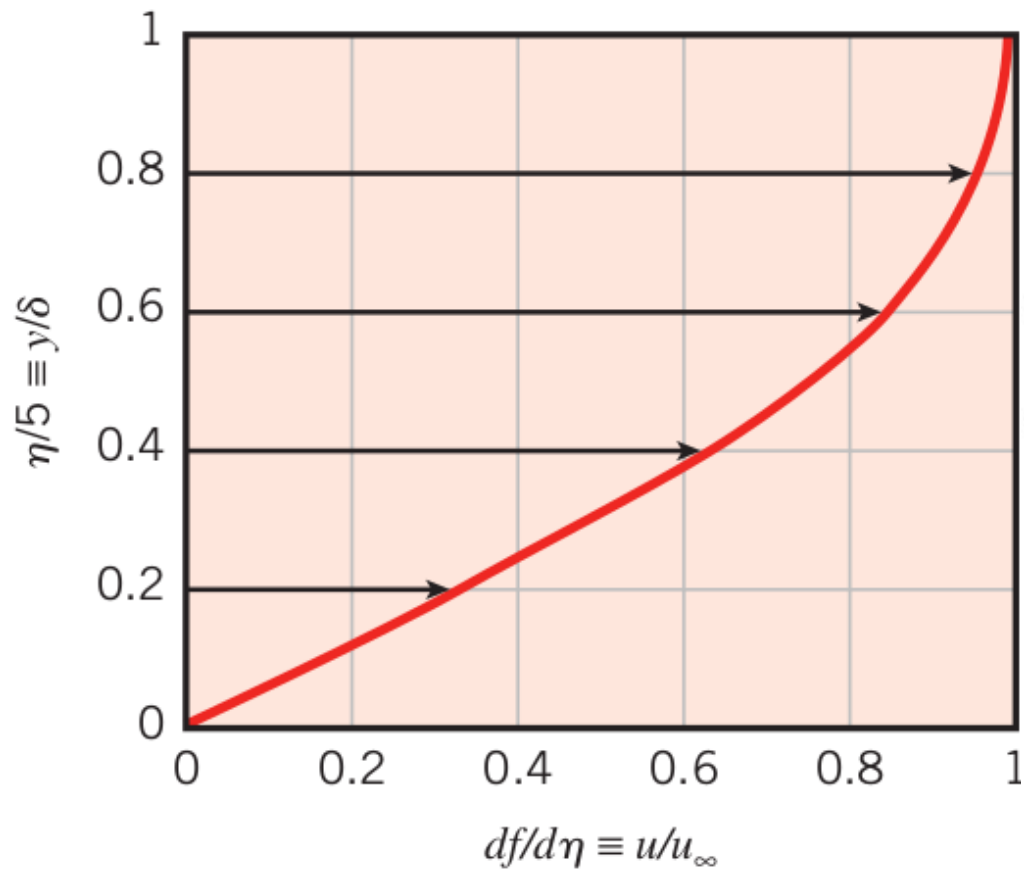
$$u(x, 0) = v(x, 0) = 0 \quad u(x, \infty) = u_\infty$$

Ou em termos de variáveis de similaridade

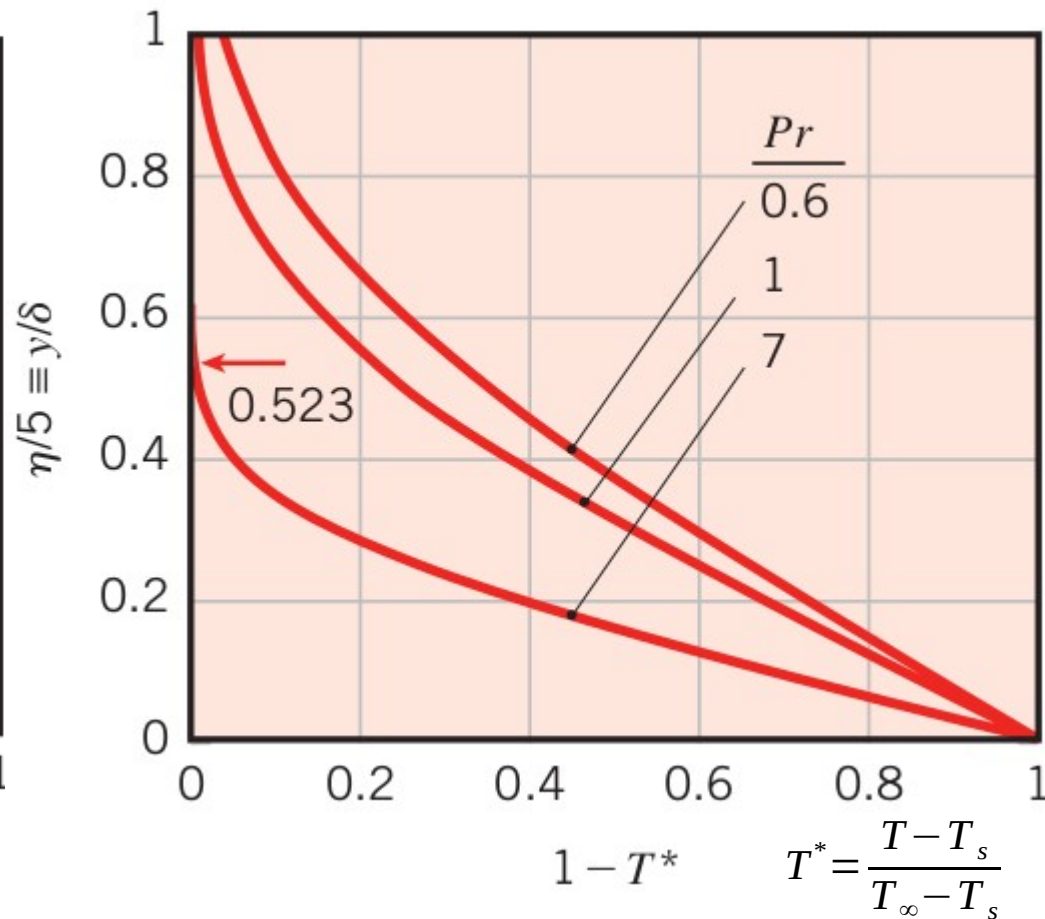
$$\left. \frac{df}{d\eta} \right|_{\eta=0} = f(0) = 0 \quad \text{and} \quad \left. \frac{df}{d\eta} \right|_{\eta \rightarrow \infty} = 1$$

Solução – expansão em série ou pela integração numérica

Soluções para escoamento laminar sobre uma placa isotérmica

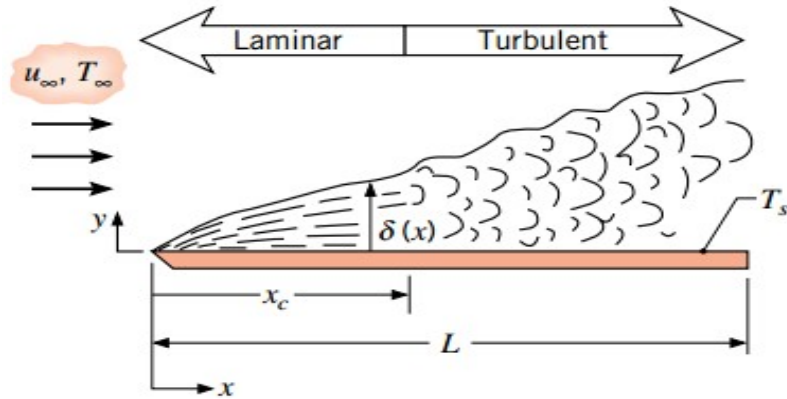


Perfil da velocidade



Perfil da temperatura

Escoamento laminar paralelo a placa plana



Na ausência de perturbações a montante:

- camada limite laminar inicia no bordo de ataque ($x=0$)
- A transição para regime turbulento (x_c)

$$Re_{x,cr} = 5 \times 10^5$$

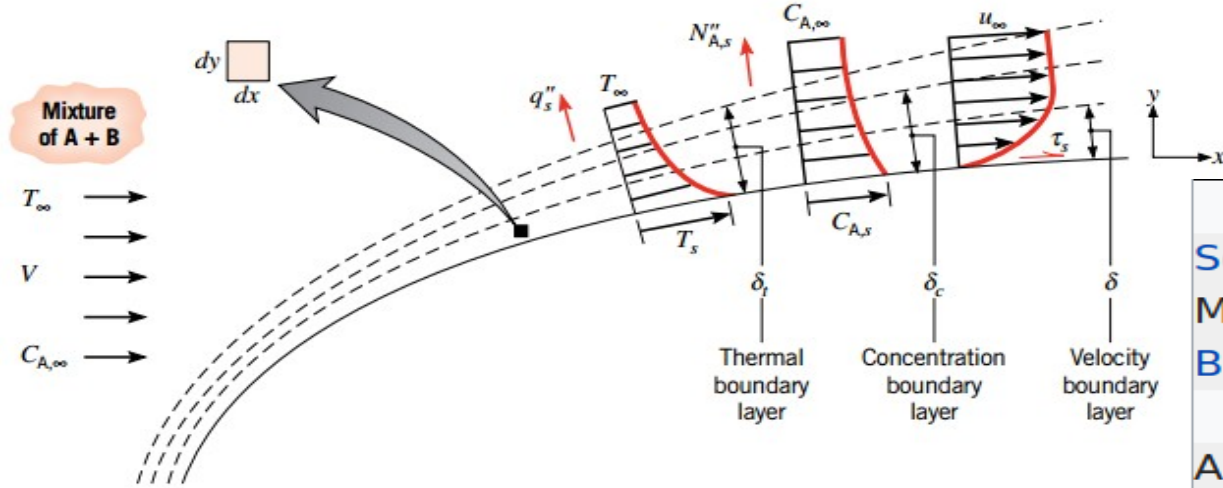
$$Re_x = \frac{u_\infty x}{\nu}$$

A espessura da camada limite hidrodinâmica **laminar** $\delta = 5 \frac{x}{Re_x^{1/2}}$ cresce com x e diminui com u

Número de Nusselt local:

$$Nu_x = \frac{h_x x}{k} = 0,332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad 0,6 \leq Pr \leq 50$$

Razão entre a espessura da CL hidrodinâmica e térmica



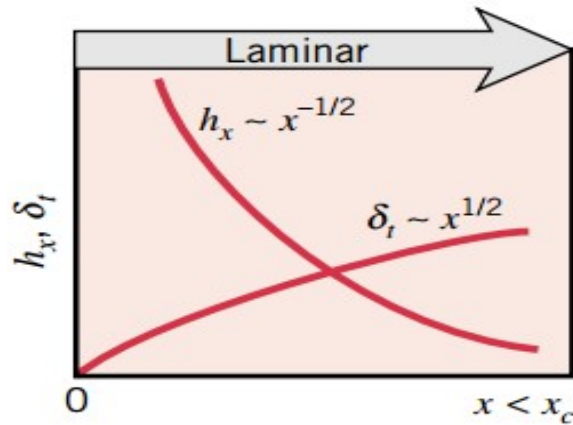
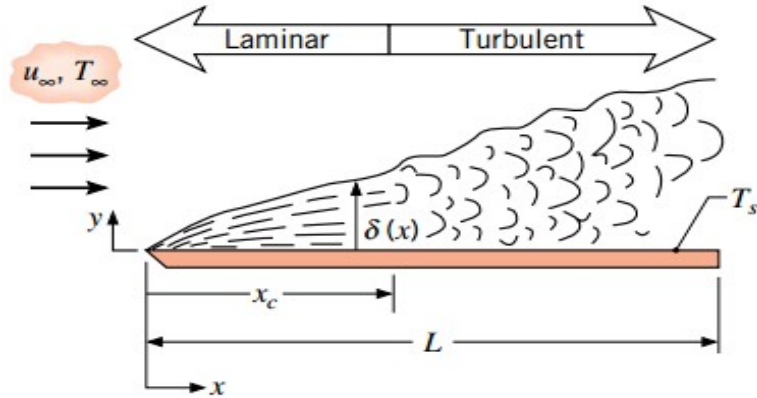
$$\frac{\delta}{\delta_t} \approx \text{Pr}^{1/3}$$

$$\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha}$$

Valores característicos do número de Prandtl

Metais líquidos	
Sódio	0.011
Mercúrio	0.0196
Bismuto	0.0142
Gases	
Ar	0.70
Dióxido de carbono	0.75
Monóxido de carbono	0.73
Hélio	0.68
Hidrogênio	0.70
Outros líquidos	
Água	4.6
Fluidos viscosos	
Óleo lubrificante de motor	3400
Glicerina	3060

Escoamento laminar paralelo a placa plana $T_s = \text{const}$



$$Nu_x \equiv \frac{h_x x}{k} = 0,332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad 0,6 \leq Pr \leq 50$$

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

O coeficiente médio de transferência de calor

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

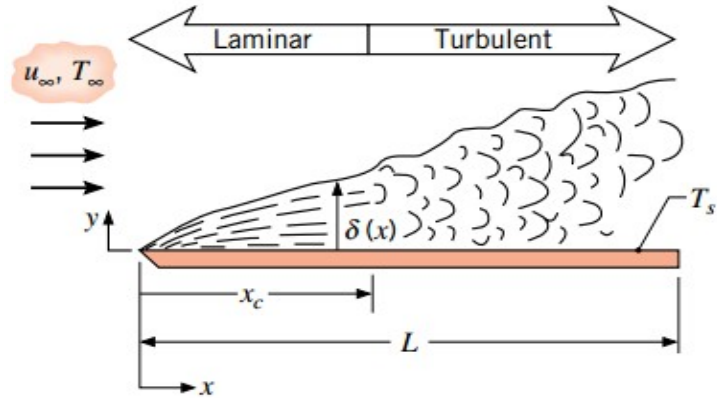
$$\bar{h}_x = \frac{k}{x} 0,332 \left(\frac{u_\infty}{\nu} \right)^{1/2} Pr^{1/3} \int_0^x \frac{dx}{\sqrt{x}}$$

$$\bar{h}_x = \frac{k}{x} 0,664 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$$

$$\bar{h}_x = 2 h_x$$

$$\overline{Nu}_x = \frac{\bar{h}_x x}{k} = 0,664 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad 0,6 \leq Pr \leq 50$$

Escoamento turbulento



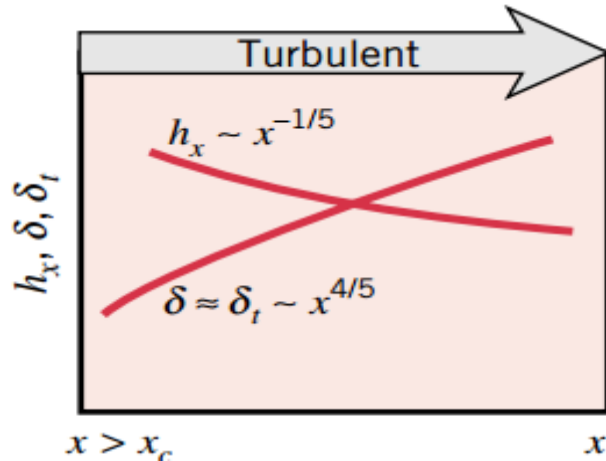
A espessura da CL hidrodinâmica **turbulenta**

$$\delta = 0,37 \frac{x}{\text{Re}_x^{1/5}}$$

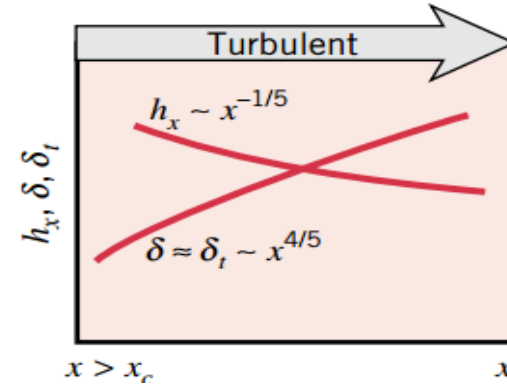
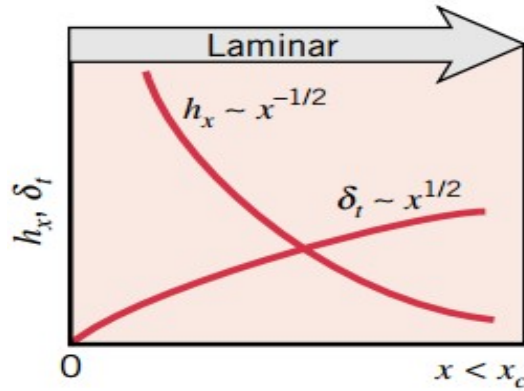
Número de Nusselt local

$$\text{Nu}_x = \frac{h_x x}{k} = 0,0296 \text{Re}_x^{4/5} \text{Pr}^{1/3}$$

$$\text{Re}_x \leq 10^8 \quad 0,6 < \text{Pr} < 60$$

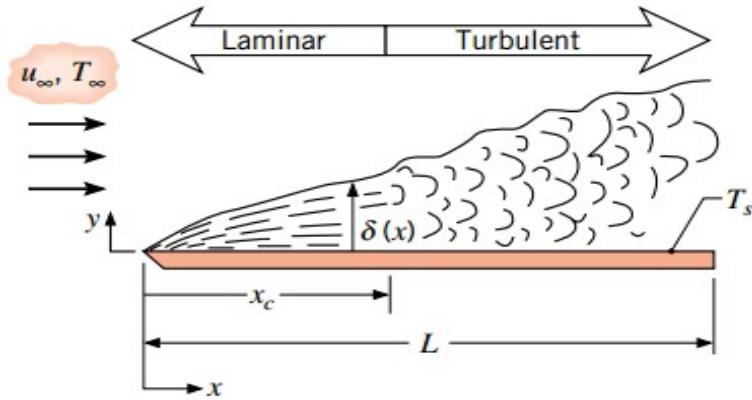


Comparação



	Laminar	Turbulento
Espessura de camada limite hidrodinâmica	$\frac{\delta}{\delta_t} \approx \text{Pr}^{1/3}$	$\delta \approx \delta_t$
Espessura de camada limite térmica	$\delta_t \sim x^{1/2}$	$\delta_t \sim x^{4/5}$
Coeficiente de transferência de calor	$h_x \sim x^{-1/2}$	$h_x \sim x^{-1/5}$

Condições mistas da camada limite



O coeficiente médio de transferência de calor que inclui regime laminar e turbulento

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

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

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}_L L}{k} = (0,037 \text{Re}_L^{4/5} - A) \text{Pr}^{1/3}$$

$$A = 0,037 \text{Re}_{x,c}^{4/5} - 0,664 \text{Re}_{x,c}^{1/2}$$

Considerando um número de Reynolds representativo de transição

$$\text{Re}_{x,c} = 5 \times 10^5$$

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

$$0,6 < \text{Pr} < 60$$

$$5 \times 10^5 < \text{Re}_L \leq 10^8$$

Camada-limite totalmente turbulenta

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

$$\overline{Nu}_{turb} = 0,0296 \left(\frac{u_\infty}{\nu} \right)^{4/5} \text{Pr}^{1/3} \int_{0_c}^L \frac{dx}{x^{1/5}}$$

$$\int_{0_c}^L \frac{dx}{x^{1/5}} = \frac{5}{4} L^{0.8}$$

$$\overline{Nu}_{turb} = 0.037 \left(\frac{u_\infty L}{\nu} \right)^{4/5} \text{Pr}^{1/3}$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}_L L}{k} = (0,037 \text{Re}_L^{4/5} - A) \text{Pr}^{1/3}$$

$$A = 0,037 \text{Re}_{x,c}^{4/5} - 0,664 \text{Re}_{x,c}^{1/2}$$

$$\text{Re}_{x,c} = 0 \quad A = 0$$

$$\overline{Nu}_L = 0,037 \text{Re}_L^{4/5} \text{Pr}^{1/3}$$

Placas planas com fluxo térmico constante

Escoamento laminar

$$Nu_x = 0,453 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad Pr \geq 0.6$$

Escoamento turbulento

$$Nu_x = 0,0308 Re_x^{4/5} Pr^{1/3} \quad 0.6 \leq Pr \leq 60$$

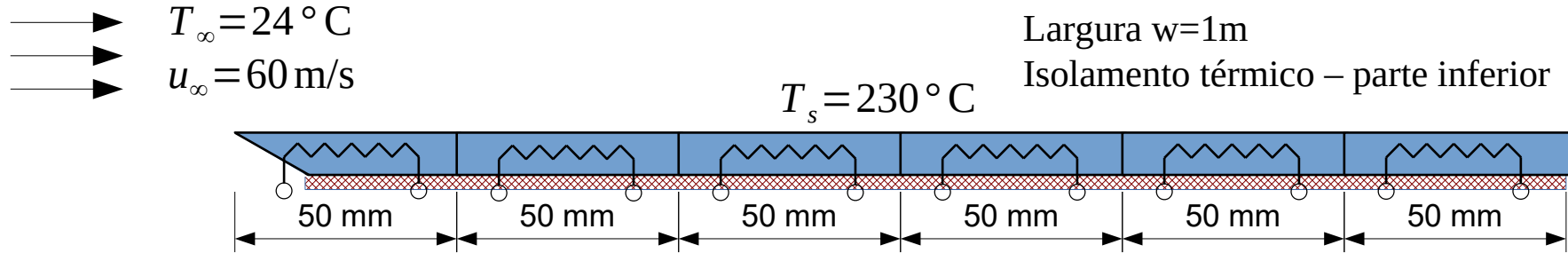
Neste caso os Nu são 36% e 4% superior do caso com $T_s = \text{const}$, respectivamente

A temperatura da superfície pode ser determinada se sabemos q'' $T_s(x) = T_\infty + \frac{q''_s}{h_x}$

Temperatura média da superfície $\overline{(T_s - T_\infty)} = \frac{q''_s L}{k \overline{Nu_L}} \quad \overline{Nu_L} = \frac{\bar{h} L}{k} = 0,680 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$

A taxa de transferência de calor $q = q''_s A_s$

Exemplo



T_s mantida por aquecedores elétricos com controle independente

Determinar – qual aquecedor fornece maior energia (i.e. maior taxa de transferência de calor)

Temperatura média (de filme)
$$T_m = \frac{T_s + T_\infty}{2} = \frac{230 + 24}{2} = 127^\circ\text{C} = 127 + 273 = 400\text{ K}$$

Exemplo

TABLE A.4 Thermophysical Properties
of Gases at Atmospheric Pressure^a

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air, $\mathcal{M} = 28.97$ kg/kmol							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040			43.9	66.7	0.683

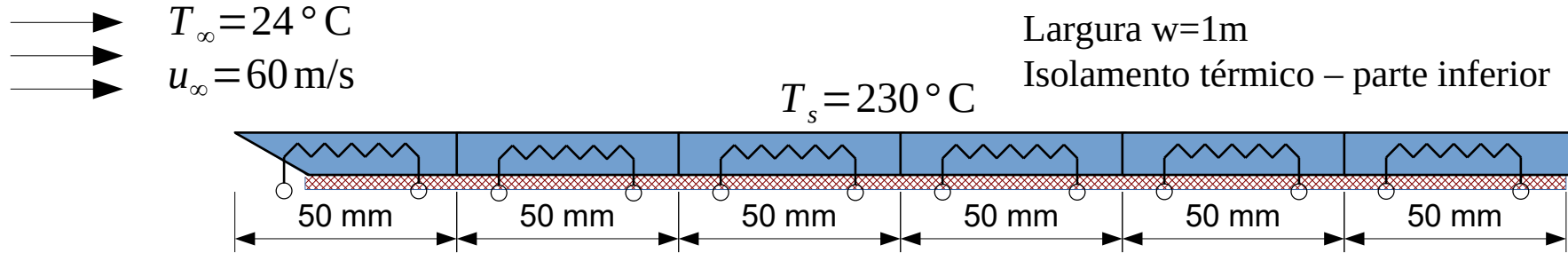
Propriedades do ar $T_m = 400\text{K}$, $p = 1$ atm

$$\nu = 26,41 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 0,0338 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$$

$$Pr = 0,690$$

Exemplo



T_s mantida por aquecedores elétricos com controle independente

Determinar – qual aquecedor fornece maior energia (i.e. maior taxa de transferência de calor)

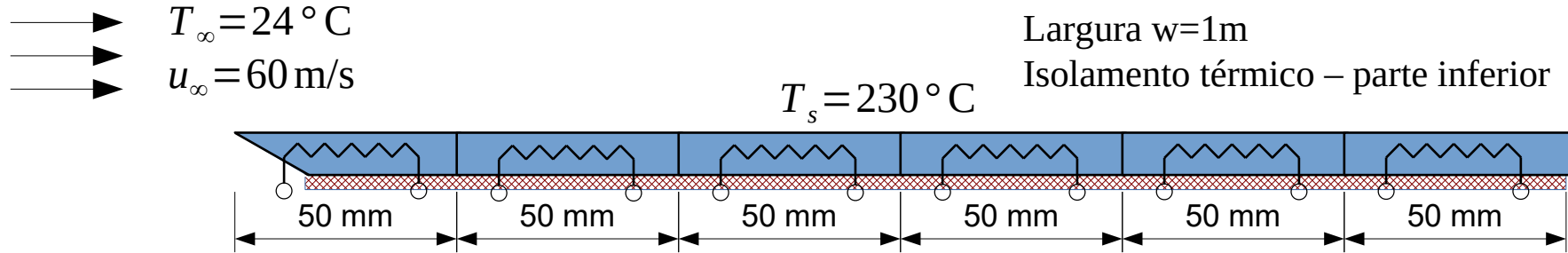
Temperatura média
$$T_m = \frac{T_s + T_{\infty}}{2} = \frac{230 + 24}{2} = 127^{\circ}\text{C} = 127 + 273 = 400\text{ K}$$

Número de Reynolds para comprimento L de uma placa

$$\text{Re}_1 = \frac{u_{\infty} L_1}{\nu} = \frac{60 \times 0.05}{26.41 \times 10^{-6}} = 1.14 \times 10^5$$

O ponto de transição laminar-turbulento $x_c = \frac{\text{Re}_c \nu}{u_{\infty}} = 0.22\text{ m}$ Ocorre acima da 5 placa

Exemplo



Possíveis candidatos a ponto de alta transferência de calor

placa 1 – maior **h laminar** (h diminui $x^{-1/2}$)

placa 5 – maior **h turbulento**

placa 6 – condições **turbulentas** estão presentes na **toda placa**

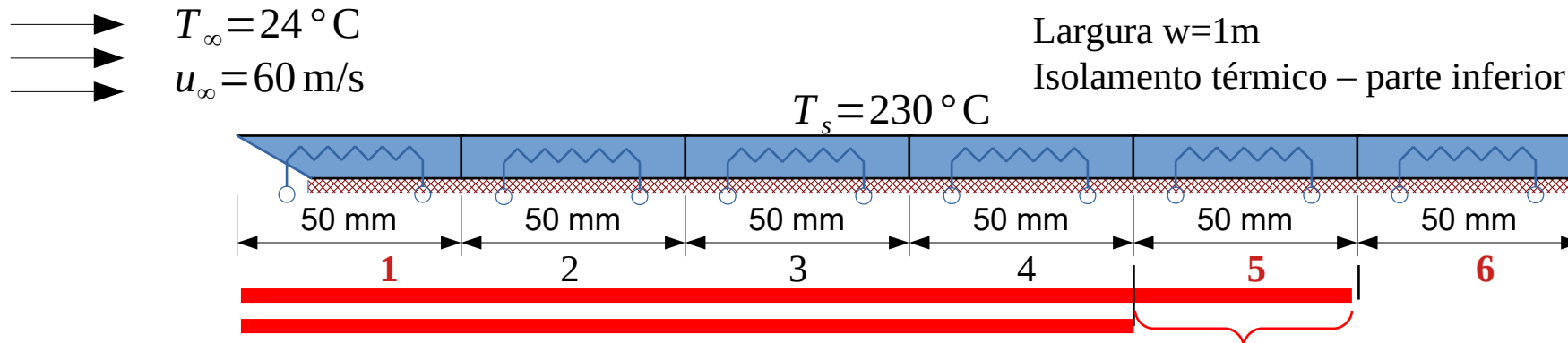
Placa 1 $q_{conv} = \bar{h}_1 A \Delta T = \bar{h}_1 (L_1 w) (T_s - T_{\infty}) = \bar{h}_1 C$ $C = (L_1 w) (T_s - T_{\infty}) = 0,05 \times 1 (230 - 24) = 10.3$

$$\overline{Nu}_x = \frac{\bar{h}_x x}{k} = 0,664 \text{Re}_x^{1/2} \text{Pr}^{1/3} = 0,664 (1.14 \times 10^5)^{1/2} (0.69)^{1/3} = 198$$

$$\bar{h}_1 = \frac{\overline{Nu}_x k}{L_1} = \frac{198 \times 0.0338}{0.05} = 134 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

$$q_1 = \bar{h}_1 C = 134 \times 10.3 = 1377 \text{ W}$$

Exemplo



Placa 5

$$q_5 = q_{1-5} - q_{1-4} = \bar{h}_{1-5} L_5 w (T_s - T_{\infty}) - \bar{h}_{1-4} L_4 w (T_s - T_{\infty}) = (\bar{h}_{1-5} L_5 - \bar{h}_{1-4} L_4) w (T_s - T_{\infty})$$

$$q_5 = (\bar{h}_{1-5} \text{5} - \bar{h}_{1-4} \text{4}) L_1 w (T_s - T_{\infty}) = (\bar{h}_{1-5} \text{5} - \bar{h}_{1-4} \text{4}) C$$

Até placa 4 - laminar

$$\overline{Nu}_x = 0,664 \text{Re}_x^{1/2} \text{Pr}^{1/3}$$

$$\text{Re}_4 = \frac{u_{\infty} L_4}{\nu} = 4 \text{Re}_1 = 4 \times 1.14 \times 10^5 = 4.56 \times 10^5$$

$$\overline{Nu}_x = 0,664 \text{Re}_x^{1/2} \text{Pr}^{1/3} = 0,664 (4.56 \times 10^5)^{1/2} (0.69)^{1/3} = 396$$

$$\bar{h}_{1-4} = \frac{\overline{Nu}_4 k}{L_4} = \frac{396 \times 0.0338}{4 \cdot 0.05} = 67 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

Placa 5 - misto

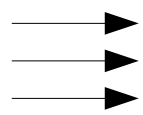
$$\overline{Nu}_L = (0,037 \text{Re}_L^{4/5} - 871) \text{Pr}^{1/3}$$

$$\overline{Nu}_5 = (0,037 (5 \times 1.14 \times 10^5)^{4/5} - 871) 0.69^{1/3} = 546$$

$$\bar{h}_{1-5} = \frac{\overline{Nu}_5 k}{L_5} = \frac{546 \times 0.0338}{5 \times 0.05} = 74 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

$$q_5 = (74 \times 5 - 67 \times 4) \times 10.3 = 1050 \text{ W}$$

Exemplo



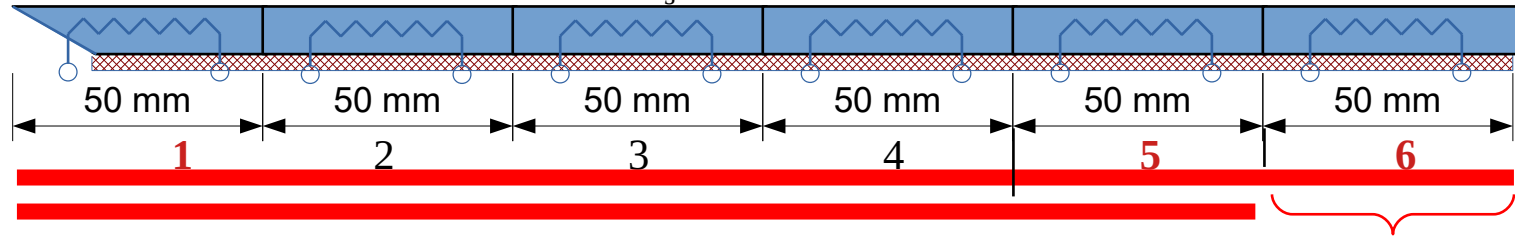
$$T_{\infty} = 24^{\circ}\text{C}$$

$$u_{\infty} = 60 \text{ m/s}$$

Largura $w = 1 \text{ m}$

Isolamento térmico – parte inferior

$$T_s = 230^{\circ}\text{C}$$



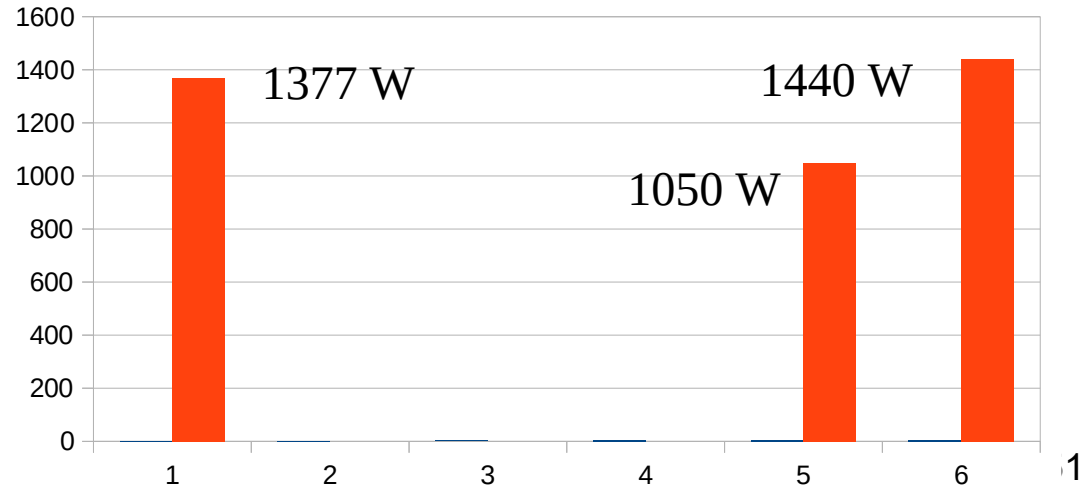
Placa 6

$$q_6 = q_{1-6} - q_{1-5} = \bar{h}_{1-6} L_6 w (T_s - T_{\infty}) - \bar{h}_{1-5} L_5 w (T_s - T_{\infty}) = (\bar{h}_{1-6} 6 - \bar{h}_{1-5} 5) C$$

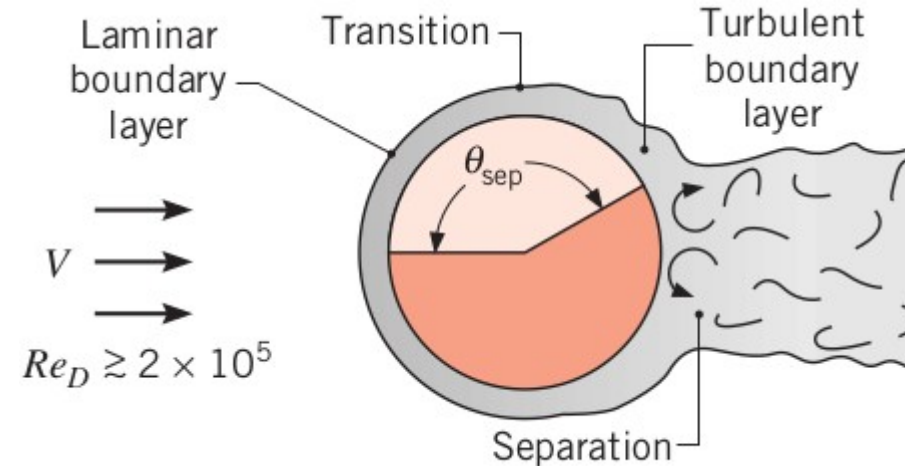
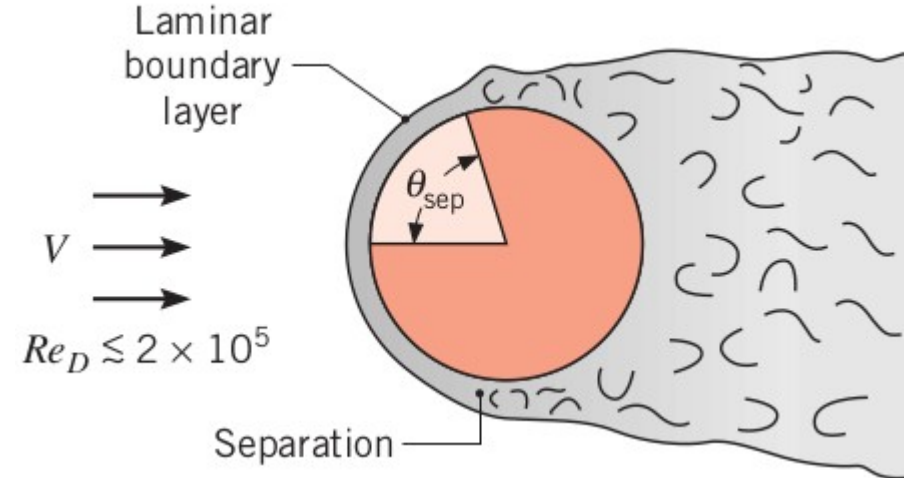
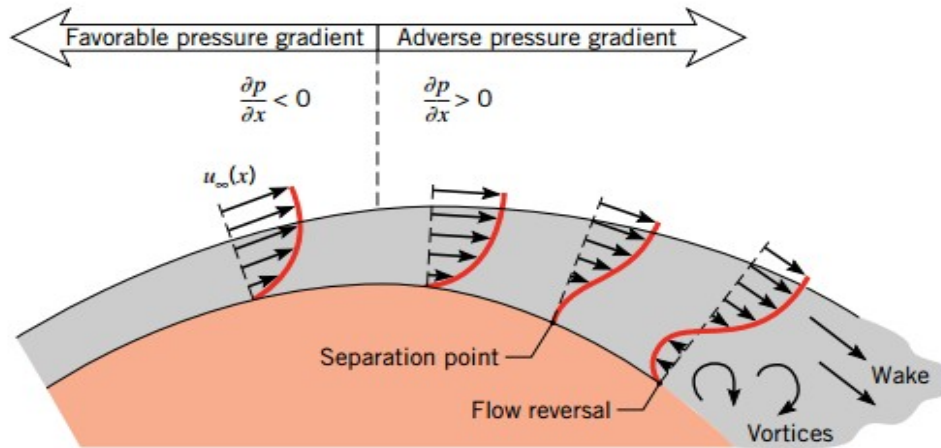
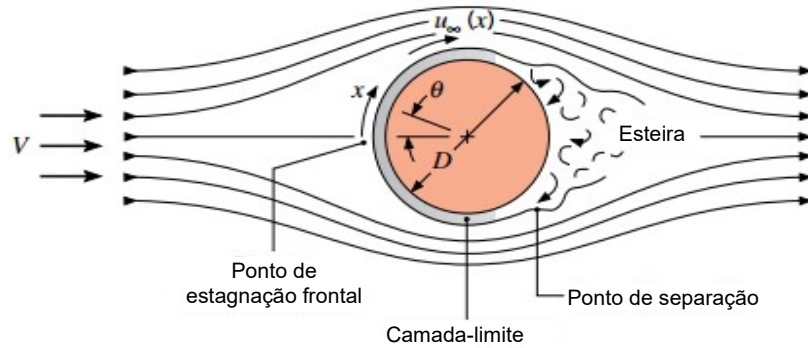
$$\overline{Nu}_6 = (0,037 (6 \times 1.14 \times 10^5)^{4/5} - 871) 0.69^{1/3} = 75$$

$$\bar{h}_{1-6} = \frac{\overline{Nu}_6 k}{L_6} = \frac{75 \times 0.0338}{6 \times 0.05} = 85 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

$$q_5 = (85 \times 6 - 74 \times 5) 0.05 \times 1 (230 - 25) = 1440 \text{ W}$$

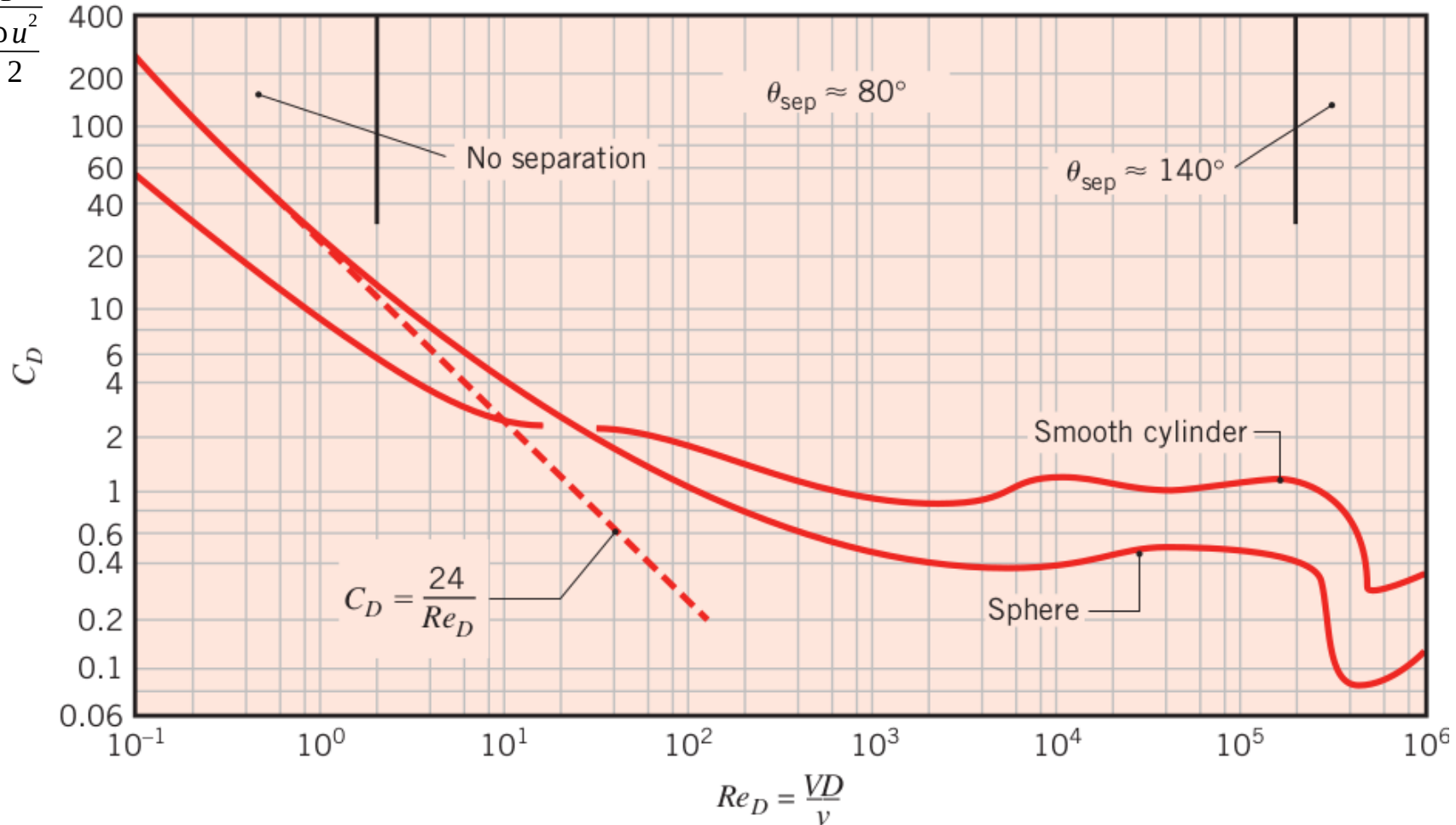


Escoamento transversal sobre cilindro



Coeficiente de arrasto para um cilindro liso em escoamento cruzado e para uma esfera

$$C_D = \frac{F_D}{A_f \frac{\rho u^2}{2}}$$



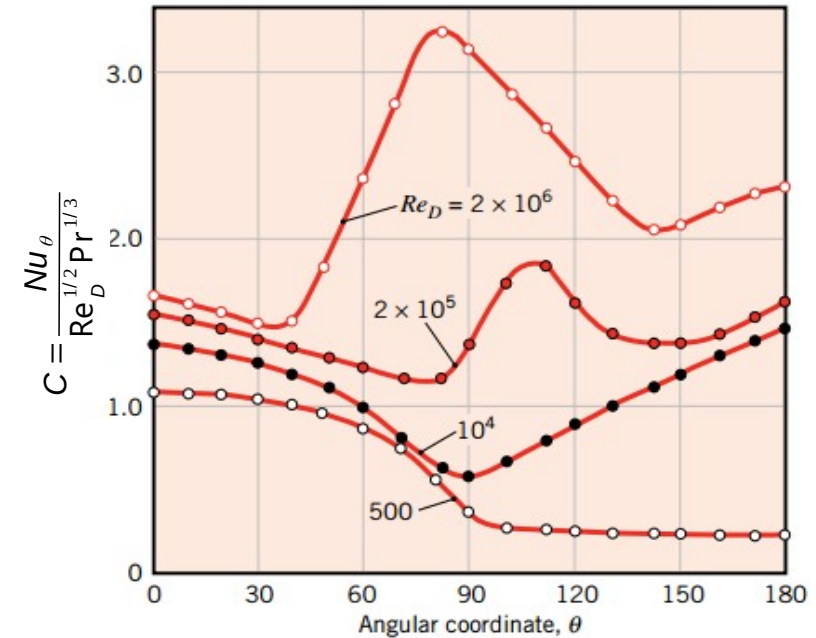
Escoamento transversal sobre cilindro

$Re < 10^5$:

- Nu diminui com aumento em θ devido a desenvolvimento da camada limite laminar.
- valor mínimo com $\theta = 80^\circ$ onde ocorre a separação

$Re > 10^5$:

- aumento brusco ocorre entre 80° e 100° devido ao transição para regime turbulento
- a separação ocorre a $\theta \sim 140^\circ$ e aumento em Nu



$$\overline{Nu}_\theta = \frac{\bar{h} D}{k} = C Re_D^{1/2} Pr^{1/3}$$

$$Re_D \equiv \frac{\rho u_\infty D}{\mu} = \frac{u_\infty D}{\nu}$$

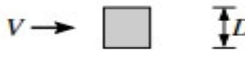
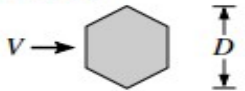
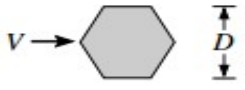
Escoamento transversal

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

Perfil circular

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h} D}{k} = C Re_D^m Pr^{1/3}$$

Corelação do Hilpert

Geometry	Re_D	C	m
Square 	6000–60,000	0.304	0.59
	5000–60,000	0.158	0.66
Hexagon 	5200–20,400	0.164	0.638
	20,400–105,000	0.039	0.78
Thin plate perpendicular to flow 	10,000–50,000	0.667	0.500
	7000–80,000	0.191	0.667

Perfil não-circular

Evolução das correlações

Nas correlações do Hilpert não foram usados valores de temperatura média do filme (CL) e aplicados valores imprecisos para propriedades do ar.

Hilpert, R. “Heat Transfer from Cylinders,” Forsch. Geb. Ingenieurwes, 4:215. 1933.

Outras correlações (coeficientes tanto quanto a formula):

Fand, R. M. and K. K. **Keswani**. “A Continuous Correlation Equation for Heat Transfer from Cylinders to Air in Crossflow for Reynold’s Numbers from 10^{-2} to 2×10^5 ,” International Journal of Heat and Mass Transfer, 15:559-562. 1972.

Fand, R.M. and K. K. **Keswani**. “Recalculation of Hilpert’s Constants,” Transactions of ASME, pp. 224-226. 1973.

Zukauskas, A. “Heat Transfer From Tubes in Crossflow,” Advances in Heat Transfer, 8:87-159. 1987.

Churchill, S.W. and H. H. S. **Chu**. “Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection From a Horizontal Cylinder,” International Journal of Heat And Mass Transfer, 18:1049-1053. 1975.

Churchill, S. W. and M. **Bernstein**. “A correlating Equation for Forced Convection from Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Crossflow,” J. Heat Transfer, 99:300-306. 1977.

Morgan, V. “Heat Transfer from Cylinders,” Advances in Heat Transfer, 11:199-264. 1987.

Correlação Churchill-Bernstein

Mais usado e recomendado para cálculos

$$\overline{\text{Nu}}_D = 0.3 + \frac{0.62 \text{Re}_D^{1/2} \text{Pr}^{1/3}}{[1 + (0.4/\text{Pr})^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{\text{Re}_D}{282,000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad [\text{Re}_D \text{Pr} > 0.2]$$

Esfera

Whitaker

$$\overline{Nu}_D = 2 + \left(0.4 Re_D^{1/2} + 0.06 Re_D^{2/3} \right) Pr^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{1/4}$$

$$\left[\begin{array}{l} 0.71 \lesssim Pr \lesssim 380 \\ 3.5 \lesssim Re_D \lesssim 7.6 \times 10^4 \\ 1.0 \lesssim (\mu/\mu_s) \lesssim 3.2 \end{array} \right]$$

Gotas em queda livre

$$\overline{Nu}_D = 2 + 0.6 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}$$

Caso especial $Re_D \rightarrow 0$, ambas se reduzem a $Nu = 2$ que corresponde a transferência de calor de uma superfície esférica para um meio infinito e estacionário.

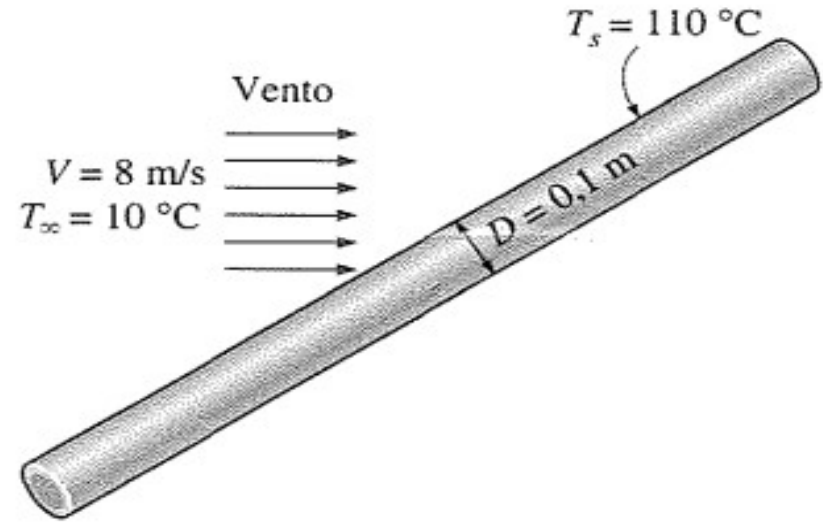
Problema

Um longo tubo de vapor de 10 cm de diâmetro, cuja temperatura da superfície externa é de 110 °C, passa por uma área aberta que não está protegida contra os ventos. Determinar a taxa de perda de calor do tubo por unidade de seu comprimento quando o ar está a 1 atm de pressão e 10 °C e o vento está soprando sobre o tubo com uma velocidade de 8 m/s.

Suposições:

- 1 Condições operacionais permanentes.
- 2 Os efeitos da radiação são insignificantes.
- 3 O ar é um gás ideal

$$T_m = \frac{110 + 10}{2} = 60 \text{ °C}$$

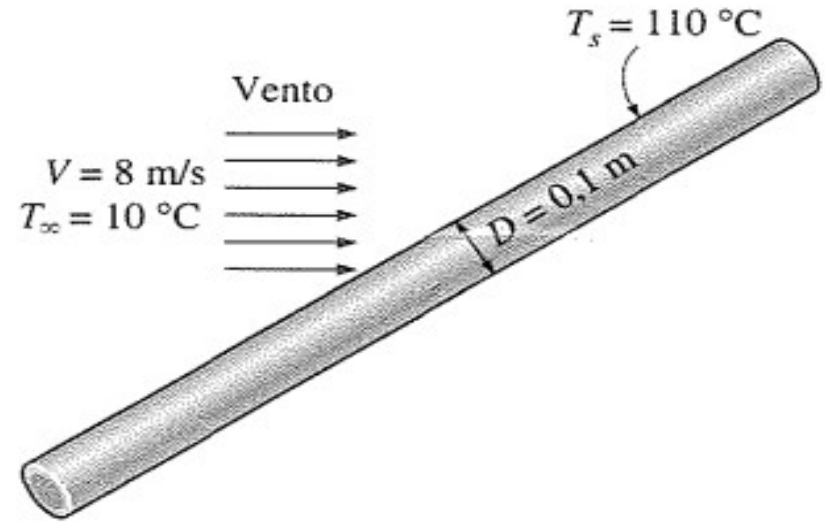


Propriedades do ar a 1 atm de pressão

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Densidade $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Condutividade térmica $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividade térmica $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidade dinâmica $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidade cinemática $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl Pr
-150	2,866	983	0,01171	$4,158 \times 10^{-6}$	$8,636 \times 10^{-6}$	$3,013 \times 10^{-6}$	0,7246
-100	2,038	966	0,01582	$8,036 \times 10^{-6}$	$1,189 \times 10^{-6}$	$5,837 \times 10^{-6}$	0,7263
-50	1,582	999	0,01979	$1,252 \times 10^{-5}$	$1,474 \times 10^{-5}$	$9,319 \times 10^{-6}$	0,7440
-40	1,514	1002	0,02057	$1,356 \times 10^{-5}$	$1,527 \times 10^{-5}$	$1,008 \times 10^{-5}$	0,7436
-30	1,451	1004	0,02134	$1,465 \times 10^{-5}$	$1,579 \times 10^{-5}$	$1,087 \times 10^{-5}$	0,7425
-20	1,394	1005	0,02211	$1,578 \times 10^{-5}$	$1,630 \times 10^{-5}$	$1,169 \times 10^{-5}$	0,7408
-10	1,341	1006	0,02288	$1,696 \times 10^{-5}$	$1,680 \times 10^{-5}$	$1,252 \times 10^{-5}$	0,7387
0	1,292	1006	0,02364	$1,818 \times 10^{-5}$	$1,729 \times 10^{-5}$	$1,338 \times 10^{-5}$	0,7362
5	1,269	1006	0,02401	$1,880 \times 10^{-5}$	$1,754 \times 10^{-5}$	$1,382 \times 10^{-5}$	0,7350
10	1,246	1006	0,02439	$1,944 \times 10^{-5}$	$1,778 \times 10^{-5}$	$1,426 \times 10^{-5}$	0,7336
15	1,225	1007	0,02476	$2,009 \times 10^{-5}$	$1,802 \times 10^{-5}$	$1,470 \times 10^{-5}$	0,7323
20	1,204	1007	0,02514	$2,074 \times 10^{-5}$	$1,825 \times 10^{-5}$	$1,516 \times 10^{-5}$	0,7309
25	1,184	1007	0,02551	$2,141 \times 10^{-5}$	$1,849 \times 10^{-5}$	$1,562 \times 10^{-5}$	0,7296
30	1,164	1007	0,02588	$2,208 \times 10^{-5}$	$1,872 \times 10^{-5}$	$1,608 \times 10^{-5}$	0,7282
35	1,145	1007	0,02625	$2,277 \times 10^{-5}$	$1,895 \times 10^{-5}$	$1,655 \times 10^{-5}$	0,7268
40	1,127	1007	0,02662	$2,346 \times 10^{-5}$	$1,918 \times 10^{-5}$	$1,702 \times 10^{-5}$	0,7255
45	1,109	1007	0,02699	$2,416 \times 10^{-5}$	$1,941 \times 10^{-5}$	$1,750 \times 10^{-5}$	0,7241
50	1,092	1007	0,02735	$2,487 \times 10^{-5}$	$1,963 \times 10^{-5}$	$1,798 \times 10^{-5}$	0,7228
60	1,059	1007	0,02808	$2,632 \times 10^{-5}$	$2,008 \times 10^{-5}$	$1,896 \times 10^{-5}$	0,7202
70	1,028	1007	0,02881	$2,780 \times 10^{-5}$	$2,052 \times 10^{-5}$	$1,995 \times 10^{-5}$	0,7177
80	0,9994	1008	0,02953	$2,931 \times 10^{-5}$	$2,096 \times 10^{-5}$	$2,097 \times 10^{-5}$	0,7154
90	0,9718	1008	0,03024	$3,086 \times 10^{-5}$	$2,139 \times 10^{-5}$	$2,201 \times 10^{-5}$	0,7132
100	0,9458	1009	0,03095	$3,243 \times 10^{-5}$	$2,181 \times 10^{-5}$	$2,306 \times 10^{-5}$	0,7111

Problema

Um longo tubo de vapor de 10 cm de diâmetro, cuja temperatura da superfície externa é de 110 °C, passa por uma área aberta que não está protegida contra os ventos. Determinar a taxa de perda de calor do tubo por unidade de seu comprimento quando o ar está a 1 atm de pressão e 10 °C e o vento está soprando sobre o tubo com uma velocidade de 8 m/s.



Suposições:

- 1 Condições operacionais permanentes.
- 2 Os efeitos da radiação são insignificantes.
- 3 O ar é um gás ideal

$$T_m = \frac{110 + 10}{2} = 60 \text{ °C}$$

Propriedades do ar a 60°C:

$$\nu = 1,896 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

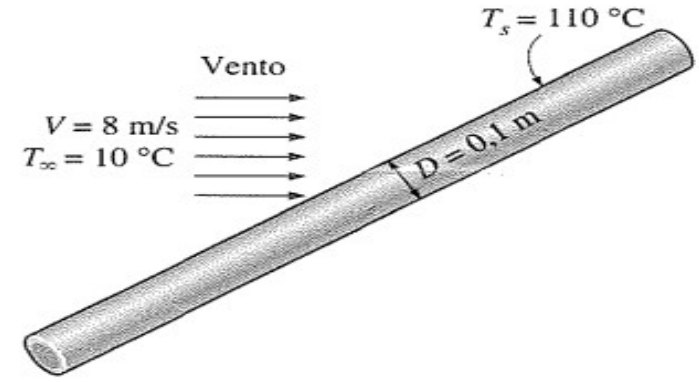
$$k = 0,02808 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$$

$$\text{Pr} = 0.7202$$

$$\text{Re} = \frac{uD}{\nu} = \frac{8 \times 0.1}{1.896 \times 10^{-5}} = 4.219 \times 10^4$$

Problema

Um longo tubo de vapor de 10 cm de diâmetro, cuja temperatura da superfície externa é de 110 °C, passa por uma área aberta que não está protegida contra os ventos. Determinar a taxa de perda de calor do tubo por unidade de seu comprimento quando o ar está a 1 atm de pressão e 10 °C e o vento está soprando sobre o tubo com uma velocidade de 8 m/s.



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

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h} D}{k} = C Re_D^m Pr^{1/3} = 0.027 Re_D^{0.805} Pr^{1/3}$$

$$\overline{Nu}_D = 0.027 \times (4.219 \times 10^4)^{0.805} 0.7202^{1/3} = 128$$

$$\bar{h} = \overline{Nu}_D \frac{k}{D} = 128 \frac{0.02808}{0.1} = 35.8 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$Q = \bar{h} P (T_s - T_\infty)$$

$$Q = 35.8 \times 3.14 \times 0.1 (110 - 10) = 1126 \text{ W/m}$$

$$Q = 1.1 \text{ kW/m}$$

Exemplo 1

Ar a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ escoia sobre uma esfera, com 10 mm de diâmetro, com uma velocidade de 25 m/s, enquanto a superfície da esfera é mantida a $75\text{ }^{\circ}\text{C}$.

(a) Qual é a força de arrasto na esfera?

(b) Qual é a taxa de transferência de calor saindo da esfera?

Força de arrasto $F_D = C_D \frac{\pi d^2}{4} \frac{\rho u^2}{2}$

Para determinar C_D preciso saber o número de Reynolds e usar o gráfico $C_D=f(\text{Re})$
Valores dos parâmetros obtemos para temperatura média (de filme)

$$T_f = \frac{T_{ar} + T_{esfera}}{2}$$

Interpolamos os dados da tabela

TABLE A.4 Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure^a

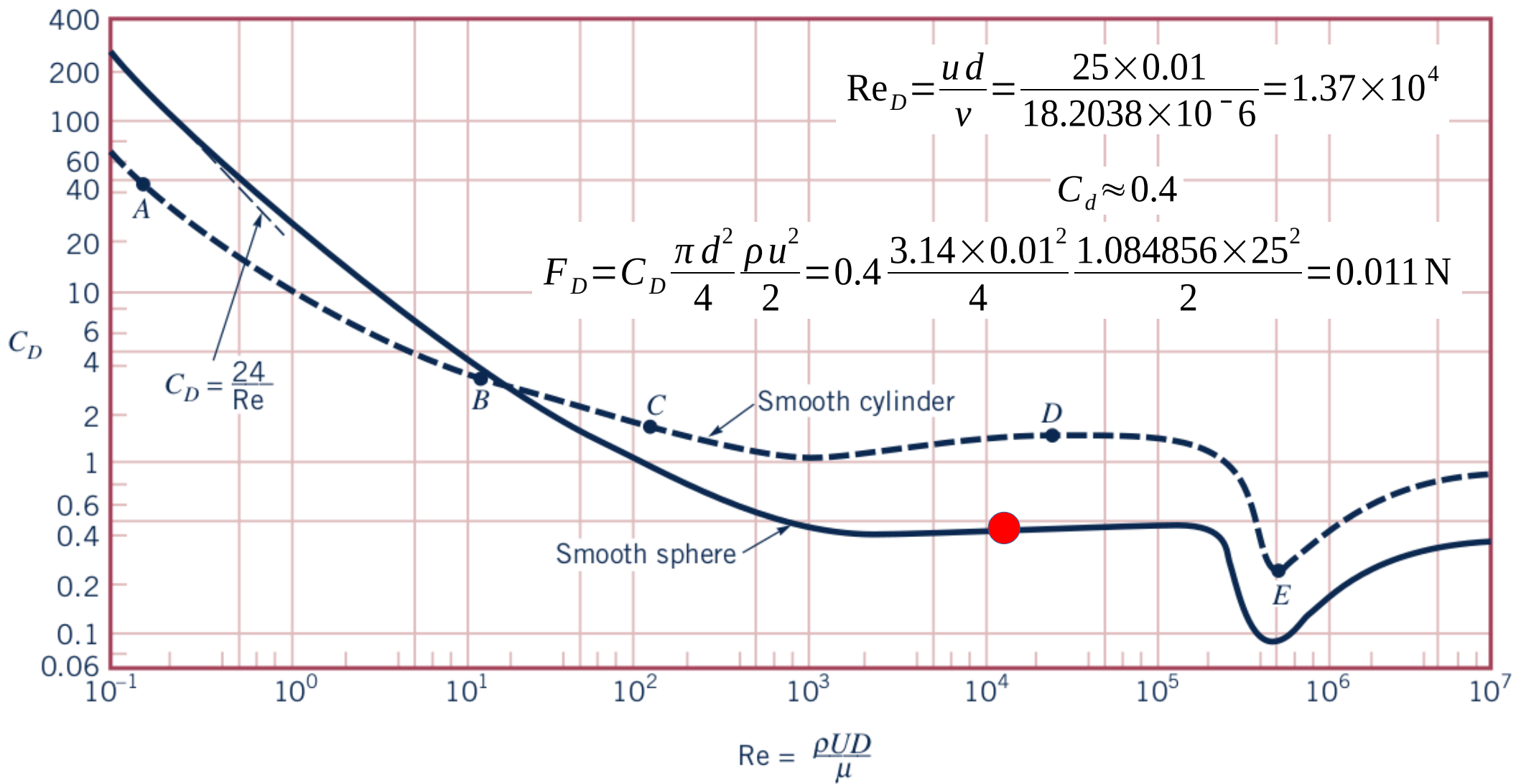
T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air, $M = 28.97$ kg/kmol							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683

Em LibreOffice existe uma extensão
<https://extensions.libreoffice.org/en/extensions/show/interpolation-for-calc>

Interpolação

T K	ρ Kg/m ³	c_p KJ/(kg K)	$\mu \times 10^7$ N s/m ²	$\nu \times 10^6$ m ² /s	$K \times 10^3$ W/(m K)	$\alpha \times 10^6$ m ² /s	Pr
298	1.170732	1.00696	183.6	15.712	26.14	22.236	0.70752
348	1.001656	1.00892	207.256	20.7188	29.852	29.604	0.70028
323	1.084856	1.00792	195.456	18.2038	28.002	25.904	0.70378
T K	ρ Kg/m ³	c_p KJ/(kg K)	$\mu \times 10^7$ N s/m ²	$\nu \times 10^6$ m ² /s	$K \times 10^3$ W/(m K)	$\alpha \times 10^6$ m ² /s	Pr
100	3.5562	1.032	71.1	2	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.59	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.72
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.995	1.009	208.2	20.92	30	29.9	0.7
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.69
450	0.774	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.03	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.04	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683

Tabela original



Taxa de transferência de calor $q = h \pi d^2 \Delta T$ A área é da superfície da esfera!

Para obter h usamos fórmula de Whitaker

$$\overline{Nu}_D = 2 + \left(0.4 \text{Re}_D^{0.5} + 0.06 \text{Re}_D^{2/3} \right) \text{Pr}^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{1/4}$$

Todos os parâmetros são calculados para a temperatura do ar, somente μ_s para temperatura da esfera

$$\text{Re}_D = \frac{u d}{\nu} = \frac{25 \times 0.01}{15.712 \times 10^{-6}} = 1.59 \times 10^4 \quad \overline{Nu}_D = 7.67$$

$$h = \text{Nu}_D \frac{k}{d} = 7.67 \frac{26.14}{0.01} = 185 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$q = h \pi d^2 \Delta T = 185 \times 3.14 \times 0.01^2 (75 - 25) = 2.9 \text{ W}$$

Exemplo 2

Seja uma esfera com diâmetro de 20 mm e uma temperatura superficial de 60 °C, que está imersa em um fluido a uma temperatura de 30 °C e a uma velocidade de 2,5 m/s. Calcule a força de arrasto e a taxa de transferência de calor quando o fluido é (a) água e (b) ar a pressão atmosférica. Explique por que os resultados para os dois fluidos são tão diferentes?

Comparação dos resultados

Ar

u=	2.5	
d=	2.00E-02	
Re=	2824.73	
C_D=	0.4	do gráfico
F_d=	4.32E-04	
Nu=	30.41	
h=	40.33	
q=	1.52	

Água

u=	2.5	
d=	2.00E-02	
Re=	8.25E+04	
C_D=	0.5	do gráfico
F_d=	0.486	
Nu=	516	
h=	15869	
q=	598	

Devido ao maior viscosidade Re para água é bem maior.

Força de arraste também depende da viscosidade

Como a condutividade térmica da água é maior do que a do ar $h_{\text{água}}$ é maior

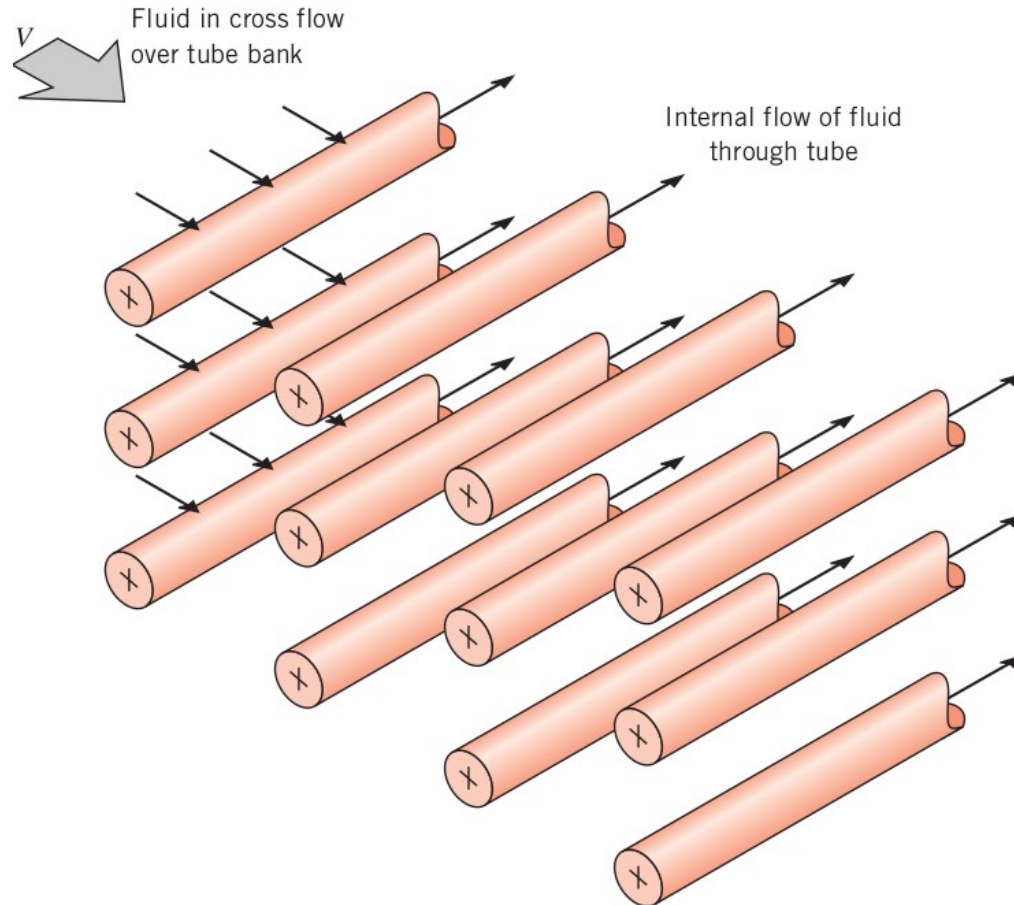
Isso aumenta a taxa de transferência de calor

Trabalho

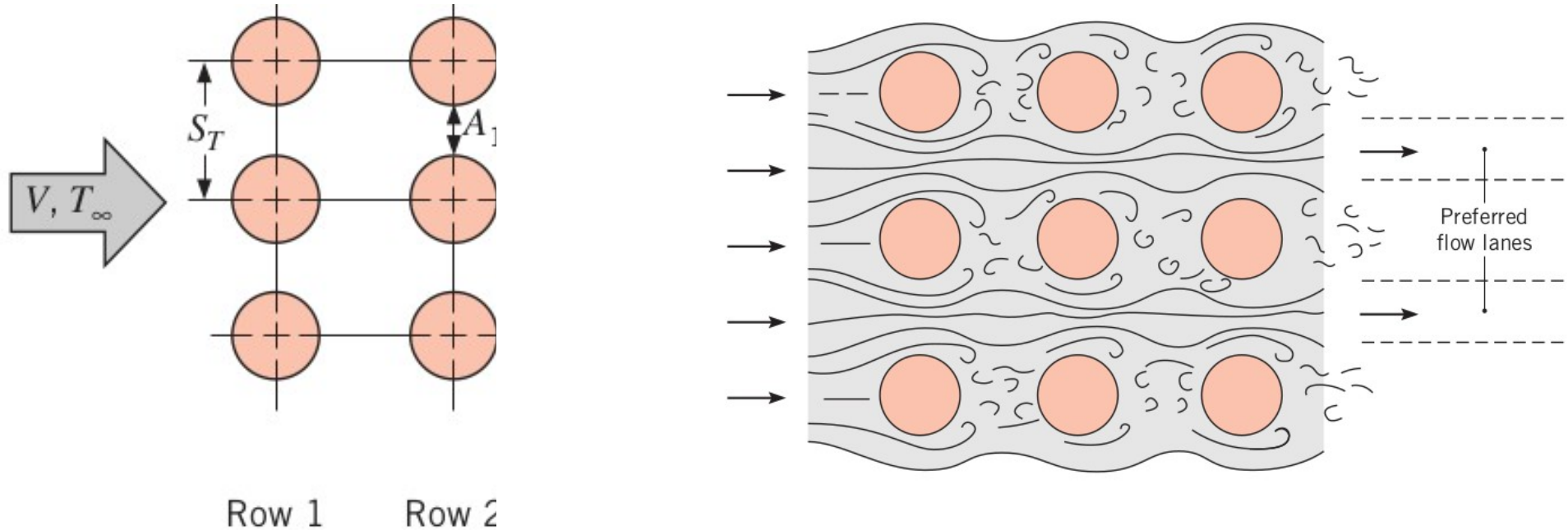
Um recipiente esférico de instrumentos para medições submarinas, usado para sondagens e para medir condições da água, tem um diâmetro de 100 mm e dissipa 400 W.

- Determine a temperatura superficial do recipiente quando suspenso em uma baía na qual a corrente é de 1 m/s e a temperatura da água é de 15 °C.
- Inadvertidamente, o recipiente é retirado da água e suspenso no ar ambiente sem desativar a potência. Determine a temperatura superficial do recipiente com o ar a 15 °C e uma velocidade do vento de 3 m/s.

Escoamento cruzado em feixes tubulares

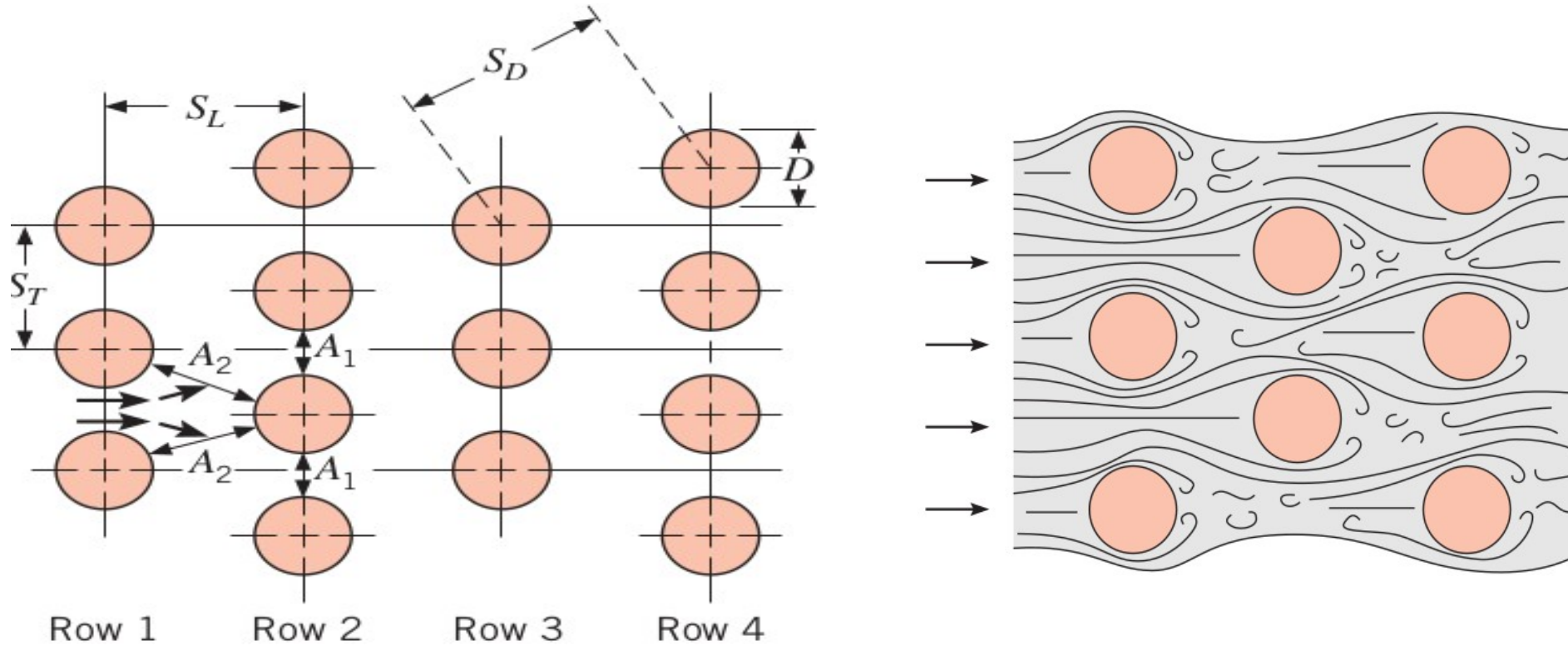


Filas de tubos alinhados



Configuração é caracterizada pelo diâmetro dos tubos D , passos transversais S_T e passos longitudinais S_L . A velocidade máxima ocorre no plano A_1 .

Filas de tubos alternadas



Configuração é caracterizada pelo diâmetro dos tubos D , passos transversais S_T e passos longitudinais S_L . A velocidade máxima ocorre tanto no plano A_1 quanto no A_2

Escoamento cruzado em feixes tubulares

$$\left[\overline{Nu}_D = C_1 Re_{D,\max}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \right]$$
$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 0.7 \lesssim Pr \lesssim 500 \\ 10 \lesssim Re_{D,\max} \lesssim 2 \times 10^6 \end{array} \right]$$

Número de Reynolds $Re_{D,\max}$ é baseado na velocidade do fluido máxima

$$A_1 < A_2$$

$$A_1 > A_2$$

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V$$

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

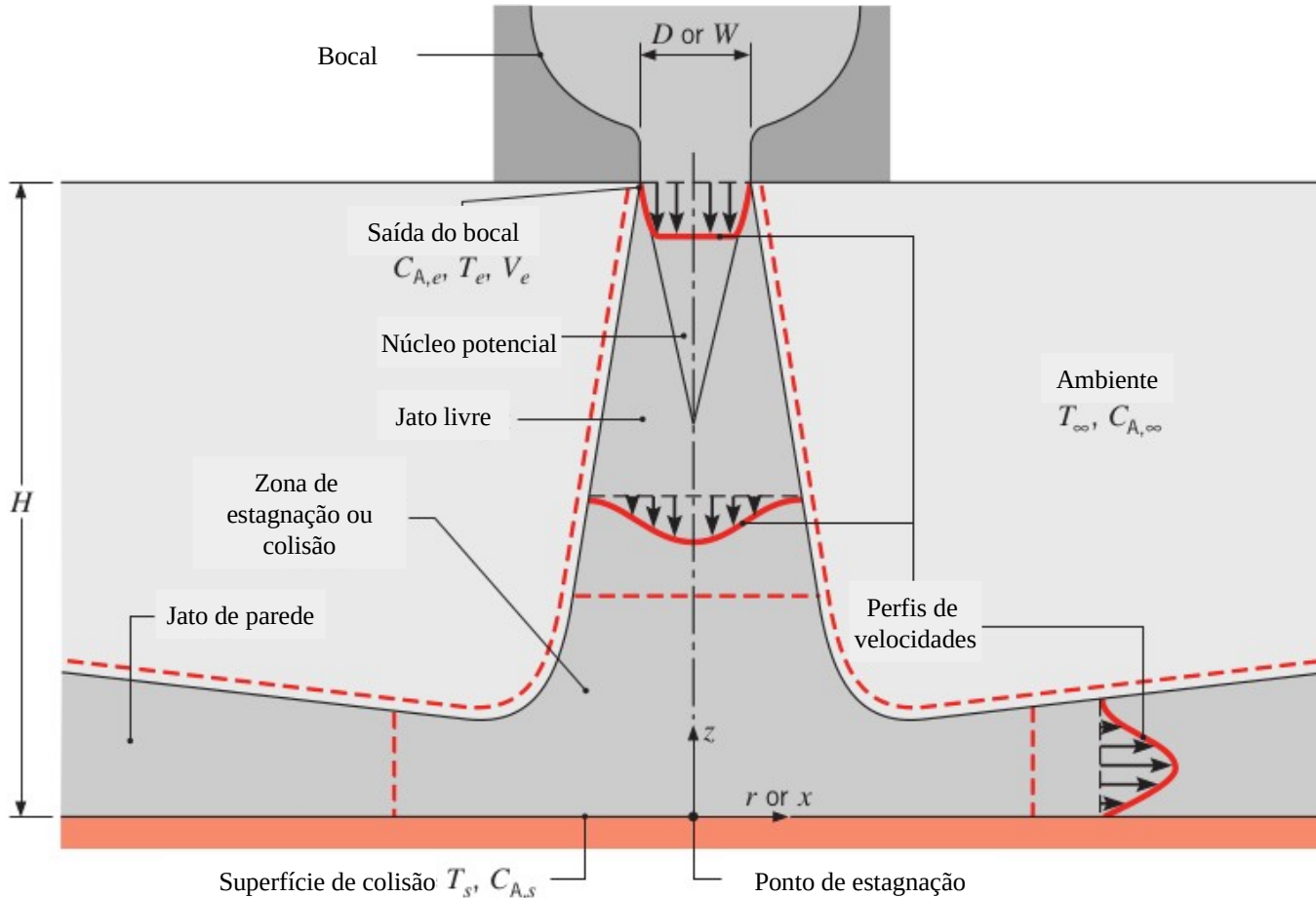
Escoamento cruzado em feixes tubulares

Conguration	$Re_{D,\max}$	C_1	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	10^2-10^3		
Aligned ($S_T/S_L > 0.7$) ^a	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ($S_T/S_L < 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered ($S_T/S_L > 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

^aFor $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

Aligned – alinhados; Staggered - alternados

Jatos colidentes



Podem ser usados para obter coeficientes mais elevados

A transferência de momento entre jato e ambiente alarga o jato livre e contrai o núcleo potencial

Jato livre – a região onde as condições não são afetadas pela superfície

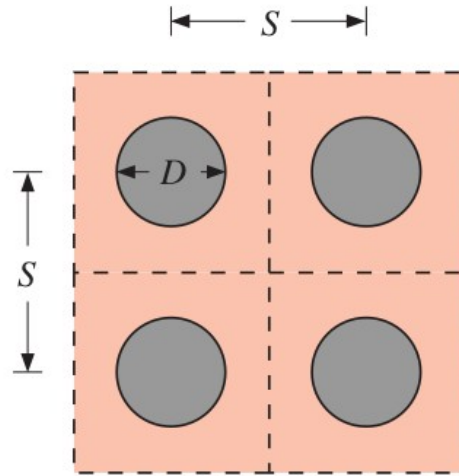
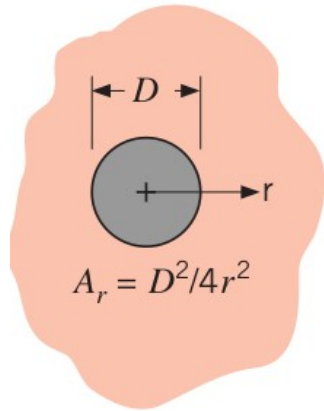
Na zona de colisão o escoamento é desacelerado no direção z e acelerado no x e se transforma em jato de parede

Velocidade radial atinge máximo e decai para zero

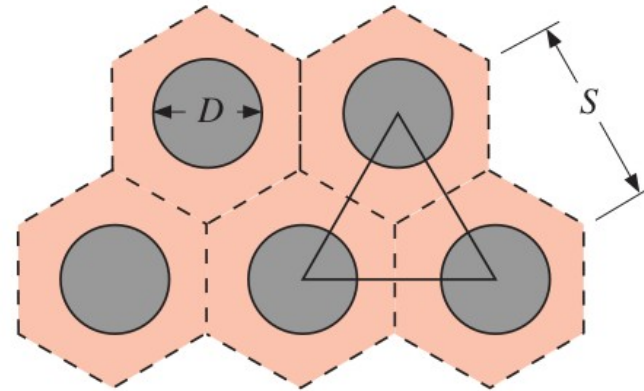
Bocal circular

Área relativa do bocal = razão entre a área da secção transversal da saída do bocal e a área superficial da célula (área afetada)

$$A_r = D^2/4r^2$$



$$A_r = \pi D^2/4S^2$$



$$A_r = \pi D^2/2\sqrt{3} S^2$$

Bocal circular

$$A_r = D^2/4r^2$$

$$\frac{\overline{Nu}}{Pr^{0.42}} = G\left(A_r, \frac{H}{D}\right) [2 Re^{1/2} (1 + 0.005 Re^{0.55})^{1/2}]$$

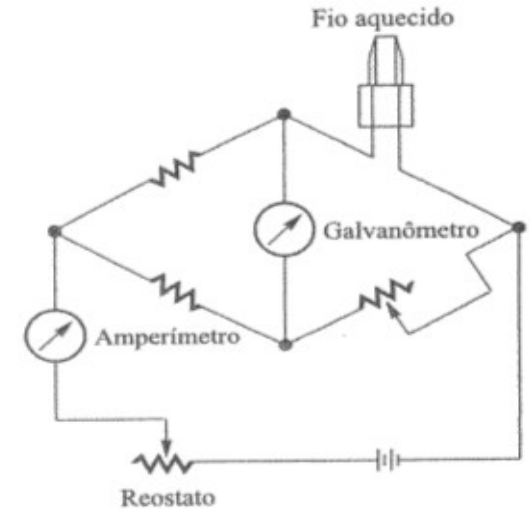
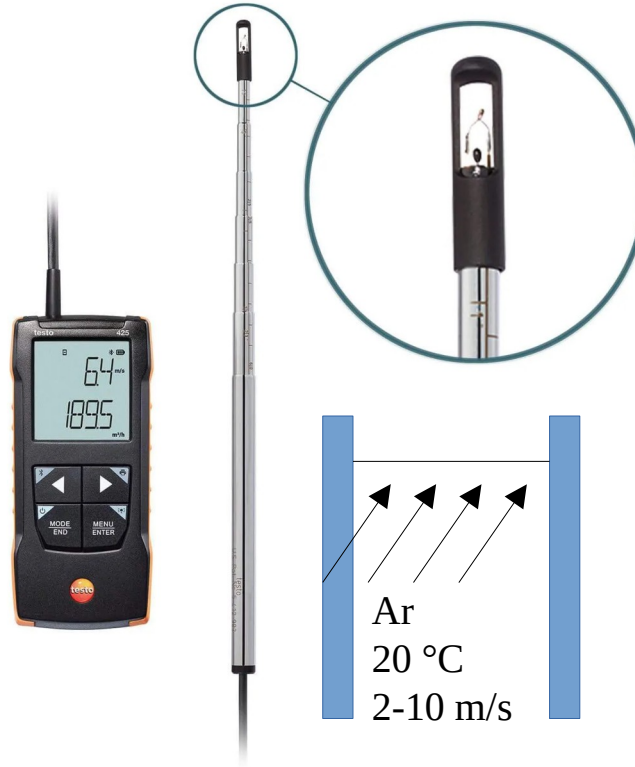
$$G = 2A_r^{1/2} \frac{1 - 2.2A_r^{1/2}}{1 + 0.2(H/D - 6)A_r^{1/2}}$$

$$\left[\begin{array}{l} 2000 \lesssim Re \lesssim 400,000 \\ 2 \lesssim H/D \lesssim 12 \\ 0.004 \lesssim A_r \lesssim 0.04 \end{array} \right]$$

Problema: Anemômetro de fio quente

O anemômetro de fio quente de platina, com comprimento de 5 mm e diâmetro de $30\text{ }\mu\text{m}$, foi projetado para medir a velocidade do ar a 20°C dentro da faixa de 2 a 10 m/s, mantendo a temperatura do fio em 230°C . O ajuste da corrente é realizado por meio de um reostato, garantindo estabilidade na medição.

- Determinar a corrente requerida em função da velocidade de ar.
- Avaliar o efeito da radiação



O fio aquecido compõe um dos braços da ponte de Wheatstone no circuito