

SOLUÇÃO DOS EXERCÍCIOS RELACIONADOS COM AS SETE (7)
PRIMEIRAS ATIVIDADES DO LABORATÓRIO

1

Data: 17/08/2014

Aula de Laboratório → AULA 3 →
RESOLUÇÃO DO EXERCÍCIO 1

$$p_e = p_{me} + \Delta z \cdot \gamma + y \cdot \gamma$$

$$p_s = p_{ms} + y \cdot \gamma$$

$$p_s - p_e = p_{ms} - p_{me} - \Delta z \cdot \gamma$$

$$\therefore \left[\frac{p_s - p_e}{\gamma} = \frac{p_{ms} - p_{me}}{\gamma} - \Delta z \right] \rightarrow \text{eq. 1.}$$

Aplicando a equação da energia de (e) a (s), temos:

$$H_e + H_B = H_s \rightarrow z_e + \frac{p_e}{\gamma} + \frac{\alpha_e v_e^2}{2g} + H_B = z_s + \frac{p_s}{\gamma} + \frac{\alpha_s v_s^2}{2g}$$

$$H_B = (z_s - z_e) + \frac{p_s - p_e}{\gamma} + \frac{\alpha_s v_s^2 - \alpha_e v_e^2}{2g}$$

$$H_B = \Delta z + \frac{p_{ms} - p_{me}}{\gamma} - \Delta z + \frac{\alpha_s v_s^2 - \alpha_e v_e^2}{2g}$$

$$H_B = \frac{p_{ms} - p_{me}}{\gamma} + \frac{\alpha_s v_s^2 - \alpha_e v_e^2}{2g} \rightarrow \text{eq. 2.}$$

$$Q = \frac{\Delta h \times A t}{t} = \frac{0,1 \times 0,681}{14,22} = 4,79 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

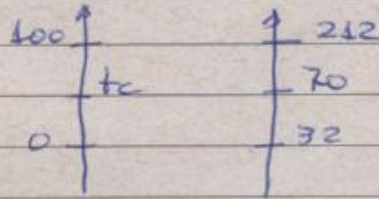
Data: 17/08/2014

2

$$v_e = \frac{Q}{A_e} = \frac{4,79 \times 10^{-3}}{13,1 \times 10^{-4}} \approx 3,66 \text{ m/s}$$

$$v_s = \frac{Q}{A_s} = \frac{4,79 \times 10^{-3}}{5,57 \times 10^{-4}} \approx 8,6 \text{ m/s}$$

$$Re_e = \frac{v_e \cdot D_e}{\nu}$$



temperatura 70°F ⇒

$$\frac{tc}{100} = \frac{(70 - 32)}{180} \Rightarrow tc = 21,1^\circ\text{C}$$

→ deveríamos interpolar, porém isto não é muito adequado, por este motivo, devemos recorrer as equações a seguir:

$$\rho_{H_2O} = 1000 - 0,01788 \times |tc - 4|^{1,7}$$

$$\rho_{H_2O} = 1000 - 0,01788 \times |21,1 - 4|^{1,7}$$

$$\rho_{H_2O} \approx 997,77 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$



CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI

Data: 17/08/2014.

(3)

$$\ln \frac{\mu}{\mu_0} = -1,704 - 5,306Z + 7,003 \cdot Z^2$$

$$Z = \frac{273}{t_k} \quad e \quad \mu_0 = 1,788 \cdot e^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m}^3 \cdot \text{s}}$$

(ou Pa·s)

$$Z = \frac{273}{21,1 + 273} \quad \therefore Z = 0,928255695.$$

$$\ln \frac{\mu}{\mu_0} = -0,595129296.$$

$$\mu = 1,788 \cdot e^{-3} \cdot e^{-0,595129296}$$

$$\mu \approx 9,861 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Obs: $F \cdot L^{-2} = [\mu] \cdot L \cdot T^{-1}$

$$[\mu] = \frac{F \cdot T}{L^2} \Rightarrow [\mu] = \frac{N \cdot s}{m^2} = \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$\gamma = \frac{\mu}{\rho} \approx 9,883 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$



CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI

Data: 17,08,2014

4

$$Ree = \frac{3,66 \times 498 \times 10^{-3}}{9,883 \times 10^{-7}} \approx 151300,4 \gg \gg$$

turbulento e $\alpha_e \approx 1,0$

Como $Res > Ree \Rightarrow \alpha_s \approx 1,0$

$$HB = \frac{2,8 \times 9,8 \times 10^4 + 9,28 \times 13600 \times 9,8}{997,77 \times 9,8} + \frac{8,6^2 - 3,66^2}{19,6}$$

$$HB \approx 34,97 \text{ m} \approx 35 \text{ m} \Rightarrow |p| 3502 \text{ rpm}$$

$$\frac{34,97}{3500^2} = \frac{HB_{3500}}{3500^2} \Rightarrow$$

$$HB_{3500} \approx 34,93 \text{ m}$$

$$Q_{3500} = 4,79 \times 10^{-3} \left(\frac{3500}{3502} \right)$$

$$Q_{3500} \approx 4,79 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

colocar
no
gráfico
da let.

● ESTA SOLUÇÃO DEVE
SERVIR DE BASE
PARA CONSTRUIR A
PLANILHA P/ESTA ATIVIDADE.



CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI

5

Data: 17/08/2014

RESOLUÇÃO DO EXERCÍCIO 2.

$$h_f = ? \quad h_f = h \times \left(\frac{\gamma_{Hg} - \gamma_{H_2O}}{\gamma_{H_2O}} \right)$$

$$20^\circ\text{C} \begin{cases} \rho_{H_2O} = 998,2 \text{ kg/m}^3 \\ \rho_{Hg} = 13546 \text{ kg/m}^3 \end{cases} \quad \left[\gamma_{H_2O} = 1,004 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$$

$$h_f = 0,228 \times \left(\frac{13546 - 998,2}{998,2} \right) \therefore h_f \approx 2,87 \text{ m}$$

$$Re \sqrt{f'} = \frac{26,6 \times 10^{-3}}{1,004 \times 10^{-6}} \times \sqrt{\frac{2,87 \times 26,6 \times 10^{-3} \times 2 \times 9,8}{2}}$$

$$Re \sqrt{f'} \approx 22916,2 \approx 2,3 \times 10^4$$

$$\frac{D_H}{K} = \frac{26,6 \times 10^{-3}}{4,6 \times 10^{-5}} \approx 578,3$$

$$\Rightarrow f = 0,024$$

$$h_f = f \times \frac{L}{D_H} \times \frac{Q_{est}^2}{2g A^2}$$

$$2,87 = 0,024 \times \frac{2}{26,6 \times 10^{-3}} \times \frac{Q_{est}^2}{19,6 \times (5,5 \times 10^{-4})^2}$$

$$Q_{est} \approx 3,11 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{real} = \frac{0,1 \times 95478}{19,8} \approx 2,77 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$$

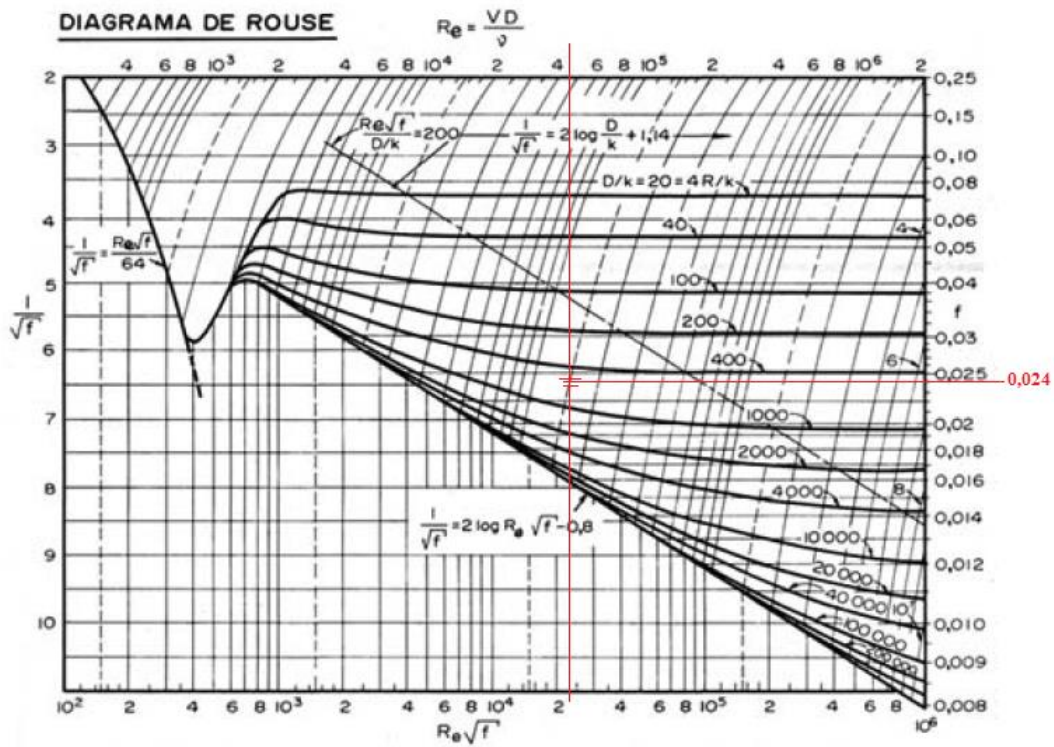


CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI

Data: 17/08/2014

6

$$\frac{Q_{real}}{Q_{est}} = \frac{2,77 \times 10^{-3}}{3,11 \times 10^{-3}} = 0,891$$



7

Data: 17,08,2014

RESOLUÇÃO DO EXERCÍCIO 3.

a) $h_s = ? \rightarrow$ VALV. TOTALMENTE ABERTA

$$101234 \text{ Pa} \leftrightarrow 14,7 \text{ psi}$$

$$x \text{ Pa} \leftrightarrow 1 \text{ psi}$$

$$x = \frac{101234}{14,7} \approx 6886,67 \text{ Pa} = 1 \text{ psi}$$

$$h_s = \frac{(18-12) \times 6886,67}{997,77 \times 9,8} \approx 4,23 \text{ m}$$

$$Q = \frac{0,1 \times 0,74 \times 0,74}{48,94} \Rightarrow Q = 2,89 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$h_s = k_s \times \frac{v^2}{2g} = k_s \times \frac{Q^2}{2g \times A^2}$$

$$k_s = \frac{4,23 \times 19,6 \times (13,1 \times 10^{-4})^2}{(2,89 \times 10^{-3})^2} \Rightarrow k_s = 17,04$$

$f_{1,5''} = ?$ obtido na pg. www.escoladavidal.org.br

$$f_{1,5''} \approx 0,0230 \quad \text{Leq} = \frac{k_s \times D \pi}{4} = \frac{17,04 \times 49,8 \times 10^{-3}}{0,0230}$$

$$\text{Leq} = 30,2 \text{ m}$$



Data: 17/08/2014

(8)

b) → VALVULA PARCIALMENTE FECHADA.

$$h_s = \frac{(35,2 - 2) \times 6886,67}{997,77 \times 9,8} \Rightarrow h_s \approx 23,4 \text{ m}$$

$$Q = \frac{91 \times 0,74^2}{38,47} \Rightarrow Q \approx 1,42 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$h_s = K_s \times \frac{Q^2}{2gA^2} \Rightarrow K_s = \frac{23,4 \times 19,6 \times (1,42 \times 10^{-3})^2}{(1,42 \times 10^{-3})^2}$$

$$K_s = 388,5$$

$$f_{15''} = 0,0249$$

$$L_{eq} = \frac{K_s \times D_H}{f}$$

$$L_{eq} = \frac{388,5 \times 40,8 \times 10^3}{0,0249}$$

$$L_{eq} = 6366 \text{ m}$$

↙ O problema demonstra não ser adequado trabalhar com a válvula semi-aberta já que haverá um aumento grande da perda na mesma

Frank M. White

Mecânica dos *Fluidos*

4ª edição



Coeficiente de perda localizada $K = \frac{h_{pl}}{V^2/(2g)} = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho V^2}$ (6.98)

Embora K seja adimensional, infelizmente ele não é correlacionado, na literatura, com o número de Reynolds e com a rugosidade relativa, mas apenas com o tamanho bruto do tubo em, digamos, polegadas. Quase todos os dados são reportados para condições de escoamento turbulento.

Um procedimento alternativo, menos desejável, é reportar a perda localizada como se fosse causada por um *comprimento equivalente* L_{eq} de tubo, satisfazendo a relação de Darcy para o fator de atrito

$$h_{pl} = f \frac{L_{eq}}{d} \frac{V^2}{2g} = K \frac{V^2}{2g}$$

ou

$$L_{eq} = \frac{Kd}{f} \quad (6.99)$$

Embora o comprimento equivalente deva retirar algo da variabilidade dos dados de perda, trata-se de um conceito artificial e não será abordado aqui.

Um sistema com um único tubo pode ter muitas perdas localizadas. Como todas elas estão correlacionadas com $V^2/(2g)$, elas podem ser somadas em uma única perda total do sistema, caso o tubo tenha diâmetro constante

$$h_p = h_{pd} + \sum h_{pl} = \frac{V^2}{2g} \left(\frac{fL}{d} + \sum K \right) \quad (6.100)$$

Observe, todavia, que devemos somar as perdas separadamente caso o diâmetro do tubo varie, alterando V^2 . O comprimento L na Eq. (6.100) é o comprimento total da linha de centro do tubo, incluindo eventuais curvas. Observe também a notação agora empregada: havendo perda localizada, h_{pl} representa a perda *distribuída*, isto é, a perda por atrito tipo Moody.

Existem muitos projetos diferentes de válvula em uso comercial. A Fig. 6.17 mostra cinco projetos típicos: (a) a *válvula de gaveta*, que desliza para baixo através da seção; (b) a *válvula globo*, que fecha um orifício em uma sede especial; (c) a *válvula em ângulo*, semelhante a um globo mas com uma mudança de direção de 90° ; (d) a *válvula de retenção basculante*, que permite escoamento em apenas um sentido; (e) a *válvula tipo disco*, que fecha a seção com uma comporta circular. A válvula globo, devido à trajetória tortuosa do seu escoamento, produz as maiores perdas quando totalmente aberta. Muitos detalhes interessantes a respeito dessas e de outras válvulas são fornecidos no manual de Lyons [35].

A Tabela 6.5 relaciona os coeficientes K para quatro tipos de válvula, três ângulos de cotovelo e duas conexões em T (tês). Os acessórios podem se conectar por parafusos internos ou flanges, daí as duas listas. Vemos que K geralmente decresce com o tamanho do tubo, o que é consistente com o aumento do número de Reynolds e o decréscimo da rugosidade

relativa. Salientamos que a Tabela 6.5 representa perdas *médias entre vários fabricantes*, havendo assim uma incerteza de até $\pm 50\%$.

Além disso, a maioria dos dados da Tabela 6.5 são relativamente antigos [15,16], estando baseados em acessórios fabricados na década de 1950. Acessórios modernos, forjados ou moldados, podem conduzir a fatores de perda um tanto diferentes, em geral menores que os listados na Tabela 6.5. Um exemplo, mostrado na Fig. 6.18a, fornece dados bem recentes [48] para cotovelos de 90° , flangeados e razoavelmente curtos (relação raio da curva/diâmetro do cotovelo = 1,2). O diâmetro do cotovelo era de 1,69 polegada. Observe primeiro que K está plotado em função do número de Reynolds, em vez do diâmetro nominal do tubo na Tabela 6.5 (dimensional) e, portanto, a Fig. 6.18a tem mais generalidade. Em seguida, observe que os valores de K de $0,23 \pm 0,05$ são significativamente menores que os valores para cotovelos de 90° da Tabela 6.5, indicando paredes mais lisas e/ou melhor projeto. Pode-se concluir que (1) os dados da Tabela 6.5 provavelmente são conservadores e (2) os coeficientes de perda são altamente dependentes do projeto real e dos aspectos de fabricação, servindo a Tabela 6.5 apenas como um guia aproximado.

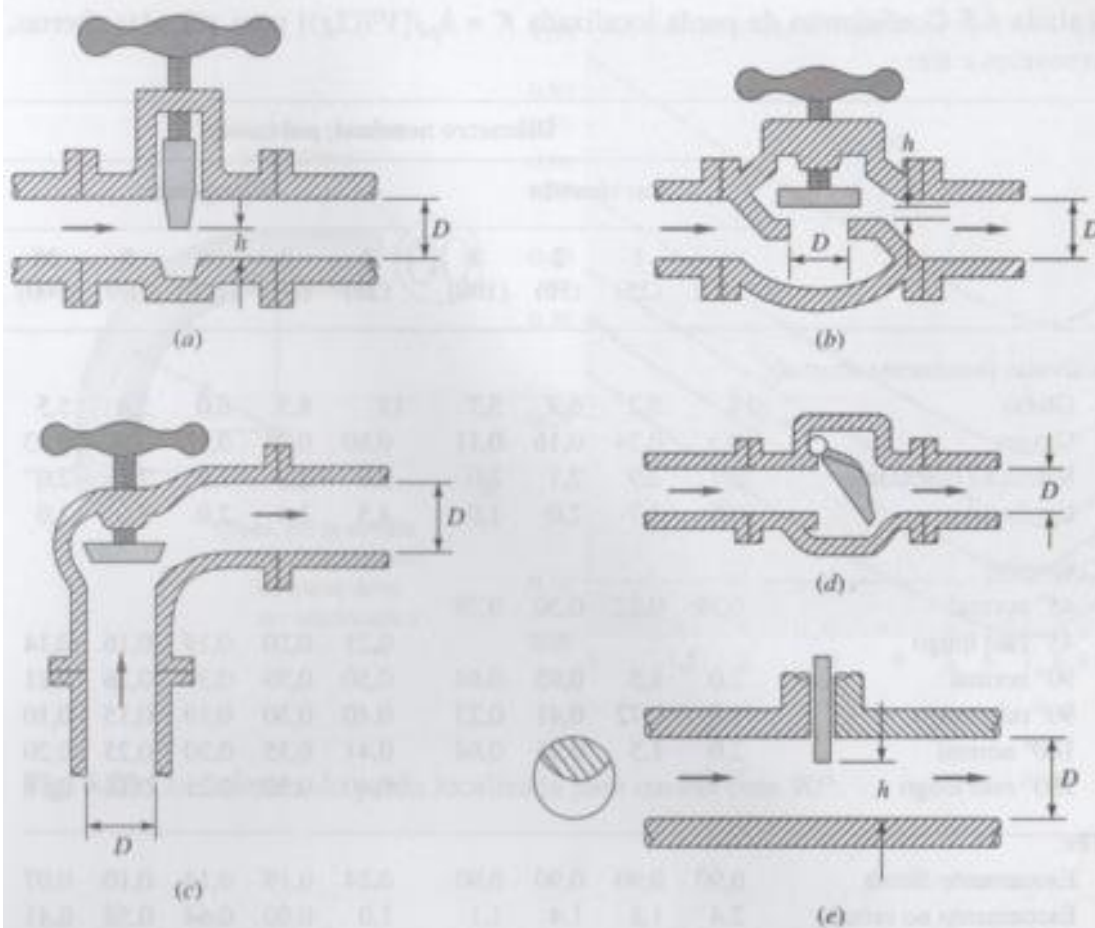


Fig. 6.17 Geometrias de válvulas comerciais típicas: (a) válvula de gaveta; (b) válvula globo; (c) válvula em ângulo; (d) válvula de retenção basculante; (e) válvula tipo disco.

Tabela 6.5 Coeficientes de perda localizada $K = h_{p,l}/[V^2/(2g)]$ para válvulas abertas, cotovelos e tês.

	Diâmetro nominal, pol (mm)									
	Parafusada				Flangeada					
	1/2 (13)	1 (25)	2 (50)	4 (100)	1 (25)	2 (50)	4 (100)	8 (200)	20 (500)	
Válvulas (totalmente abertas):										
Globo	14	8,2	6,9	5,7	13	8,5	6,0	5,8	5,5	
Gaveta	0,3	0,24	0,16	0,11	0,80	0,35	0,16	0,07	0,03	
Retenção basculante	5,1	2,9	2,1	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	
Em ângulo	9,0	4,7	2,0	1,0	4,5	2,4	2,0	2,0	2,0	
Cotovelos:										
45° normal	0,39	0,32	0,30	0,29						
45° raio longo					0,21	0,20	0,19	0,16	0,14	
90° normal	2,0	1,5	0,95	0,64	0,50	0,39	0,30	0,26	0,21	
90° raio longo	1,0	0,72	0,41	0,23	0,40	0,30	0,19	0,15	0,10	
180° normal	2,0	1,5	0,95	0,64	0,41	0,35	0,30	0,25	0,20	
180° raio longo					0,40	0,30	0,21	0,15	0,10	
Tês:										
Escoamento direto	0,90	0,90	0,90	0,90	0,24	0,19	0,14	0,10	0,07	
Escoamento no ramal	2,4	1,8	1,4	1,1	1,0	0,80	0,64	0,58	0,41	

As perdas em válvulas na Tabela 6.5 são para a condição de abertura total. As perdas podem ser muito maiores para uma válvula parcialmente aberta. A Fig. 6.18b fornece perdas médias para três válvulas em função do “percentual de abertura”, definido pela razão de abertura h/D (veja a Fig. 6.17 para as geometrias). Novamente, devemos alertar para uma possível incerteza de $\pm 50\%$. De todas as perdas localizadas, as válvulas são, por causa da sua geometria complexa, as mais sensíveis aos detalhes de projeto do fabricante. Para maior precisão, o projeto e o fabricante em particular devem ser consultados [35].

A válvula *borboleta* da Fig. 6.19a consiste em um disco montado em uma haste que, quando fechado, assenta sobre um anel em forma de O ou um selo de concordância próximo à superfície do tubo. Um único giro de 90° abre completamente a válvula, fazendo com que o projeto seja ideal para situações de controle de abertura e fechamento rápido, tais como as que ocorrem em sistemas de proteção contra incêndio e na indústria de geração elétrica. Todavia, é necessário um torque dinâmico considerável para fechar essas válvulas e as perdas são altas quando as válvulas estão quase fechadas.

A Fig. 6.19b mostra os coeficientes de perda de válvulas borboleta em função do ângulo de abertura θ para condições de escoamento turbulento ($\theta = 0$ para fechamento completo). As perdas são enormes quando a aber-

tura é pequena, e K decresce quase exponencialmente com o ângulo de abertura. Há um fator de 2 para a dispersão de dados dos diversos fabricantes. Observe que, como é usual, o K na Fig. 6.19b está baseado na velocidade média do tubo $V = Q/A$, não na velocidade aumentada do escoamento à medida que ele atravessa a passagem estreita da válvula.

Uma curva em um tubo, como na Fig. 6.20, sempre induz uma perda maior que a perda por atrito simples tipo Moody, por causa da separa-



(a)

Fig. 6.19 Desempenho de válvulas borboleta: (a) geometria típica (*cortesia de Grinnell Corp., Cranston R.I.*); (b) coeficientes de perda para três diferentes fabricantes.

ção do escoamento nas paredes e de um escoamento secundário rotativo que surge da aceleração centrípeta. Os coeficientes de perda K da Fig. 6.20 são para essa perda adicional da curva. A perda tipo Moody devida ao comprimento axial da curva deve ser calculada em separado; isto é, o comprimento da curva deve ser adicionado ao comprimento retilíneo do tubo.

Como mostra a Fig. 6.21, as perdas de entrada são altamente dependentes da geometria da entrada, mas as perdas de saída não. Quinas vivas ou saliências na entrada causam grandes zonas de separação do escoamento e grandes perdas. Um leve arredondamento já traz bastante melhoria e uma entrada bem arredondada ($r = 0,2d$) produz uma perda quase desprezível, $K = 0,05$. Por outro lado, em uma saída submersa o escoamento simplesmente descarrega do tubo para dentro do grande reservatório a jusante e perde toda a sua altura de velocidade pela ação da dissipação viscosa. Logo, $K = 1,0$ para todas as *saídas submersas*, não importando o arredondamento.

Se a entrada é a partir de um reservatório finito, chama-se *contração brusca* (CB) entre dois tamanhos de tubo. Se a saída é para um tubo de tamanho finito, é chamada de *expansão brusca* (EB). As perdas para ambas estão mostradas na Fig. 6.22. Para a expansão brusca, a tensão cisalhante no escoamento descolado (separado) nos cantos — região de “água morta” — é desprezível, de modo que uma análise de volume de

controle entre a seção de expansão e o final da zona de separação fornece uma perda teórica

$$K_{EB} = \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2 = \frac{h_{pl}}{V^2/(2g)} \quad (6.101)$$

Observe que K está baseado na altura de velocidade no tubo pequeno. A concordância da Eq. (6.101) com a experiência é excelente.

Para a contração brusca, porém, a separação do escoamento no tubo a jusante provoca a contração da corrente principal em uma seção de diâmetro mínimo d_{min} , chamada de *vena contracta*, conforme esboça a Fig. 6.22. Uma vez que a teoria da *vena contracta* não está bem desenvolvida, os coeficientes de perda na figura para a contração brusca são experimentais. Eles se ajustam à seguinte fórmula empírica:

$$K_{CB} = 0,42 \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right) \quad (6.102)$$

até o valor $d/D = 0,76$, acima do qual eles se ajustam à predição da expansão brusca, Eq. (6.101).

Se a expansão ou contração for gradual, as perdas serão bem diferentes. A Fig. 6.23 mostra a perda através de uma expansão gradual cônica, geralmente chamada de *difusor* [14]. Há uma dispersão dos dados, dependendo das condições da camada-limite no tubo a montante. Uma camada-limite mais delgada na entrada, como o perfil de entrada na Fig. 6.6, produz uma perda menor. Uma vez que um difusor é concebido para aumentar a pressão estática do escoamento, em geral, dados de difusores são apresentados na forma do coeficiente de recuperação de pressão do escoamento

$$C_p = \frac{P_2 - P_1}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} \quad (6.103)$$

O coeficiente de perda é relacionado com esse parâmetro por

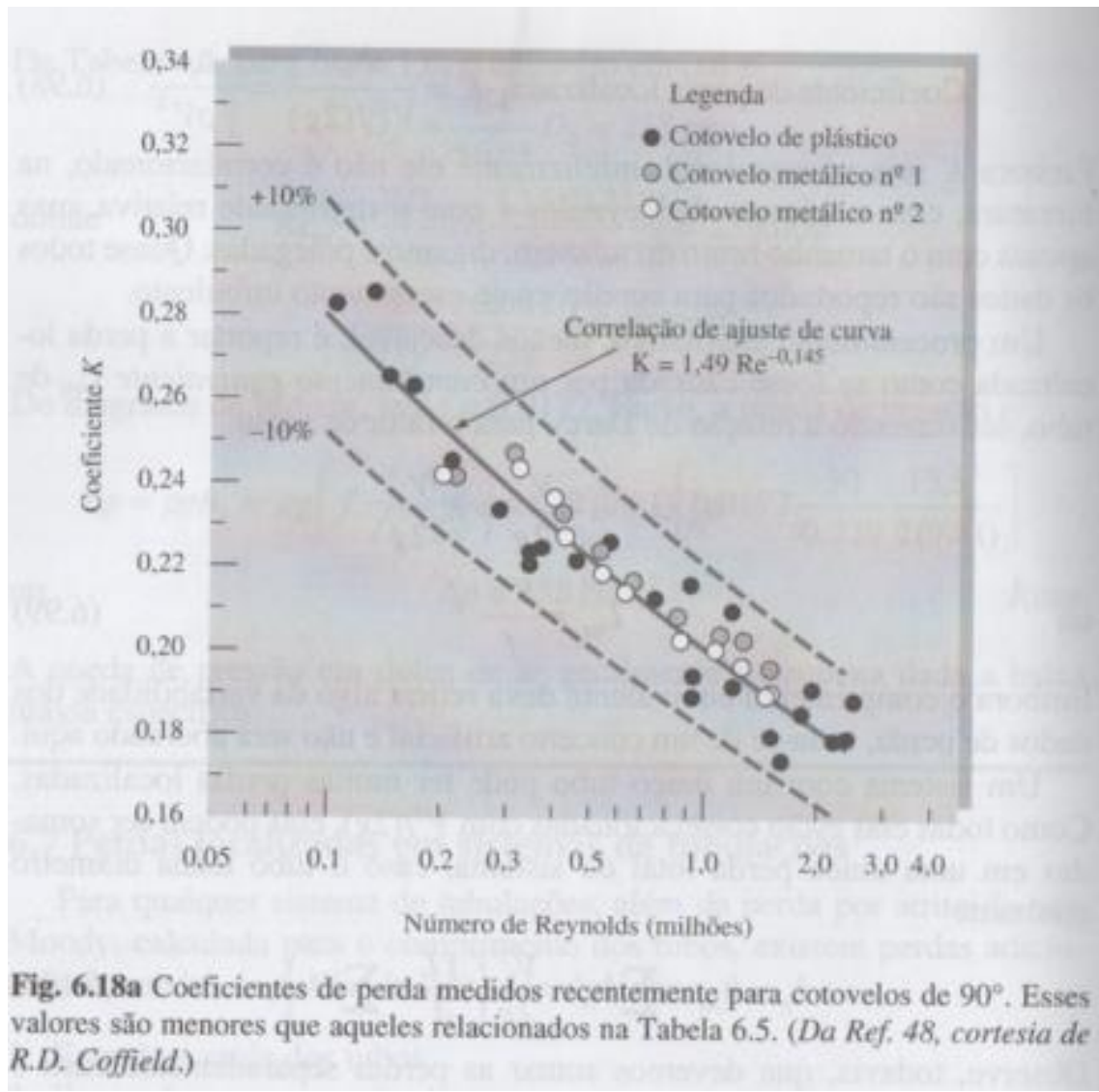
$$K = \frac{h_{pl}}{V^2/(2g)} = 1 - \frac{d_1^4}{d_2^4} - C_p \quad (6.104)$$

Para uma dada relação de área, quanto maior a recuperação de pressão, menor a perda; logo, um grande C_p significa um difusor bem-sucedido. Da Fig. 6.23, a perda mínima (máxima recuperação) ocorre para um ângulo de cone 2θ em torno de 5° . Ângulos menores produzem uma grande perda do tipo Moody por causa do comprimento excessivo. Para ângulos de cone maiores do que 40 a 60° , a perda é tão excessiva que seria realmente melhor usar uma expansão brusca. Esse efeito inesperado deve-se à separação massiva em um difusor com grandes ângulos, como veremos brevemente ao estudarmos as camadas-limite. A Ref. 14 traz dados extensivos sobre difusores.

Para uma *contração* gradual, a perda é bastante pequena, como se vê nos seguintes valores experimentais [15]:

Ângulo de cone de contração 2θ , graus	30	45	60
K para contração gradual	0,02	0,04	0,07

As Refs. 15, 16, 43 e 46 contêm dados adicionais sobre perdas localizadas.



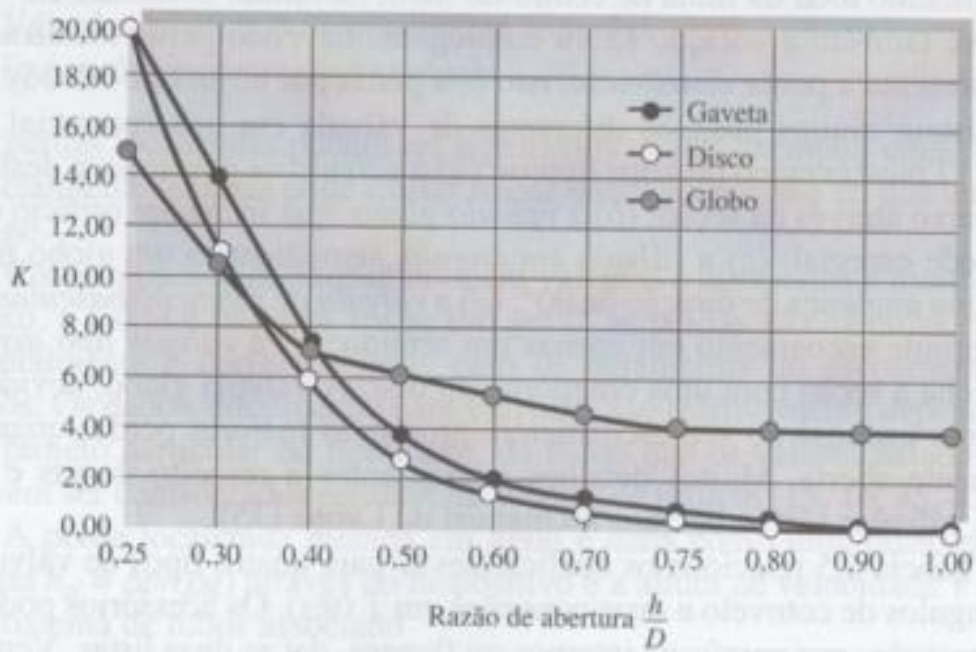
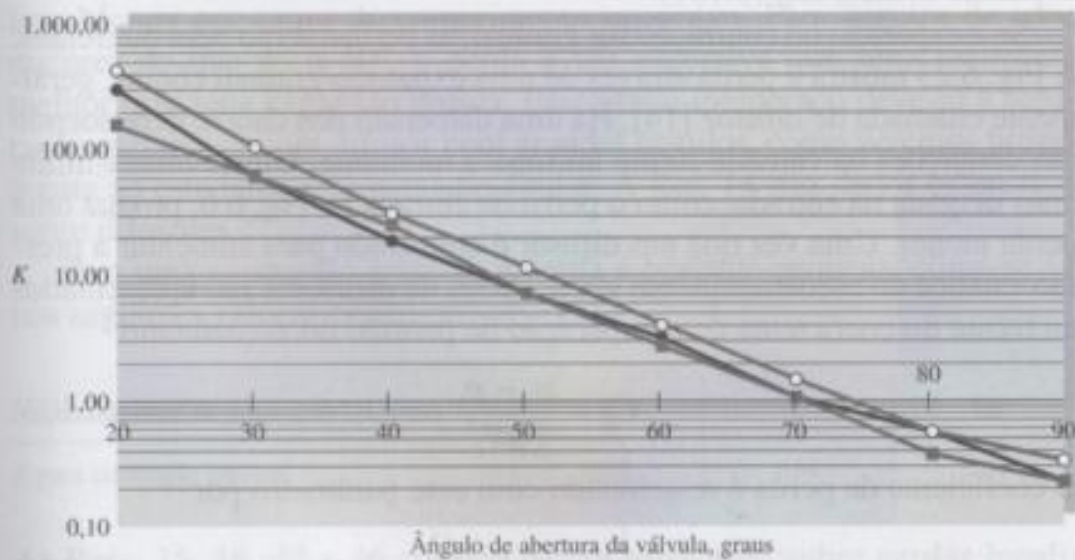


Fig. 6.18b Coeficientes de perda médios para válvulas parcialmente abertas (ver os esquemas da Fig. 6.17).



(b)

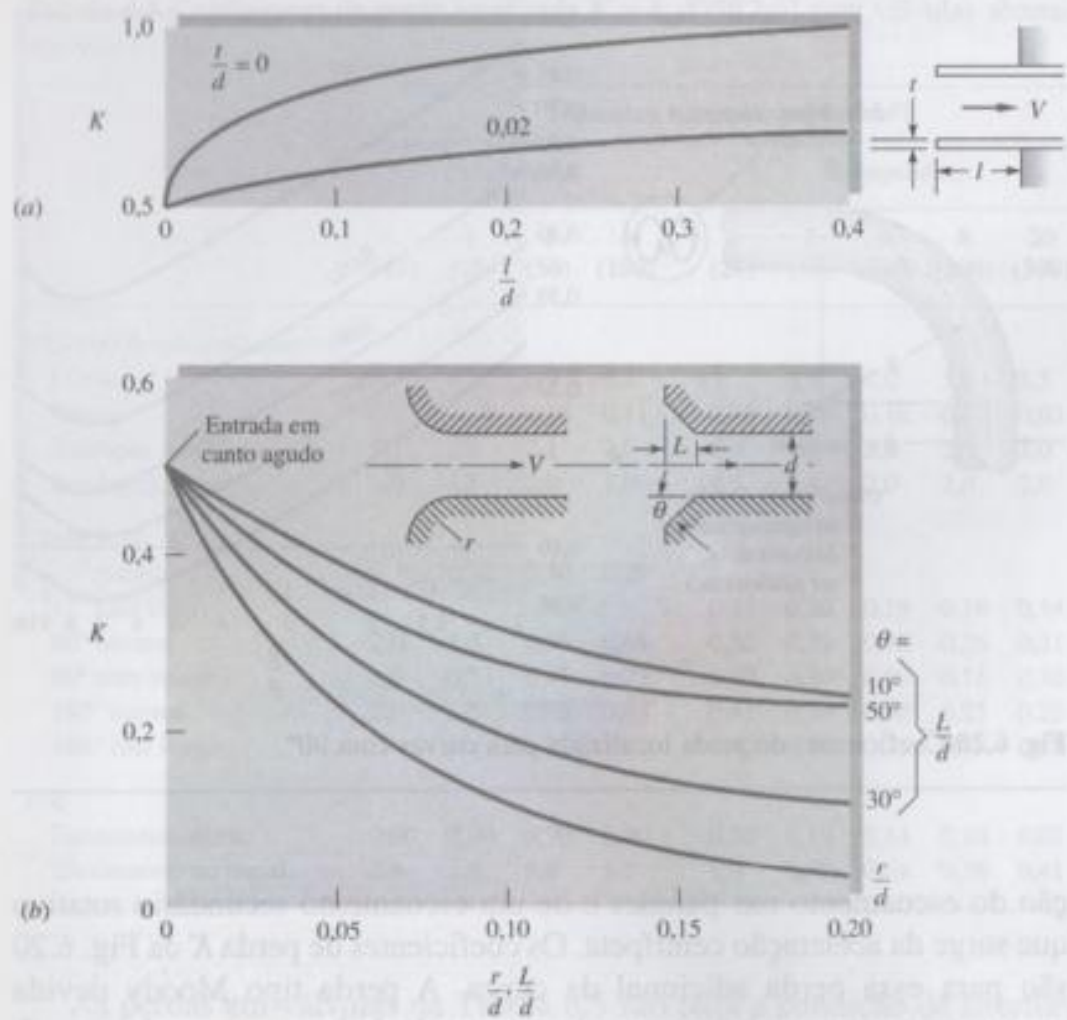
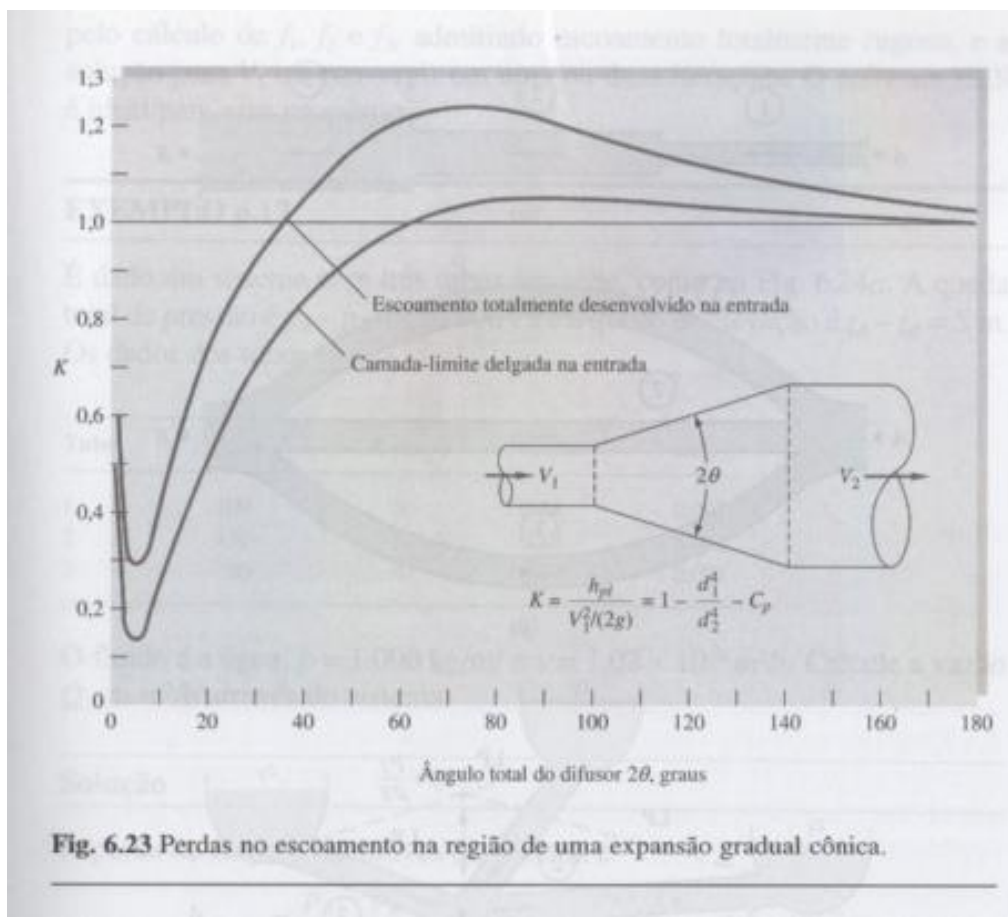
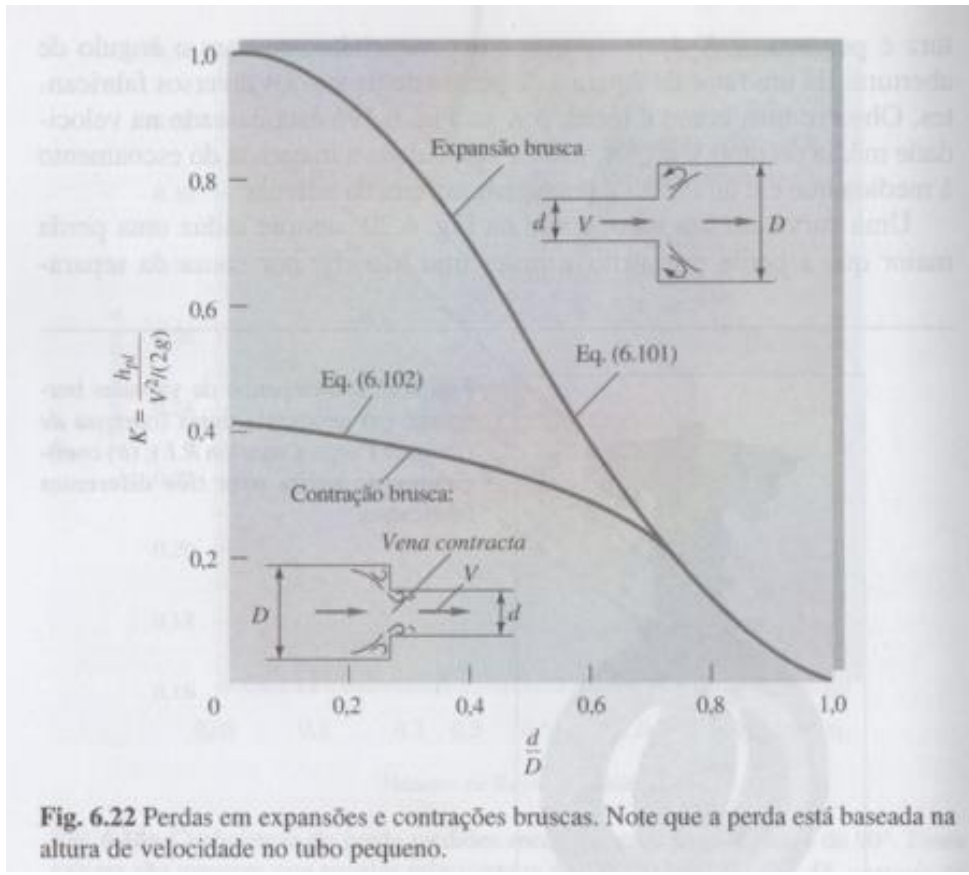


Fig. 6.21 Coeficientes de perda em entradas e saídas: (a) entrada reentrante; (b) entradas chanfrada e arredondada. O coeficiente de perda de saída é $K = 1,0$ para todas as formas de saída (reentrante, em canto agudo, chanfrada ou arredondada). (Da Ref. 37.)



9

Data: 17/08/2014

RESOLUÇÃO DO EXERCÍCIO 4.

$$h_s = \frac{(12-8) \times 6886,67}{997,77 \times 9,8} \approx 2,82 \text{ m.}$$

$$Q = \frac{0,1 \times 0,74^2}{20,11} \Rightarrow Q \approx 2,72 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$h_s = k_s \times \frac{Q^2}{2gA^2} \Rightarrow k_s = \frac{2,82 \times 196 \times (5,57 \times 10^{-4})^2}{(2,72 \times 10^{-3})^2}$$

$$k_s \approx 2,32$$

$$L_{eq} = \frac{k_s \times D_H}{f_{exp}} \Rightarrow h_f = 0,23 \times \left(\frac{13543 - 997,77}{997,77} \right)$$

$$h_f \approx 2,892 \text{ m} = f_{exp} \times \frac{2}{26,6 \times 10^{-3}} \times \frac{(2,72 \times 10^{-3})^2}{196 \times (5,57 \times 10^{-4})^2}$$

$$f_{exp} \approx 0,0316$$

$$L_{eq} = \frac{2,32 \times 26,6 \times 10^{-3}}{0,0316} \Rightarrow L_{eq} \approx 1,95 \text{ m}$$

Existe grande diferença em relação aos valores tabelados, $\Rightarrow k_s = 0,29$ e

$L_{eq} = 0,55 \text{ m}$ (valores da MIPSL)



CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI

Data: 17/08/2014

10

RESOLUÇÃO DO EXERCÍCIO 5.

$$Q_{\text{real}} = \frac{9,1 \times 0,741 \times 0,743}{19,56}$$

$$\therefore Q_{\text{real}} = 2,82 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_1 = \frac{Q_2}{A_1} = \frac{2,82 \times 10^{-3}}{13,1 \times 10^{-4}} \Rightarrow Q_1 = 2,15 \text{ m/s}$$

$$T = 70^\circ\text{F} \Rightarrow \text{H}_2\text{O} \begin{cases} \rho_{\text{H}_2\text{O}} = 997,77 \text{ kg/m}^3 \\ \mu_{\text{H}_2\text{O}} = 9,861 \times 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s} \\ \gamma = 9,883 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \end{cases}$$

$$Re_1 = \frac{Q_1 \times D_1}{\gamma} = \frac{2,15 \times 40,8 \times 10^{-3}}{9,883 \times 10^{-7}}$$

$$Re_1 = 88758,5 \approx 8,9 \times 10^4$$

$$K = \frac{2,82 \times 10^{-3}}{\frac{\pi \times 0,02976^2}{4} \times \sqrt{2 \times 9,8 \times 9,080 \times \left(\frac{13543 - 997,77}{997,77} \right)}}$$

$$K \approx 0,913$$

$$\frac{D_o}{D_i} = \frac{29,76}{40,8} \approx 0,73$$



O pto está fora dos valores do livro do prof Franco.