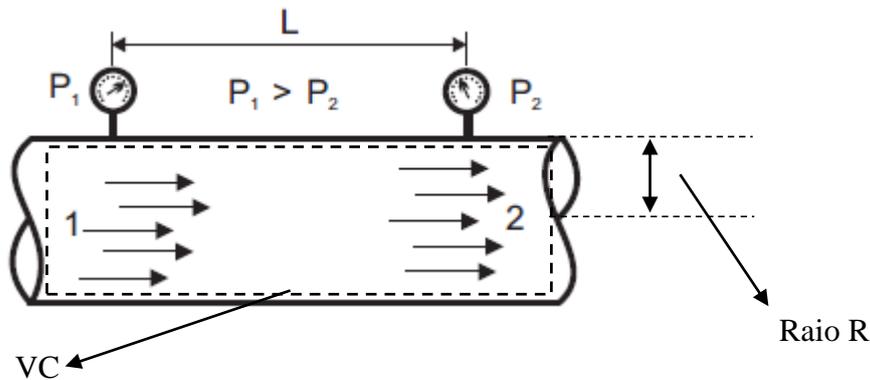


FENÔMENOS DE TRANSPORTE I

CÁLCULO DA PERDA DE ENERGIA MECÂNICA

Para se fazer a estimativa da perda de energia mecânica num escoamento de um fluido, vamos considerar:

- um trecho de tubo reto, horizontal, seção circular constante;
- escoamento de um fluido newtoniano em regime permanente;
- escoamento em regime laminar.



Aplicando-se a equação de Bernoulli a esse trecho de tubo no VC indicado:

$$\eta_p w_s + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 + \frac{p_1}{\rho} = \frac{V_2^2}{2} + gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + (\text{perdas}) \quad \text{eq (1)}$$

Analisando-se cada termo:

-como tem-se regime permanente e seção constante: $V_1=V_2$

-como o tubo está na horizontal: $z_1 = z_2$.

-os manômetros indicam P_1 e P_2 na entrada e saída, respectivamente.

$\eta_p w_s$

-trecho sem bomba.

A equação de Bernoulli fica então como:

$$\frac{p_1}{\rho} = \frac{p_2}{\rho} + (\text{perdas}) \quad \text{eq (2)}$$

Ou seja:

$$(\text{perdas}) = -\frac{\Delta p}{\rho} = \frac{P_1 - P_2}{\rho} \quad \text{eq 3}$$

Considerando-se que o escoamento é laminar e o fluido é newtoniano, foi visto que do perfil de velocidades, pode-se obter a expressão para a velocidade média do escoamento:

$$V = \frac{(P_1 - P_2)R^2}{8\mu L} = \frac{(-\Delta P)R^2}{8\mu L} = \frac{(-\Delta P)D^2}{32\mu L} \quad \text{eq 4}$$

Dessa expressão, pode-se obter a equação para $(-\Delta P)$:

$$(-\Delta P) = \frac{32V\mu L}{D^2} \quad \text{eq 5}$$

Que é a equação de Hagen-Poiseuille. Se utilizarmos a expressão para $(-\Delta P)$ dessa equação, na equação de Bernoulli simplificada, obtém-se:

$$(\text{perdas}) = \frac{32V\mu L}{D^2\rho} \quad \text{eq 6}$$

que permite estimar a perda de energia mecânica para um fluido newtoniano escoando em regime permanente e escoamento laminar, num tubo de seção circular constante, horizontal. Dessa forma, tal equação restringe-se a $Re < 2100$.

Fator de Atrito:

No escoamento de fluidos, o fator de atrito é uma característica importante e útil na análise da perda de energia mecânica. É definido como: a relação entre a tensão de cisalhamento que o fluido tem na parede e a energia cinética média por unidade de volume.

$$f = \frac{\tau_w}{\rho V^2 / 2} \quad \text{eq 7}$$

Este é o Fator de Atrito de Fanning. Por uma análise dimensional, verifica-se que o fator de atrito é adimensional.

No exercício 1 da Lista 1, foi obtida a expressão para o perfil da Tensão de cisalhamento:

$$\tau = \frac{(-\Delta P)r}{2L} = \frac{(P_1 - P_2)r}{2L} \quad \text{eq 8}$$

Na parede, tem-se:

$$\tau_w = \frac{(-\Delta P)R}{2L} = \frac{(-\Delta P)D}{4L} \quad \text{eq 9}$$

Utilizando-se essa expressão, na equação de definição de fato de atrito:

$$f = \frac{(-\Delta P)D}{2L\rho V^2} \quad \text{eq 10}$$

Que é válida para regime laminar ou turbulento.
Considerando-se a eq 3 na eq 10:

$$(\text{perdas}) = \frac{2fLV^2}{D} \quad \text{eq 11}$$

A eq 11 permite calcular a perda de energia mecânica para um fluido em qualquer regime de escoamento (laminar ou turbulento), desde que se conheça o valor do fator de atrito.

Voltando-se ao regime laminar, do perfil parabólico para o escoamento, foi obtida a partir da equação de Hagen-Poiseuille, a equação para o lwf em regime laminar (eq 6):

$$(\text{perdas}) = \frac{32V\mu L}{D^2\rho} \quad \text{eq 6}$$

Igualando-se a eq 6 com a eq 11, pode-se determinar a expressão para o fator de atrito no caso de regime laminar:

$$\frac{2fLV^2}{D} = \frac{32V\mu L}{D^2\rho}$$

E obtém-se:

$$f = \frac{16\mu}{DV\rho} = \frac{16}{Re} \quad \text{eq 12}$$

Tal equação é válida para $Re < 2100$, num tubo com seção circular.

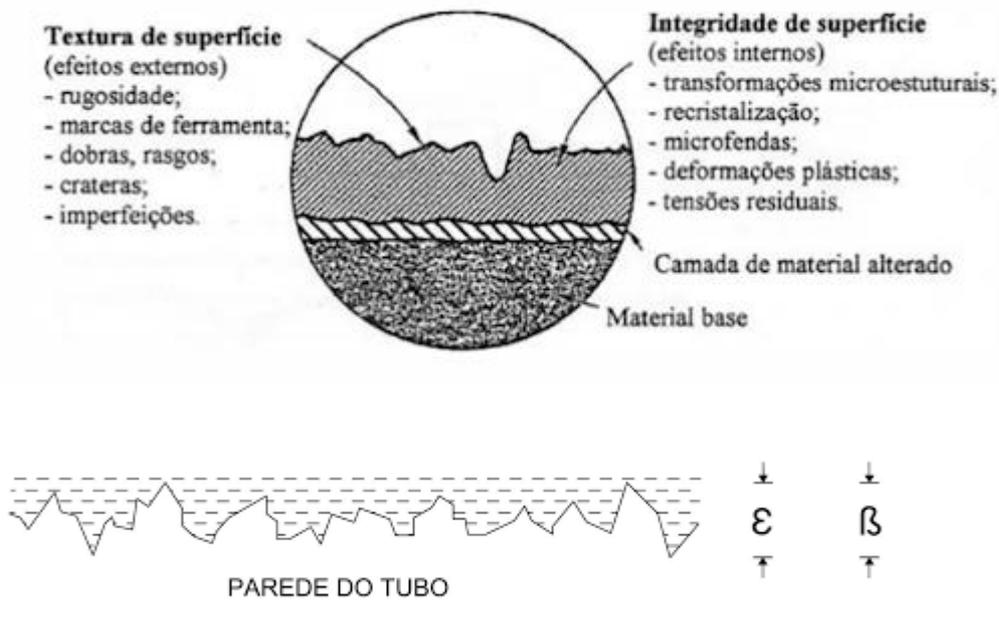
Para a consideração de Regime Turbulento, será considerada uma característica do tubo chamada de RUGOSIDADE.

RUGOSIDADE RELATIVA

Na camada limite, onde as forças viscosas são importantes, as características do escoamento nessa camada são muito importantes, uma vez que definem as características do escoamento no restante do tubo. Qualquer irregularidade ou rugosidade na superfície perturba essa camada e afeta o escoamento. Assim, ao contrário do escoamento laminar, o fator de atrito no escoamento turbulento é uma função importante da rugosidade da superfície.

Rugosidade = é um conceito relativo e tem significado quando sua altura e é comparável às perturbações na camada limite.

A rugosidade é a caracterizada pela altura das protuberâncias e e emprega-se, comumente, a chamada rugosidade relativa. Que é a relação e/D (D = diâmetro interno da tubulação).



A rugosidade relativa afeta o escoamento de diversas maneiras:

a) escoamento laminar: tubos comerciais normalmente com $e/D < 0,01$, o efeito da parede é desprezível. O fluido preenche os espaços entre as protuberâncias e as camadas internas deslizam suavemente no tubo.

b) escoamento turbulento: a rugosidade da parede não tem efeito se ela for menor do que a subcamada laminar (tubo dito hidraulicamente liso). Se a rugosidade avança na camada fluida: aumenta a turbulência; muda o perfil de velocidade; aumenta a resistência ao escoamento.

c) acima de um certo valor de e , o efeito da rugosidade é tão grande que as forças de inércia causadas pelo escoamento do fluido em torno das projeções sobrepõem por completo as forças viscosas e o escoamento é dito completamente rugoso.

Equivalent Roughness for New Pipes

[from Moody and Colebrook]

Pipe	Equivalent Roughness (mm)
Riveted steel	0,9 – 9,0
Concrete	0,3 – 3,0
Wood Stave	0,18 – 0,9
Cast iron	0,26
Galvanized iron	0,15
Commercial steel	0,045
Wrought iron	0,045
Drawn tubing	0,0015
Plastic	0 (smooth)
Glass	0 (smooth)

Referência: MUNSON, B.R.; YOUNG, D.F.; OKIISHI, T.H. Fundamentals of Fluid Mechanics. John Wiley. New York, 1998.

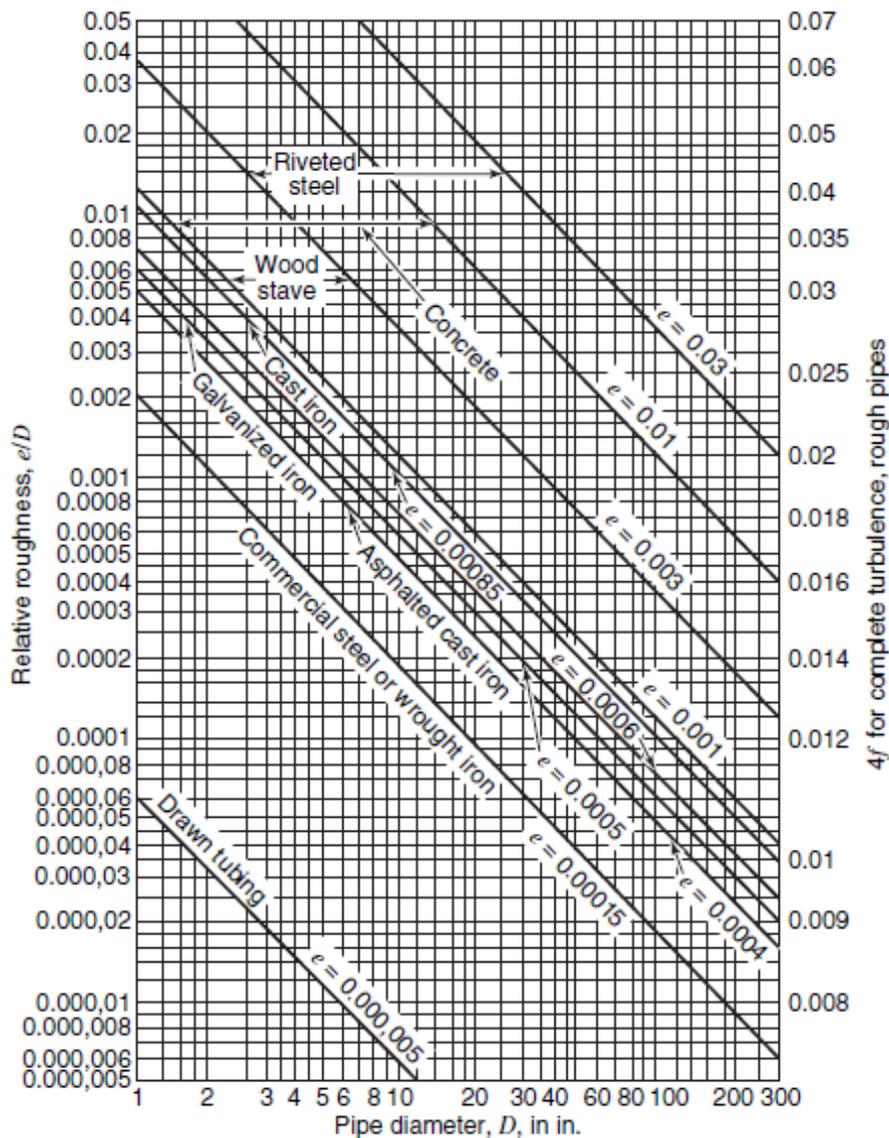


Figura 1. Rugosidade relativa em função do diâmetro para tubulações de diversos materiais.

Referência: WELTY, J. R. et al. Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer. 5ª edição, Fig. 13.2, pg. 174, John Wiley and Sons, 2008.

DIAGRAMA DE MOODY

A forma fundamental da dependência do fator de atrito f com a rugosidade relativa e/D e o número de Reynolds não pode ser obtida por análise teórica. Os resultados foram obtidos experimentalmente com superfícies enrugadas artificialmente (colocando grãos de areia com tamanhos conhecidos na superfície interna dos tubos). Os experimentos foram realizados em 1933 por J. Nikuradse, seguido de outros trabalhos. O fator de atrito foi calculado com medições de queda de pressão e vazão. Os resultados experimentais são apresentados em forma tabular; forma gráfica; forma funcional (ajustes de curvas aos dados experimentais).

Em 1939, Colebrook combinou dados para escoamento de transição e turbulento (tubos lisos e rugosos) e obteve a denominada Equação de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left(\frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad \text{turbulento}$$

Em 1942, Hunter Rouse confirma a equação de Colebrook e produz um gráfico de f em função de Re e do produto $Re\sqrt{f}$. Apresentou a relação para o escoamento laminar e tabelas para a rugosidade de tubo comercial.

Em 1944, Lewis F. Moody recriou o diagrama de Rouse na forma como hoje é usado: o Diagrama de Moody. É apresentado como o fator de atrito de Fanning ou de Darcy como função de Re e e/D para laminar e turbulento.

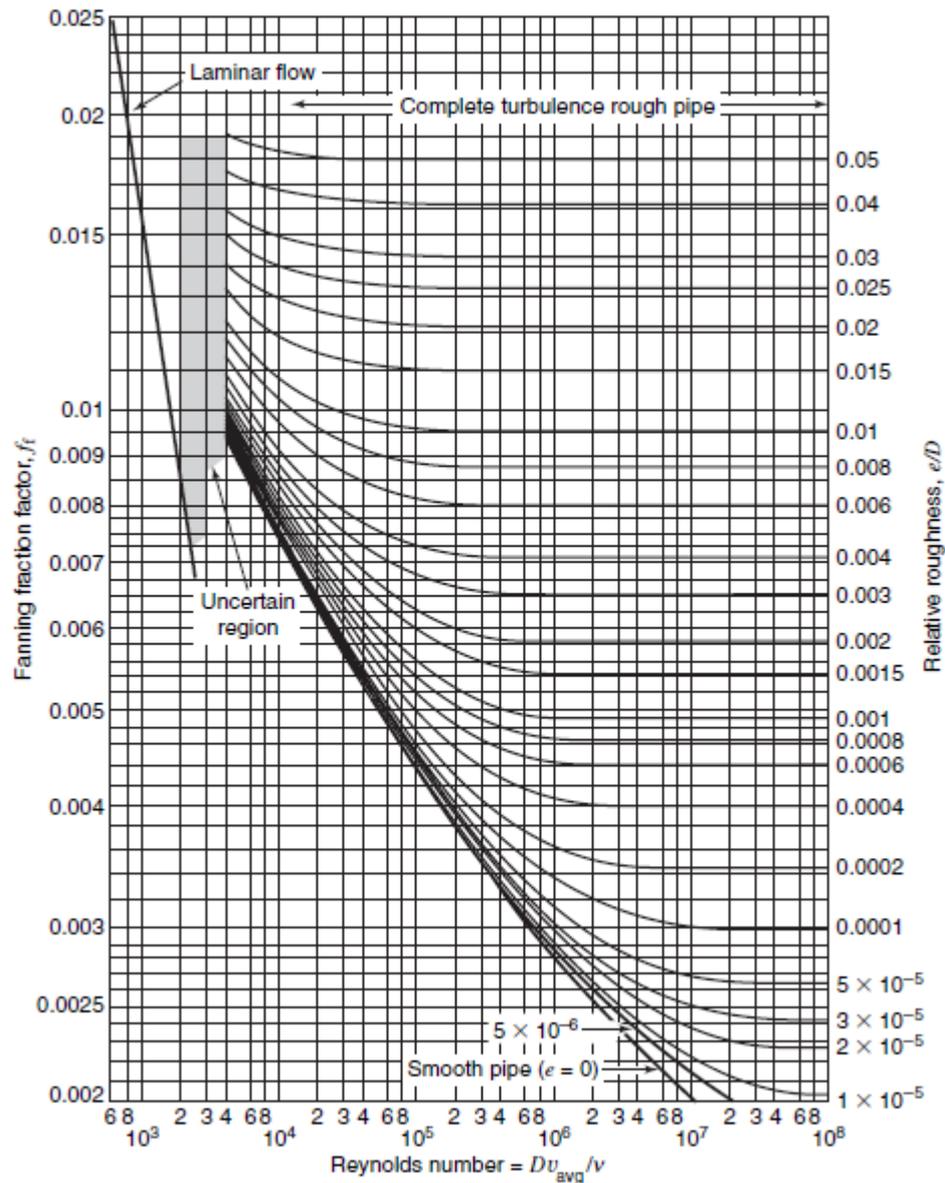


Figura 2. Fator de atrito de Fanning versus número de Reynolds e rugosidade relativa.

Referência: WELTY, J. R. et al. Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer. 5ª edição, Fig. 13.1, pg. 173, John Wiley and Sons, 2008, adaptado.

Em termos de ajustes:

$$f = \frac{16}{Re} \quad (\text{laminar})$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 4,06 \log(Re\sqrt{f}) - 0,60 \quad (\text{hidraulicamente liso})$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 4,06 \log\left(\frac{r_i}{e}\right) + 3,36 \quad (\text{completamente rugoso})$$

Essas equações são válidas para tubos com seções circulares apenas.

A rugosidade relativa para tubos comerciais difere do valor usado nos experimentos (a rugosidade não é uniforme para os tubos comerciais).

Há valores de rugosidades tabelados para diferentes materiais e para tubos novos.

A rugosidade pode aumentar com o tempo de uso da tubulação (corrosão, acúmulo de resíduos, precipitação...).

Observações gerais quanto ao Diagrama de Moody:

-para o escoamento laminar, f diminui, à medida que Re aumenta.

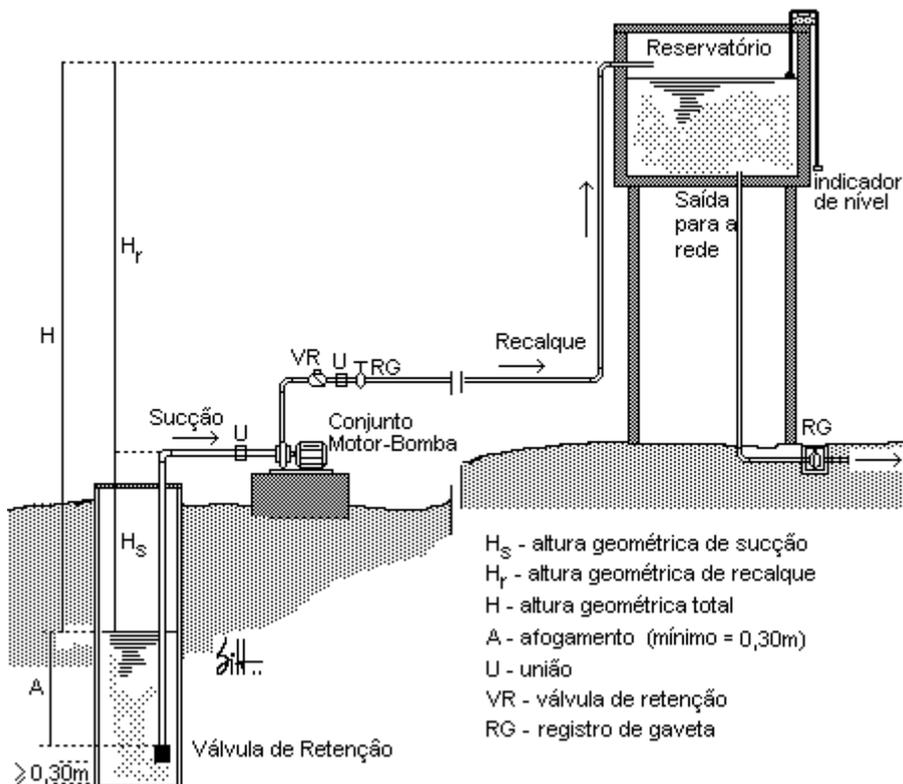
- f é mínimo para tubos suaves (não é zero por causa da condição de não escorregamento) e aumenta com a rugosidade.

-na transição, pode oscilar entre laminar e turbulento, os dados são menos confiáveis, f pode aumentar na região de transição com Re .

-para valores de Re altos, as curvas para turbulento quase são horizontais, não dependem de Re : esse é o caso do chamado escoamento completamente rugoso ou escoamento completamente turbulento.

PERDAS EM SINGULARIDADES





Em sistemas típicos de tubulações, o fluido passa por conexões, válvulas, curvas, cotovelos, têes, entradas, saídas, extensões e reduções além dos tubos. Esses componentes interferem no escoamento suave do fluido e causam perdas adicionais. Essas perdas são chamadas de perdas menores ou perdas singulares. As perdas nos tubos são chamadas de perdas maiores, embora possam ser superiores às perdas maiores. O escoamento em válvulas e conexões é complexo e uma análise teórica nem sempre é plausível. Essas perdas singulares são obtidas experimentalmente, em geral, pelo fabricante dos componentes.

As perdas singulares podem ser expressas de diferentes maneiras. Serão apresentadas duas maneiras simples e usuais.

FATOR K:

É também chamado de coeficiente de resistência:

$$K = \left(\frac{\Delta p}{\rho g} \right) \times \frac{1}{(V^2/2g)}$$

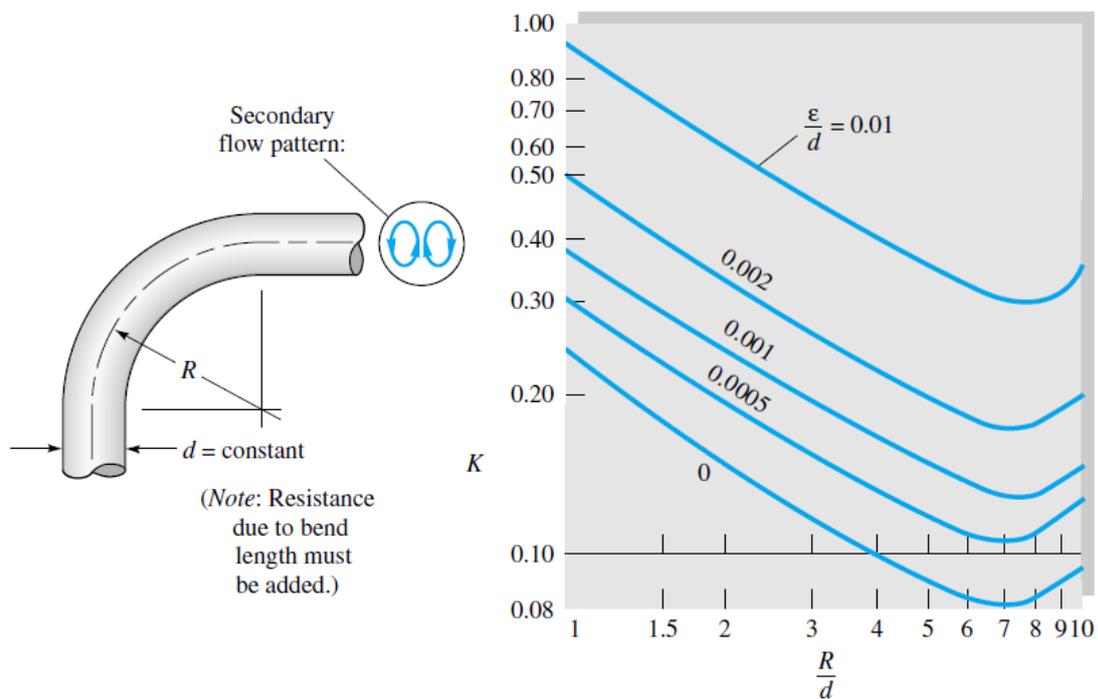
Assim:

$$K \frac{V^2}{2g} = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{(\text{perdas})}{g}$$

Há valores tabelados para diversas singularidades. Normalmente é considerado independente de Re (aproximação razoável na prática, para escoamento com alto Re ; esse coeficiente e f independem de Re).

	Nominal diameter, in									
	Screwed				Flanged					
	$\frac{1}{2}$	1	2	4	1	2	4	8	20	
Valves (fully open):										
Globe	14	8.2	6.9	5.7	13	8.5	6.0	5.8	5.5	
Gate	0.30	0.24	0.16	0.11	0.80	0.35	0.16	0.07	0.03	
Swing check	5.1	2.9	2.1	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	
Angle	9.0	4.7	2.0	1.0	4.5	2.4	2.0	2.0	2.0	
Elbows:										
45° regular	0.39	0.32	0.30	0.29						
45° long radius					0.21	0.20	0.19	0.16	0.14	
90° regular	2.0	1.5	0.95	0.64	0.50	0.39	0.30	0.26	0.21	
90° long radius	1.0	0.72	0.41	0.23	0.40	0.30	0.19	0.15	0.10	
180° regular	2.0	1.5	0.95	0.64	0.41	0.35	0.30	0.25	0.20	
180° long radius					0.40	0.30	0.21	0.15	0.10	
Tees:										
Line flow	0.90	0.90	0.90	0.90	0.24	0.19	0.14	0.10	0.07	
Branch flow	2.4	1.8	1.4	1.1	1.0	0.80	0.64	0.58	0.41	

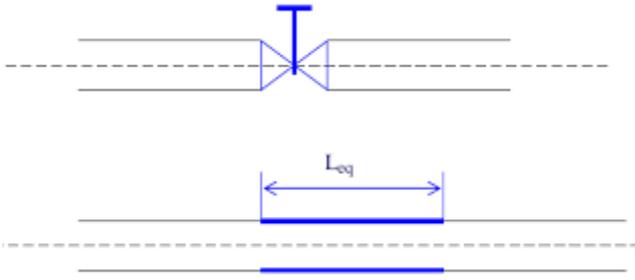
Referência: WHITE, F. M. Fluid Mechanics, 4ª edição, Tabela 6.5. McGraw-Hill, 1998.



Referência: WHITE, F. M. Fluid Mechanics, 4ª edição, Figura 6.20. McGraw-Hill, 1998.

COMPRIMENTO EQUIVALENTE:

A singularidade é tratada como um trecho de tubo que apresenta a mesma perda de energia mecânica que a singularidade.



$$\frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{(\text{perdas})}{g} = \frac{2fL_{eq}V^2}{gD}$$

f é o fator de atrito da tubulação na qual a singularidade se conecta.

D é o diâmetro interno do tubo que contém a singularidade.

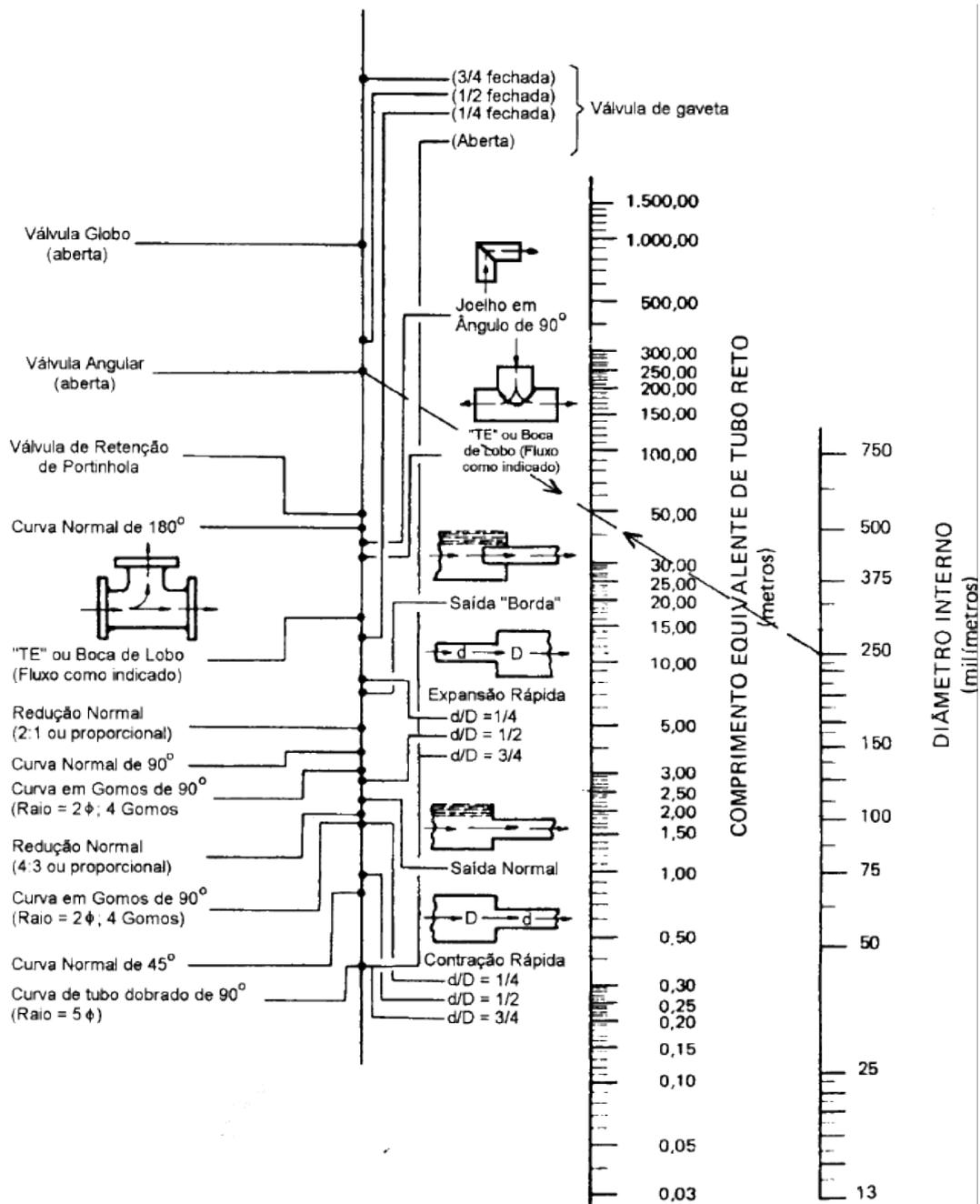
A perda de energia é equivalente à perda causada por um tubo cujo comprimento é L_{eq} . Assim, a perda de energia de uma singularidade pode ser simplesmente somada ao comprimento de tubo já existente.

$$(\text{perdas})_{TOTAL} = (\text{perdas})_{TUBOS} + (\text{perdas})_{SINGULARIDADES}$$

Description of Product				Equivalent Length in Pipe Diameters (L/D)
Globe Valves	Stem Perpendicular to Run	With no obstruction in flat, bevel, or plug-type seat With wing or pin guided disk	Fully open Fully open	340 450
	Y-Pattern	(No obstruction in flat, bevel, or plug type seat) —With stem 60 degrees from run of pipe line —With stem 45 degrees from run of pipe line	Fully open Fully open	175 145
Angle Valves		With no obstruction in flat, bevel, or plug type seat With wing or pin guided disk	Fully open Fully open	145 200
Gate Valves	Wedge, Disk, Double Disk, or Plug Disk		Fully open Three-quarters open One-half open One-quarter open	13 35 160 900
	Pulp Stock		Fully open Three-quarters open One-half open One-quarter open	17 50 260 1,200
Conduit Pipe Line Gate, Ball, and Plug Valves			Fully open	3**
Check Valves	Conventional Swing		0.5† . . . Fully open	135
	Clearway Swing		0.5† . . . Fully open	50
	Globe Lift or Stop; Stem Perpendicular to Run or Y-Pattern		2.0† . . . Fully open	Same as Globe
	Angle Lift or Stop In-Line Ball	2.5 vertical and 0.25 horizontal† . . . Fully open	2.0† . . . Fully open	Same as Angle 150
Foot Valves with Strainer	With poppet lift-type disk		0.3† . . . Fully open	420
	With leather-hinged disk		0.4† . . . Fully open	75
Butterfly Valves (8-inch and larger)			Fully open	40
Cocks	Straight-Through	Rectangular plug port area equal to 100% of pipe area	Fully open	18
	Three-Way	Rectangular plug port area equal to 80% of pipe area (fully open)	Flow straight through Flow through branch	44 140
Fittings	90-Degree Standard Elbow			30
	45-Degree Standard Elbow			16
	90-Degree Long Radius Elbow			20
	90-Degree Street Elbow			50
	45-Degree Street Elbow			26
	Square Corner Elbow			57
Standard Tee	With flow through run			20
	With flow through branch			60
Close Pattern Return Bend				50
**Exact equivalent length is equal to the length between flange faces or welding ends.			†Minimum calculated pressure drop (psi) across valve to provide sufficient flow to lift disk fully.	

Comprimento equivalente em diâmetro de tubulação (L/D) para válvulas e conexões

Referência: CRANE. Flow of fluids through valves, fittings and pipe. New York: Crane Co, 1965.



Ábaco de alinhamento para determinação de comprimento equivalente de singularidades
 Referência: CRANE, Technical Paper N.409, Engineering Div., 1942. In: LUDWIG, E. E.
 Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants, Volume 1, 3ª edição, Figura 2-
 20. Elsevier, 1995.

Há incertezas consideráveis nos valores de K e Leq , já que as perdas variam com diâmetro de tubo, rugosidade da superfície, Re e detalhes do projeto. Para válvulas, aparentemente idênticas, os valores podem diferir de um fator de 2 ou mais para diferentes fabricantes. É desejável utilizar os dados do fabricante escolhido nos projetos finais, no lugar de utilizar dados de manuais.