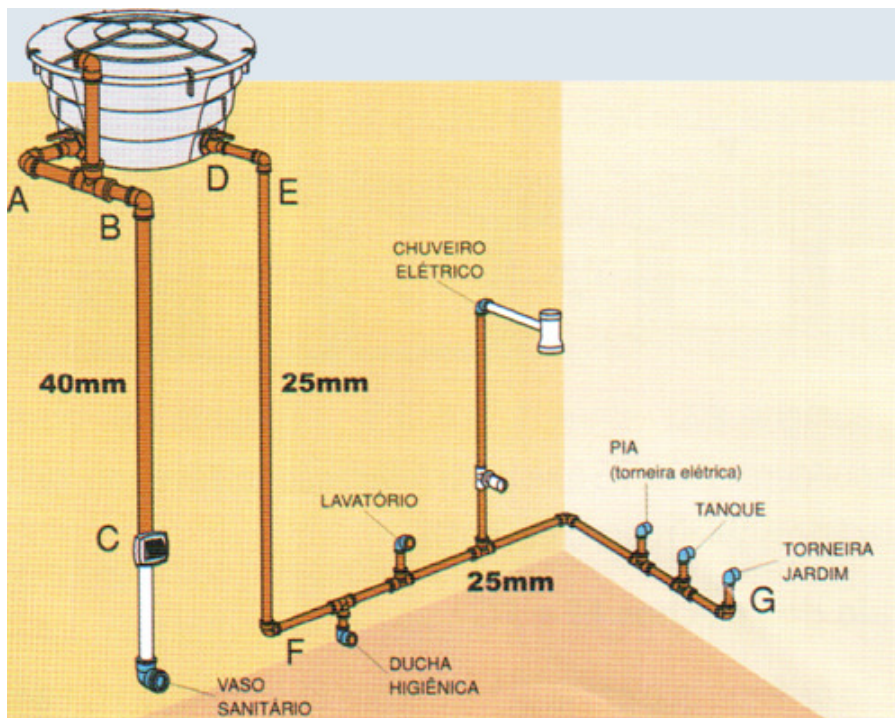


INSTITUTO FEDERAL
SANTA CATARINA

CAMPUS SÃO JOSÉ

ÁREA TÉCNICA DE
REFRIGERAÇÃO E
CONDICIONAMENTO DE AR



MECÂNICA DE FLUIDOS (MFL)

Volume II – Dinâmica de Fluidos

Prof. Carlos Boabaid Neto, M. Eng.

2011

DINÂMICA DOS FLUIDOS

O presente Volume II apresenta o estudo da dinâmica dos fluidos, ou seja, o estudo do movimento e de suas causas.

Ênfase é dada ao estudo da equação da conservação da energia em escoamentos, a famosa Equação de Bernoulli. Através desta equação e das informações básicas para determinação da perda de carga em escoamentos, serão apresentados métodos de dimensionamento de dutos. Por fim, noções gerais de ventilação serão apresentados.

Mais informações sobre o assunto podem ser facilmente encontradas em catálogos, páginas de Internet, livros e no portal do WIKI – (www.sj.ifsc.edu.br/wiki).

1. Viscosidade de fluidos

A viscosidade é uma propriedade que expressa as consequências das interações entre as moléculas do fluido. Em outras palavras, permite medir de maneira macroscópica as consequências destas interações.

Nas substâncias no estado líquido, as moléculas encontram-se relativamente próximas, e existe uma força de coesão entre elas. Assim, quando o fluido se movimenta, esta força de coesão dificulta a movimentação. Macroscopicamente, isto pode ser interpretado como se existisse um atrito interno. Quando a temperatura do líquido aumenta, as moléculas aumentam seu grau de agitação e, desta forma, a distância entre as moléculas aumenta, diminuindo a força de coesão. Então, em líquidos, o aumento de temperatura provoca uma redução da viscosidade.

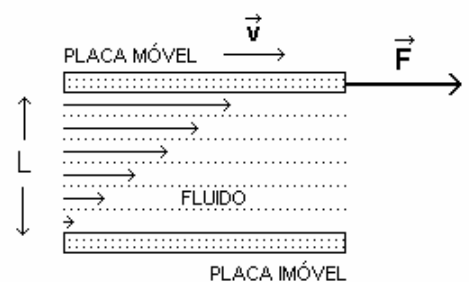
Já no estado gasoso, as moléculas possuem elevado grau de agitação, e por isso encontram-se “livres”, não existindo uma força de coesão entre elas. Entretanto, as moléculas chocam-se continuamente.

Já nos gases, a viscosidade é originada pelo choque entre as moléculas. Desta maneira, enquanto que nos gases a viscosidade cresce com o aumento da temperatura, nos líquidos ocorre o oposto. Com o aumento da temperatura, aumenta a energia cinética média das moléculas, aumenta a distância média entre elas, e menos efetivas se tornam as forças intermoleculares, diminuindo assim a viscosidade.

Fluido	Comportamento	Fenômeno
Líquidos	A viscosidade diminui com a temperatura	Tem espaçamento entre moléculas pequeno e ocorre a redução da atração molecular com o aumento da temperatura.
Gases	A viscosidade aumenta com a temperatura	Tem espaçamento entre moléculas grande e ocorre o aumento do choque entre moléculas com o aumento da temperatura.

Para entender a natureza da viscosidade, suponhamos duas placas sólidas planas, uma sobre a outra, com um fluido contínuo entre elas (figura ao lado).

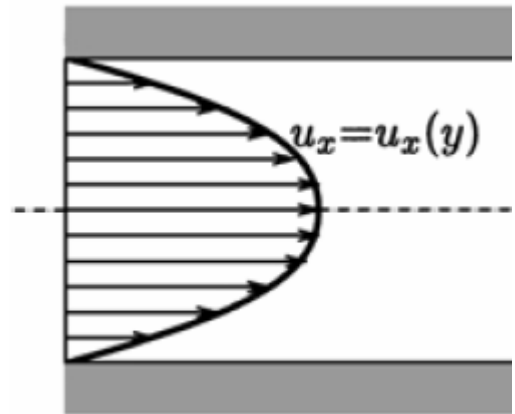
Aplicando uma força constante a uma das placas, a experiência mostra que ela se moverá, sendo acelerada até atingir uma velocidade constante. Se a intensidade da força aplicada for duplicada, por exemplo, a velocidade também duplica. Ou seja, a velocidade é proporcional à força aplicada. Imaginando que o líquido entre as placas se separa em lâminas paralelas, o efeito da força aplicada é o de produzir diferenças de velocidade entre lâminas de fluido adjacentes. A lâmina adjacente à placa móvel se move solidária com ela, ou seja, com velocidade, e a lâmina adjacente à placa imóvel está solidária com esta, ou seja, tem velocidade nula. O



escorregamento de uma lâmina em relação à outra gera “atrito” entre as lâminas adjacentes, causando dissipação de energia mecânica, e esta dissipação permite determinar a viscosidade do

líquido. Ou, de modo inverso, podemos dizer que o atrito e a dissipação mecânica são consequência da viscosidade.

O fato do fluido mover-se solidariamente à placa móvel, e manter-se imóvel junto à placa fixa, mostra que as moléculas do fluido aderem às superfícies sólidas. Ou seja, para que fluidos se desloquem através de tubulações, é necessário aplicar energia para que o fluido se mova. Do contrário, a tendência do fluido será a de permanecer em repouso. A perda de energia que o fluido sofre ao se deslocar é chamada “perda de carga”, e é consequência direta da viscosidade. Outra consequência é a formação de um “perfil” de velocidades ao longo da seção transversal, conforme a figura ao lado, pois, se o fluido tem velocidade zero junto às paredes, deverá ter máxima velocidade no centro da tubulação.



Na Mecânica dos Fluidos, utiliza-se duas medidas de viscosidade. A **viscosidade dinâmica**, ou absoluta, é indicada pela letra μ , e tem como unidade [Pa.s]. Também é utilizada a unidade [poise], que corresponde à 0,1 Pa.s. A tabela abaixo traz, para efeito de comparação, valores de viscosidade de alguns líquidos e gases.

Tabela 1 - **Coefficientes de Viscosidade** [centipoise]

Líquidos		Gases	
Glicerina (20 °C)	830	Ar (0 °C)	0,0171
Água (0 °C)	1,79	Ar (20 °C)	0,0181
Água (100 °C)	0,28	Ar (100 °C)	0,0218
Éter (20 °C)	1,24	Água (100 °C)	0,0132
Mercúrio (20 °C)	1,54	CO ₂ (15 °C)	0,0145

A **viscosidade cinemática**, representada pela letra ν , tem unidade [m²/s]. Também é utilizada a unidade [stoke], que equivale a 1 cm²/s. Desta forma, 1 centistoke = 10⁻⁶ m²/s. A relação entre as duas medidas de viscosidade é dada por:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad [\text{m}^2/\text{s}]$$

Para a água, ν é da ordem de 1x10⁻⁶ m²/s, e para o ar, da ordem de 1,5 x 10⁻⁵ m²/s (ambas a 20°C). Nos anexos, são apresentadas tabelas para a viscosidade cinemática da água e do ar, em diferentes valores de temperatura, bem como um gráfico comparativo de valores de viscosidade cinemática de diversos fluidos.

2. Conservação da Massa

O princípio da conservação da massa afirma que “massa não pode ser criada nem destruída”. Desta forma, a quantidade total de massa, em qualquer processo que se analise, deve se manter constante. Isto não é absolutamente verdade, pois já foi provado que, quando níveis elevadíssimos de energia estão envolvidos (como nas reações nucleares), massa pode se converter em energia e vice-versa. Entretanto, para os propósitos práticos, o princípio da conservação da massa é válido.

Assim, considere-se um fluido de densidade ρ escoando numa tubulação sem derivações (Fig.1). As massas de fluido que escoam através das seções transversais 1 e 2, de áreas A_1 e A_2 , em um intervalo de tempo Δt , são:

$$m_1 = \rho A_1 v_1 \Delta t \quad \text{e} \quad m_2 = \rho A_2 v_2 \Delta t$$

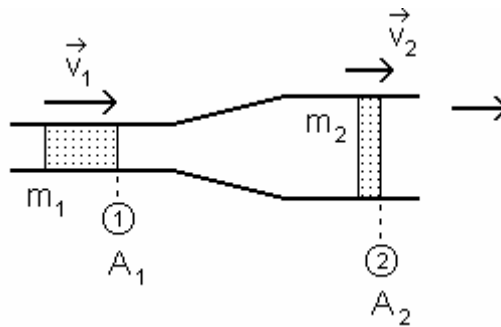


Figura 1 - Escoamento de fluido em uma tubulação

onde v_1 e v_2 são os módulos das velocidades médias nas seções 1 e 2, respectivamente. Como não existem derivações, $m_1 = m_2$, de modo que:

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2$$

Se não ocorrerem alterações de temperatura e pressão muito significativas entre 1 e 2,

$$\rho_1 = \rho_2$$

e assim

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad \text{ou} \quad A \cdot v = \text{constante}$$

Esta é a *equação da continuidade* e expressa, em dinâmica de fluidos, o princípio de conservação da massa. A quantidade

$$Q \equiv A \cdot v = \frac{V}{\Delta t} \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

é chamada *vazão volumétrica* (ou simplesmente vazão) e representa o volume de fluido que escoam através de uma seção transversal por unidade de tempo. A *vazão mássica* (ou fluxo de massa), é dada por:

$$\dot{m} = \rho \cdot Q = \rho \cdot A \cdot v \quad [\text{kg/s}]$$

e representa a massa de fluido que escoar através de uma seção transversal por unidade de tempo.

3. Conservação da Energia

Considere o escoamento através de um duto entre os pontos 1 e 2.

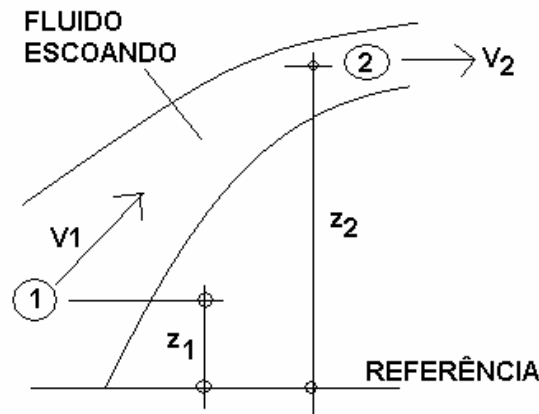


Figura 2 – Ilustração do escoamento de um fluido dentro de uma canalização

Aplicando a conservação de energia para um fluido, deslocando-se entre os pontos 1 e 2 (ao longo de uma linha de corrente), e desprezando-se as trocas de calor do fluido com o meio externo, tem-se que a soma das energias de pressão (termodinâmica), e mecânica (cinética e potencial) no ponto 1 é igual a soma das energias no ponto 2. Além disso, desprezando-se variações de densidade do fluido ao longo do escoamento (neste caso é chamado de escoamento incompressível), o princípio da conservação da energia pode ser descrito pela equação a seguir, chamada **Equação de Bernoulli**:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2$$

onde p é a pressão absoluta [Pa], ρ é a densidade [kg/m^3], z é a elevação em relação a um nível de referência [m], e V é a velocidade média do fluido [m/s]. Observe que a unidade $[(\text{m}/\text{s})^2]$ é uma forma diferente de se escrever a unidade de energia específica [J/kg], pois:

$$\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \times \frac{\text{kg}}{\text{kg}} = \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times \text{kg}\right) \times \text{m} \times \frac{1}{\text{kg}} = \text{N} \times \text{m} \times \frac{1}{\text{kg}} = \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Desta forma, podemos aplicar a equação de Bernoulli para uma linha de corrente ligando dois pontos quaisquer do escoamento (desde que haja uma comunicação direta entre estes dois pontos, ou seja, o fluido efetivamente possa sair do ponto 1 e chegar ao ponto 2).

Uma aplicação simples dessa equação é apresentada a seguir. Para determinar a velocidade (e por consequência a vazão) da água que escoar através de um furo na base de um tanque, aplica-se Bernoulli entre a superfície livre do tanque, e o bocal de saída.

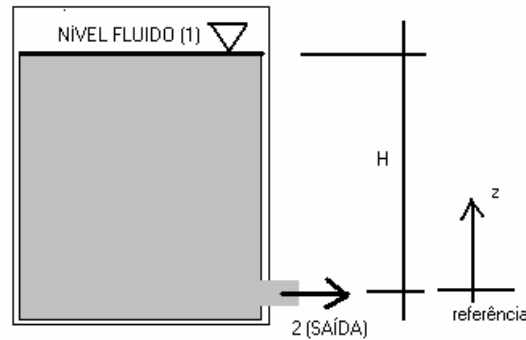
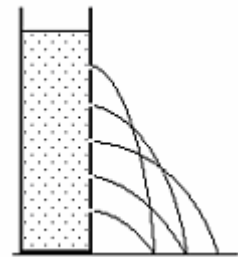


Figura 3 - escoamento de fluido por um orifício

Observa-se que, neste caso, utiliza-se como referência de nível o ponto 2. Desta forma, $z_1 = H$, enquanto $z_2 = 0$. A pressão em 1 é a da atmosfera. Como em 2 o fluido está escoando na forma de um jato livre, sua pressão também é a da atmosfera ($p_1 = p_2 = p_{atm}$). Estes dois termos se anulam na equação de Bernoulli. A velocidade do fluido no ponto 1, que fica na superfície livre do tanque, é praticamente zero ($V_1 \cong 0$). Assim, com as devidas simplificações, obtém-se:

$$gz_1 = \frac{V_2^2}{2} \quad \leftrightarrow \quad V_2 = \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

A figura ao lado demonstra a trajetória aproximada do jato, em função da posição do bocal. A distância que o jato alcança depende da velocidade. Mas, quanto mais baixo estiver o bocal, menor é a distância da queda. Desta forma, a máxima distância é obtida quando o bocal está situado à meia altura.



A medição de velocidade de um fluido em uma tubulação é essencial para a determinação dos demais parâmetros (vazão volumétrica e mássica). O aparato chamado tubo Venturi, ilustrado na Figura 4, é uma das formas de se determinar a velocidade. Considere-se um fluido de densidade ρ escoando por uma tubulação cuja seção transversal tem área A_1 . O tubo Venturi consiste em um estrangulamento colocado nesta tubulação, cujo “gargalo” tem seção transversal A_2 . Duas tomadas de pressão estática são adaptadas antes do Venturi, e no gargalo. Um manômetro é montado de forma a medir a diferença de pressão entre as duas tomadas. No estrangulamento, o módulo da velocidade do fluido aumenta (pela equação da continuidade) e a pressão diminui (pela equação de Bernoulli).

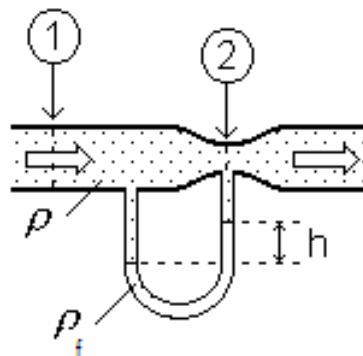


Figura 4 - Medição da pressão em um escoamento através de medidor de Venturi.

Tomando a tubulação na horizontal, a equação de Bernoulli fica:

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = P_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2$$

e como $v_1 A_1 = v_2 A_2$, pela equação da continuidade, temos:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{1}{2} \rho v_1^2 \left(\frac{A_1^2 - A_2^2}{A_2^2} \right)$$

ou

$$v_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P \cdot A_2^2}{\rho (A_1^2 - A_2^2)}}$$

Se, conforme ilustrado na Figura 4, for utilizado um manômetro de coluna de líquido, cuja densidade é ρ_f , a equação acima torna-se:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot \rho_f \cdot g \cdot h \cdot A_2^2}{\rho (A_1^2 - A_2^2)}}$$

4. Escoamentos com perda de carga

Na prática, os escoamentos nas tubulações sofrem o efeito do atrito do fluido com as paredes internas. Ou seja, há perda de carga. Nesse caso a equação de Bernoulli deve ser reescrita da seguinte forma:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 + \Delta e \quad \left(\frac{m}{s}\right)^2 \text{ ou } \left[\frac{J}{kg}\right]$$

Onde o termo Δe , cuja unidade é [J/kg], representa a perda de energia no escoamento por atrito. Às vezes, esta perda é representada na forma de perda de pressão estática, Δp_{atrito} , que é calculada como:

$$\Delta p_{\text{atrito}} = \Delta e \cdot \rho \quad \left[\frac{J}{m^3}\right] \text{ ou } [Pa]$$

ou ainda, expressa na forma de “altura manométrica” (H_{atrito}),

$$H_{\text{atrito}} = \frac{\Delta e}{g} \quad [m]$$

Existem muitos métodos para o cálculo das perdas de carga. O método aqui apresentado prevê o cômputo de duas parcelas distintas: a perda de carga nos tubos retos, e as perdas de carga localizadas em acessórios:

$$\Delta e = (\Delta e)_{\text{retos}} + (\Delta e)_{\text{localizada}}$$

Para dutos retos, a perda de carga entre dois pontos distantes de uma distância L um do outro é calculada da seguinte forma:

$$\Delta e = f \cdot \frac{L}{D} \frac{V^2}{2}$$

onde D diâmetro [m]
 L comprimento linear da tubulação [m]
 V velocidade média do fluido na tubulação [m/s]
 f fator de atrito

No caso de tubulações onde a seção transversal não é circular, utiliza-se o conceito de diâmetro equivalente (D_e), que representa o diâmetro que uma tubulação de seção circular precisaria ter, para apresentar a mesma resistência que a tubulação em questão. Para dutos retangulares, pode-se utilizar a seguinte relação:

$$D_e = \frac{1,30 \cdot (a \cdot b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}}$$

onde: a = comprimento de um lado do duto [m]
 b = comprimento do lado adjacente do duto [m]

Para dutos com seção oval, tem-se:

$$D_e = \frac{1,55 \cdot A^{0,625}}{P^{0,25}}$$

onde:

$$A = \left(\pi b^2 / 4 \right) + b(a - b)$$

$$P = \pi b + 2(a - b)$$

onde: a = maior dimensão do plano oval do duto, mm
b = menor dimensão do plano oval do duto, mm

O parâmetro “f” representa o fator de atrito, que é um parâmetro adimensional determinado em função do número de Reynolds (Re) do escoamento, e da rugosidade relativa da tubulação (ϵ/D). O número de Reynolds é calculado como segue:

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

No cálculo do número de Reynolds, para o caso de tubulações onde a seção transversal não é circular, utiliza-se o conceito de diâmetro hidráulico (D_h):

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{P}$$

onde: A = área da seção transversal do duto [m²]
P = perímetro da seção transversal do duto, [m]

Para escoamentos laminares ($Re < 2300$), o escoamento é praticamente independente da rugosidade, e o fator de atrito pode ser calculado por:

$$f = \frac{64}{Re}$$

Para escoamentos turbulentos ($Re > 2300$), a ASHRAE sugere a equação a seguir:

$$f_1 = 0,11 \left(\frac{\epsilon}{D} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$$

onde: ϵ = rugosidade absoluta do material [mm]
D = diâmetro equivalente [mm]

Se o resultado de f_1 for igual ou maior que 0,018, então o fator de atrito é o próprio f_1 . Senão, o fator de atrito deve ser calculado como:

$$f = 0,85 \cdot f_1 + 0,0028$$

A tabela a seguir apresenta os valores de rugosidade (ϵ) para alguns dos materiais mais utilizados em tubulações na área de refrigeração e condicionamento de ar. Observe que, no caso dos metais, com o passar do tempo, a oxidação e a incrustação (óxidos e outros metais, presentes na água, que vão aderindo à superfície metálica) aumentam significativamente os valores de rugosidade.

Tabela 2 – valores de rugosidade absoluta

material	rugosidade ϵ [mm]
Aço laminado novo	0,0015
Aço laminado usado	0,046
Aço galvanizado	0,15
chapa de aço	0,05
Cobre	0,002
Ferro fundido novo	0,26 - 1
Ferro fundido enferrujado	1 - 1,5
Ferro fundido c/ incrustação	1,5 - 3
Plástico	0,0015
PVC rígido	0,005

Pode-se utilizar também os diagramas de Moody para obtenção do fator de atrito. Estes diagramas, apresentados nos anexos, fornecem o fator de atrito em função do número de Reynolds (abscissa), para diferentes relações de rugosidade relativa (relação D/ϵ ou ϵ/D).

A parcela de perda de carga relativa às perdas de carga localizadas é calculada somando-se os efeitos de perda de carga dos diferentes tipos de obstruções que podem existir ao longo de uma tubulação. Variações de seção transversal (expansões e contrações), curvas, joelhos, bifurcações (Tês), válvulas, são acessórios presentes em uma tubulação que provocam um distúrbio no escoamento do fluido, roubando-lhe energia, provocando perda de carga localizada.

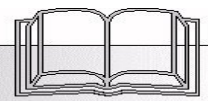
Em geral, a presença de obstáculos ao escoamento é matematicamente traduzida como um acréscimo no comprimento equivalente das tubulações. Assim sendo, há tabelas que informam o quanto cada peça (válvulas, curvas etc) acrescentam de comprimento ao trecho reto já existente da tubulação, conforme o diâmetro. Nos anexos, são apresentadas algumas tabelas deste tipo.

Assim, a equação para a perda de carga total pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\Delta e = (L + \Sigma L_e) \cdot \frac{f}{D_e} \cdot \frac{V^2}{2}$$

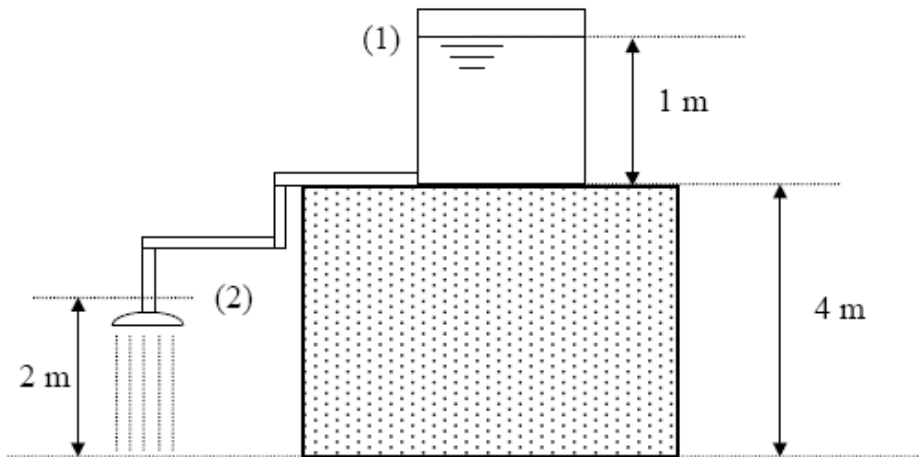
onde: ΣL_e somatório das perdas de carga localizadas de todos os acessórios presentes no trecho considerado
 D_e diâmetro equivalente

EXEMPLO RESOLVIDO



Calcular a vazão em um chuveiro residencial mostrado na figura a seguir. A caixa d'água de 1,0 m de altura está apoiada sobre uma laje de 4,0 m de altura e alimenta a tubulação de um chuveiro. A

tubulação é em PVC e tem diâmetro de $\frac{3}{4}$ ". O comprimento total de tubulação reta é de 12 m. O chuveiro impõe uma perda de carga equivalente a 3 m de tubulação reta.



A aplicação da equação de Bernoulli com perda de carga entre os pontos (1) e (2), e considerando que $p_1 = p_2 = p_{atm}$, e $V_1 \cong 0$, resulta em:

$$gz_1 = \frac{V_2^2}{2} + gz_2 + f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V_2^2}{2}$$

e, rearranjando os termos,

$$V_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot (z_1 - z_2)}{\left(1 + f \cdot \frac{L}{D}\right)}}$$

A variável L representa o comprimento total da tubulação, o que inclui o somatório do comprimento de todos os trechos retos, e o somatório das perdas de carga localizadas dos acessórios, expressas em comprimento equivalente. Assim, para o diâmetro $D = 19,05$ mm,

• joelho $90^\circ = 1,2$ m x 3 joelhos	= 3,6 m
• chuveiro	= 3,0 m
Total acessórios	= 6,6 m
• trechos retos	= 12,0 m
Total	= 18,6 m

Para o cálculo do fator de atrito, é necessário conhecermos a velocidade do fluido, mas este é justamente a variável que queremos calcular. Sugere-se iniciar o cálculo, arbitrando-se (isto é, escolhendo-se) um certo valor para o fator de atrito (por exemplo, $f = 0,01$). Após um primeiro cálculo da velocidade (primeira aproximação), o fator de atrito é recalculado, recalculando-se também a velocidade, e assim sucessivamente.

A aplicação da equação de Bernoulli entre os pontos (1) e (2) resulta em:

$$V_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot (5 - 2)}{\left(1 + 0,01 \cdot \frac{18,6}{0,01905}\right)}} = 2,34 \text{ [m/s]}$$

Para este valor de velocidade, e considerando a viscosidade cinemática da água à 20°C ($1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$):

$$\text{Re} = \frac{2,34 \cdot 0,01905}{1 \times 10^{-6}} = 44600$$

confirmando tratar-se de um escoamento em regime turbulento. Como o PVC tem rugosidade de 0,005 mm (tabela), o fator de atrito é calculado como:

$$f' = 0,11 \left(\frac{0,005}{19,05} + \frac{68}{44600} \right) = 1,97 \times 10^{-4}$$

e como $f' < 0,018$,

$$f = 0,85 \cdot 1,97 \times 10^{-4} + 0,0028 = 0,002967$$

Refaz-se então o cálculo da velocidade, e do fator de atrito. Após cerca de 4 iterações,

$$V_2 = 3,915 \text{ m/s}$$

e

$$Q = V_2 \cdot \pi \cdot D^2 / 4 = 0,00112 \text{ m}^3/\text{s} = \mathbf{67 \text{ litros/min}}$$

5. Sistemas com máquinas de fluxo

Em aplicações envolvendo o uso de uma máquina de fluxo (bomba ou ventilador) para deslocamento do fluido, a equação de Bernoulli passa a ter a seguinte forma:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 + w_B = \frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 + \Delta e \quad \left(\frac{m}{s}\right)^2 \text{ ou } \left[\frac{J}{kg}\right]$$

onde a grandeza w_B representa a energia específica de bombeamento. A potência teórica de bombeamento, \dot{W}_B , é obtida por:

$$\dot{W}_B = \dot{m} \times w_B \quad [W]$$

cujas unidades são: $\left(\frac{m}{s}\right)^2 \times \left(\frac{kg}{s}\right) = \left(kg \cdot \frac{m}{s^2} \cdot \frac{m}{s}\right) = \frac{N \cdot m}{s} = \frac{J}{s} = W$

Assim, a potência teórica de uma bomba hidráulica (ou de um ventilador) pode ser determinada da seguinte forma:

$$\dot{W}_B = \dot{m} \cdot \left[\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \Delta e \right]$$

Muitas vezes, a capacidade, ou potência, de uma bomba, é indicada pela variável altura manométrica “ H_b ”, calculada por:

$$H_b = \frac{w_B}{g} \quad [m] \quad \text{ou} \quad [mca]$$

Em outras palavras, a altura manométrica representa, aproximadamente, a diferença de nível que uma bomba é capaz de vencer, “elevando” a água de um ponto 1 a um ponto 2. Outra forma de apresentar a capacidade da bomba é mediante o ganho de pressão estática de que a bomba é capaz, Δp_b , que é calculada como:

$$\Delta p_b = w_b \cdot \rho \quad \left[\frac{J}{m^3}\right] \text{ ou } [Pa]$$

Seleção de uma bomba hidráulica

Após a determinação da altura manométrica da instalação, H_b , e da potência teórica, \dot{W}_B , é preciso realizar a seleção da bomba, o que é feito a partir de curvas características e catálogos apresentados pelos fabricantes. Em geral, os fabricantes fornecem gráficos da capacidade energética da bomba, em termos de altura manométrica total, em função da vazão, conforme o gráfico a seguir:

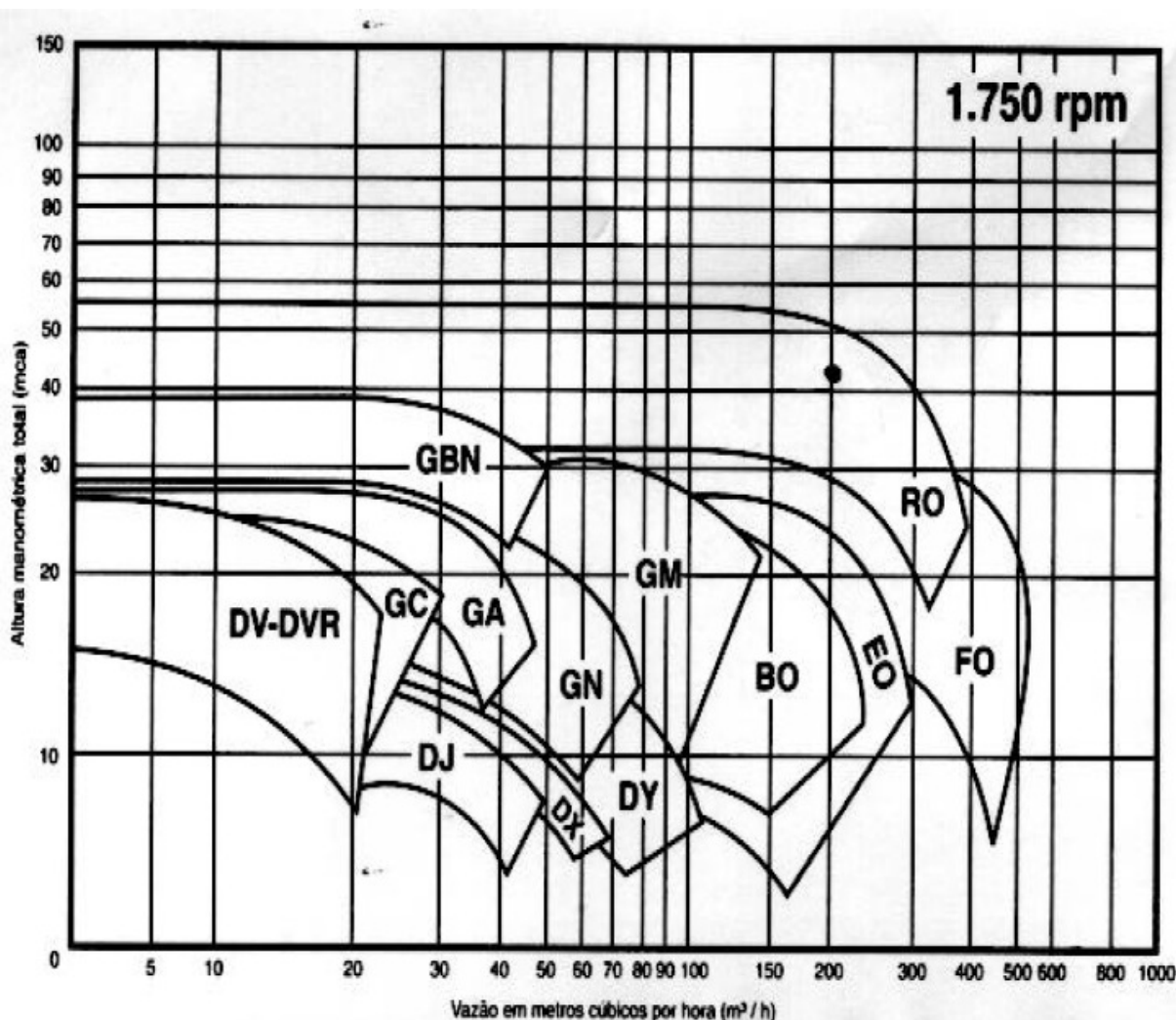


Figura 5 – Gráfico típico de características de uma bomba hidráulica

Além disto, em instalações hidráulicas há que se observar (e prevenir) a possibilidade de ocorrência de cavitação. A **cavitação** é um fenômeno que ocorre em máquinas hidráulicas devido às variações súbitas de pressão que a água pode sofrer devido ao movimento dos rotores das bombas e das turbinas. Este fenômeno consiste na implosão de pequenas bolhas de vapor, que chegam a provocar a erosão do metal dos rotores, reduzindo drasticamente sua vida útil e que, de maneira geral, provoca perda de eficácia e de rendimento da máquina hidráulica.

A Figura 6 mostra as duas situações típicas de instalações, quanto à posição da bomba. O problema de cavitação é mais provável de surgir quando a bomba não está afogada. Nestes casos, o problema do projetista/instalador consiste em avaliar se a situação da instalação pode ou não causar cavitação, e buscar formas de evitá-la.

O parâmetro utilizado para esta análise chama-se NPSH (*net positive suction head*), que representa a energia disponível na instalação para permitir a sucção do fluido. Considerando-se as características físicas de uma determinada instalação, obtém-se o NPSH disponível:

$$\text{NPSH}_{\text{disponível}} = (H_{\text{atm}} - H_{\text{v}}) - \Delta H_{\text{s}} \pm H_{\text{s,max}}$$

onde: $\text{NPSH}_{\text{disponível}}$ = energia disponível na instalação para sucção, em [m];

H_{atm} = altura manométrica correspondente à pressão atmosférica local (Tabela 3), [m];

H_s = altura de sucção; tem sinal positivo quando a bomba está afogada, e negativo quando estiver acima do nível d'água [m];
 H_v = pressão de vapor do fluido em função da sua temperatura (Tabela 4), [m];
 ΔH_s = perda de carga total na linha de sucção (m).

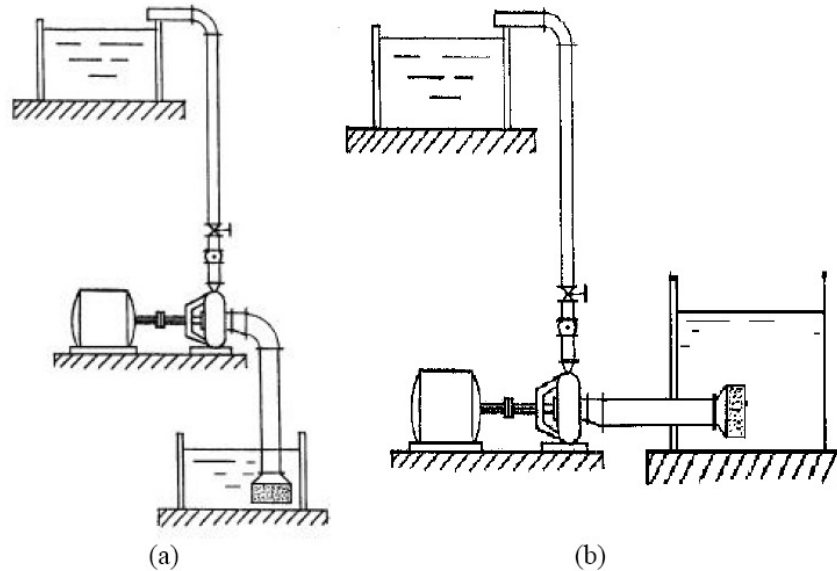


Figura 6 – Bomba de sucção positiva (a); e bomba afogada (b)

Os termos H_{atm} e H_v são determinados com a ajuda das tabelas citadas. O termo H_s deve ser medido entre o nível do reservatório de captação, e o eixo da bomba, como ilustra a figura abaixo:

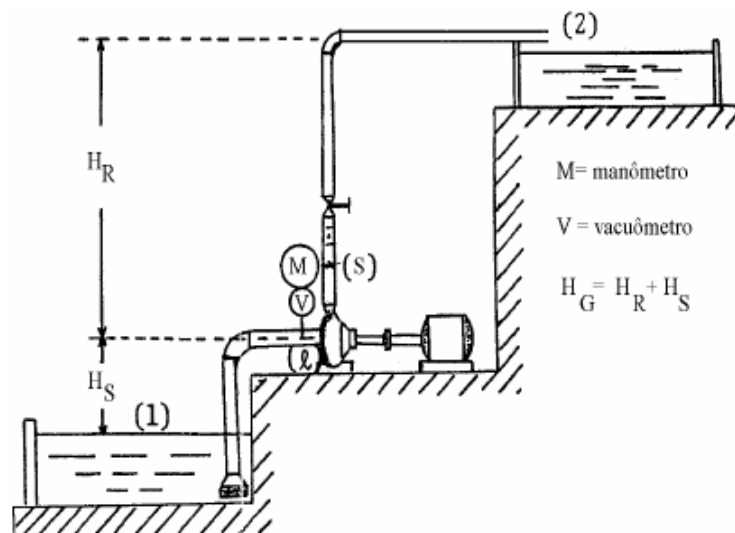


Figura 7 – Representação das alturas de sucção e recalque em uma instalação

O termo ΔH_s deve ser calculado conforme a metodologia apresentada na seção anterior.

Por outro lado, o $NPSH_{requerido}$ representa a "carga energética líquida requerida pela bomba" para promover a sucção. Este parâmetro é uma característica de cada bomba, e é objeto de estudo do fabricante, sendo fornecido graficamente através de catálogos. Desta forma, é necessário comparar a energia disponível na instalação (o $NPSH_{disponível}$, característica da instalação) com a energia requerida pela bomba (característica da bomba), de forma que:

$$NPSH_{disponível} \geq NPSH_{requerido} \cdot$$

Caso contrário, haverá cavitação em decorrência de uma sucção deficiente. No caso das bombas de sucção positiva (não afogadas), pode-se fazer o cálculo inverso e determinar a máxima altura de sucção permissível, pela seguinte equação:

$$H_{S,\max} \leq (H_{\text{atm}} - H_v) - \Delta H_s - \text{NPSH}_{\text{requerido}}$$

As figuras ao lado demonstram a forma típica como são apresentadas as informações técnicas para bombas hidráulicas centrífugas. Pode-se perceber que:

- quanto maior a vazão, menor a capacidade de trabalho (altura manométrica);
- quanto maior a vazão, maior o $\text{NPSH}_{\text{requerido}}$;
- o rendimento (eficiência) da bomba atinge um valor máximo para um determinado valor de vazão;

Então, o procedimento básico é o seguinte:

- determina-se a altura manométrica da instalação;
- seleciona-se um determinado modelo de bomba, a partir de um gráfico do 1º tipo (ver também Figura 5);
- para a bomba selecionada, verificar se a instalação apresenta NPSH maior que o $\text{NPSH}_{\text{requerido}}$ da bomba (gráfico do 3º tipo); caso negativo, é necessário voltar ao passo (ii) e selecionar outra bomba;
- para a bomba selecionada, avaliar o rendimento da bomba (gráfico do 2º tipo); o rendimento não deverá ser muito baixo, pois evidentemente isto se refletirá em consumo de energia excessivo;

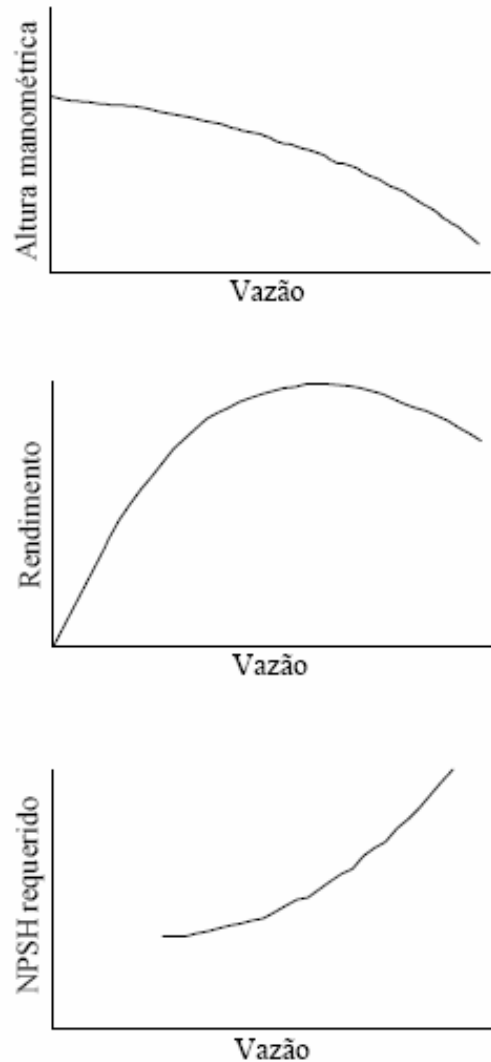
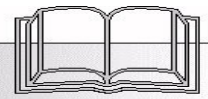


Figura 8 – Curvas características de bombas centrífugas

EXEMPLO RESOLVIDO



Calcular a potência da bomba para elevação da água até o reservatório superior. Considere a velocidade do fluido no ponto 2 como sendo 5 m/s.

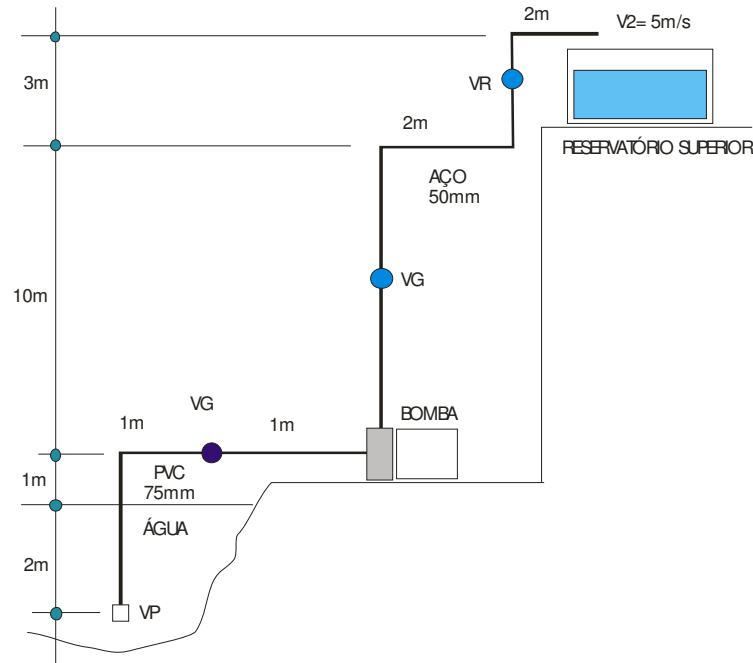


Figura 10- Ilustração de uma instalação para bombeamento

Para a definição das perdas de carga, acessórios e curvas e válvulas acrescentam um comprimento equivalente de trecho reto, da seguinte forma. Na sucção, para o diâmetro da tubulação de 75mm tem-se os seguintes acréscimos de comprimento equivalente: Os valores foram determinados em ábacos (anexo).

- válvula de pé = 20m
 - curva = 1,6m
 - válvula globo = 26m
 - trecho reto = 5m
- Total de comprimento equivalente no trecho 1 (sucção) = 52,6m.

Para o recalque (depois da bomba) onde o diâmetro da tubulação é de 50mm tem-se os seguintes acréscimos de comprimento equivalente:

- 3 curvas = 3,3m
 - Válvula globo = 17,4m
 - Válvula de retenção = 4,2m
 - Saída = 1,5m
 - Trecho reto = 17m
- Total de comprimento equivalente no trecho 2 (recalque) = 43,4m.

SOLUÇÃO:

O problema deve ser iniciado calculando-se a velocidade da água na sucção. Isso é simples, pois a massa se conserva e desta forma:

$$\rho_1 \cdot V_1 \cdot A_1 = \rho_2 \cdot V_2 \cdot A_2 \Rightarrow V_1 = \frac{V_2 \cdot A_2}{A_1} = 5 \times \frac{\frac{\pi \cdot 50^2}{4}}{\frac{\pi \cdot 75^2}{4}} = 2,22 \text{ m/s}$$

Com a velocidade V_1 calcula-se o número de Reynolds. Com o número de Reynolds e a rugosidade do tubo, obtém-se o fator de atrito f no Diagrama de Moody (anexo).

$$\text{Re} = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{2,22 \times 0,075}{1,006 \times 10^{-6}} = 1,655 \times 10^5$$

TUBO 1 – PVC liso – $f \sim 0,016$ no Diagrama de Moody.

A perda de energia na sucção é determinada da forma:

$$\Delta e_{sucção} = \frac{f \times \sum L \times V^2}{2 \times D_s} = \frac{0,016 \cdot 52,6 \cdot 2,22^2}{2 \cdot 0,075} = 27,7 \frac{m^2}{s^2}$$

Para o recalque com a velocidade de 5m/s, calcula-se o número de Reynolds e com a rugosidade do material – aço cujo $e/D=0,003$ obtém-se o novo fator de atrito $f = 0,026$ no Diagrama de Moody.

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{5 \times 0,05}{1,006 \times 10^{-6}} = 2,485 \times 10^5$$

Dessa forma, a perda de energia no recalque é dada por:

$$\Delta e_{recalque} = \frac{f \times \sum L \times V^2}{2 \times D_r} = \frac{0,026 \cdot 43,4 \cdot 5^2}{2 \cdot 0,05} = 2821 \frac{m^2}{s^2}$$

A perda de energia total é a soma da perda de carga na sucção e no recalque:

$$\Delta e_{total} = \Delta e_{sucção} + \Delta e_{recalque} = 3009,8 \frac{m^2}{s^2}$$

O fluxo de massa de água é obtido pela equação:

$$\dot{m} = 1000 \times V_1 \times \left(\frac{\pi D_1^2}{4} \right) = 9,8 \frac{kg}{s}$$

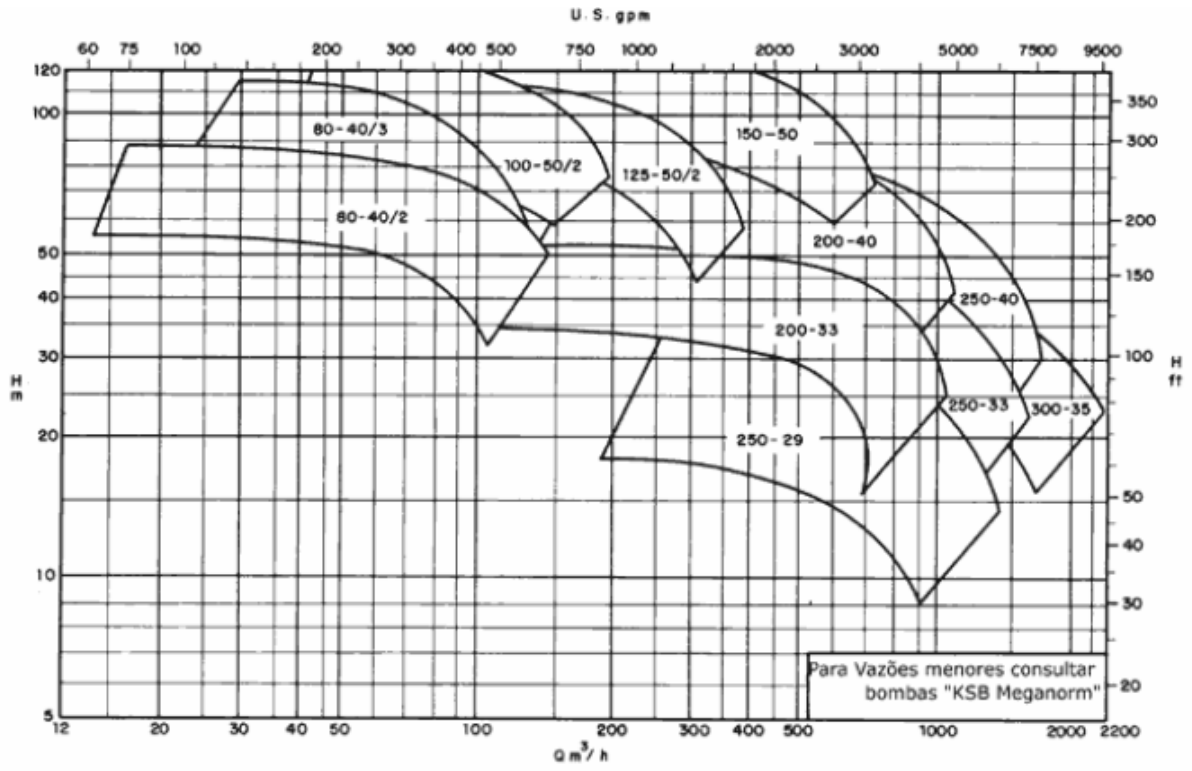
A equação para o cálculo da potência da bomba é simplificada da seguinte forma:

$$\dot{W}_B = \dot{m} \left(\frac{V^2}{2} + gh_2 + \Delta e_{total} \right) = 9,8 \cdot \left(\frac{5^2}{2} \cdot 9,8 \cdot 14 + 3009,8 \right) = 4508W = 4,5kW = 6 CV$$

Após a determinação da potência teórica é preciso fazer a seleção da bomba a partir de curvas características e catálogos dos fabricantes. Em geral, os fabricantes fornecem gráficos da vazão em função da altura manométrica (diferença de pressão) e altura máxima de sucção sem cavitação. Para bombas não afogadas (bomba localizada em nível acima do reservatório inferior) a altura máxima de sucção é calculada por:

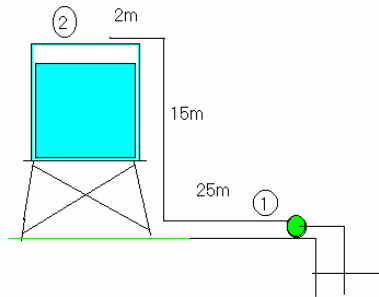
$$h_{max} \leq \left(\frac{P_{atm} - P_{vapor}}{g} \right) - h_{perda\ sucção} - NPSH$$

NPSH é obtido em tabelas dos fabricantes, a pressão do vapor d'água é obtida em tabelas. Para temperatura de 25°C, p_{vapor} é de 0,035kgf/cm².

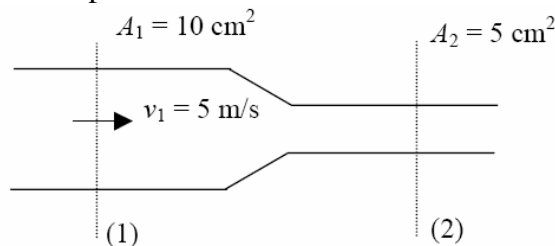


EXERCÍCIOS

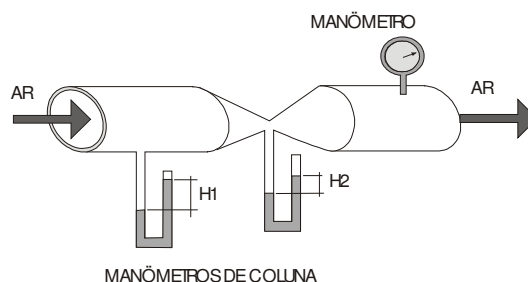
- (1) Uma bomba d'água tem potência de 4,0 CV. Considerando que a mesma é utilizada durante 4h por dia, calcule o consumo mensal de operação. Considere 31 dias no mês e o custo de 1 kWh de R\$ 0,32. (1 CV ~ 735 W)
- (2) Uma caixa d'água de 10 mil litros precisa ser enchida num tempo de 4h. A tubulação tem diâmetro interno de 25mm. Qual a vazão e a velocidade do escoamento?



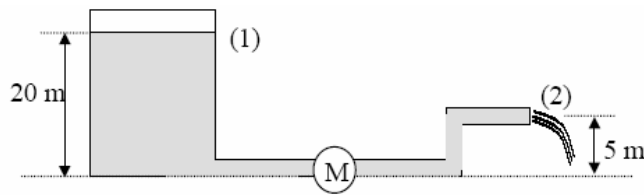
- (3) Determine a velocidade de saída da água em uma tubulação posicionada na lateral de um tanque cilíndrico de 12m de altura e 3m de diâmetro. A tubulação está localizada a uma altura de 3m acima da base do tanque. Considere que o tanque esteja completamente cheio.
- (4) Em um tanque de armazenamento de água, com 3 m de comprimento, 2 m de largura, e 8 m de altura, deseja-se instalar uma tubulação de 2" de diâmetro, de forma a se obter uma vazão de 8 l/min, quando o tanque estiver completamente cheio.
- (a) calcule a posição em que esta tubulação deverá ser instalada;
- (b) se o tanque estiver pela metade, qual será a vazão?
- (5) Na tubulação convergente da figura, calcule o diferencial de pressão estática entre os pontos 1 e 2, sabendo que o fluido é incompressível.



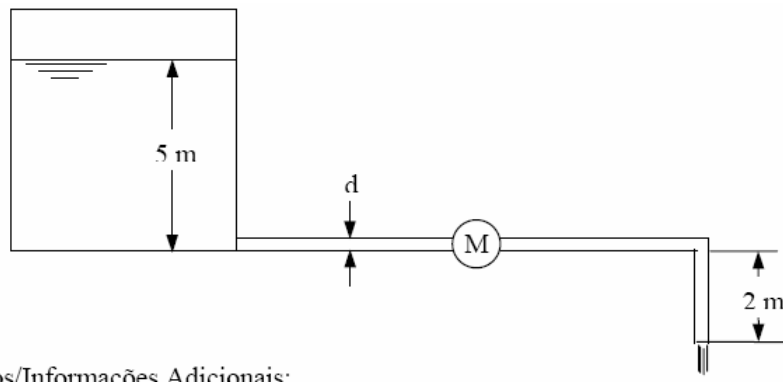
- (6) Considere água escoando pelo sistema a seguir. O diâmetro maior é de 20 cm e o menor de 5 cm. A vazão de ar é de 600 m³/h. Considere mercúrio nos manômetros de coluna. Se H1 é 3 cm e desprezando as perdas de energia na redução, estime qual é a altura H2.



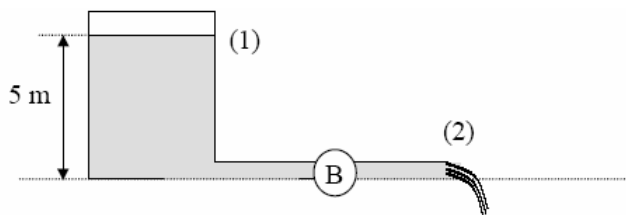
- (7) O reservatório de grandes dimensões da figura descarrega água pelo tubo a uma vazão de 10 l/s. Considerando o fluido ideal, determinar se a máquina instalada é bomba ou turbina e determinar sua potência se o rendimento for de 75%. A área da seção do tubo é 10 cm².



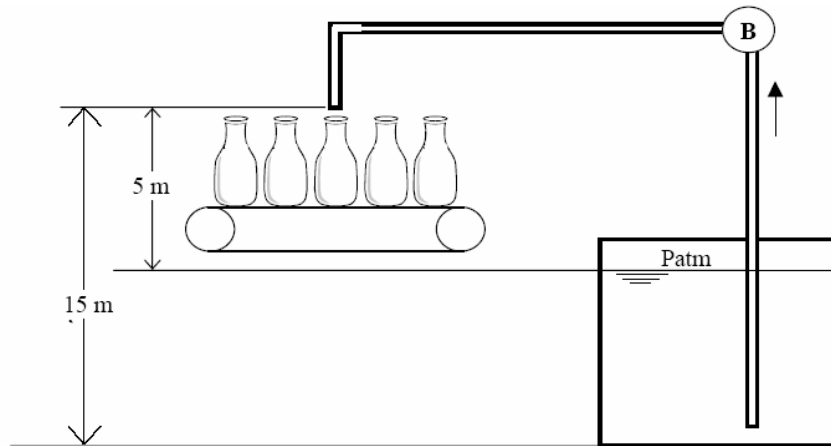
- (8) Água escoava através da instalação esboçada na figura. A canalização que conduz a água tem um diâmetro interno de 10 cm. Considere a água como fluido ideal.
- (a) dado que a vazão de água é 10 litros/s, determinar a potência fornecida (ou recebida) pela água pela máquina M, indicando se é uma bomba ou uma turbina;
- (b) determine a potência da máquina se o seu rendimento for 65%;



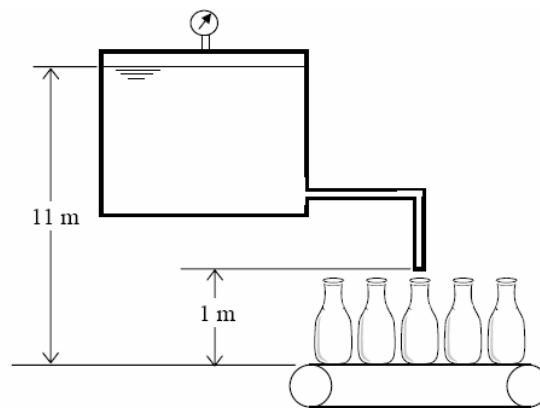
- (9) Na instalação da figura, o fluido é água, a bomba tem potência de 3600 W e seu rendimento é 80%. A água é descarregada na atmosfera a uma velocidade de 5 m/s pelo tubo, cuja área da seção é 10 cm². Determinar a perda de carga entre as seções (1) e (2).



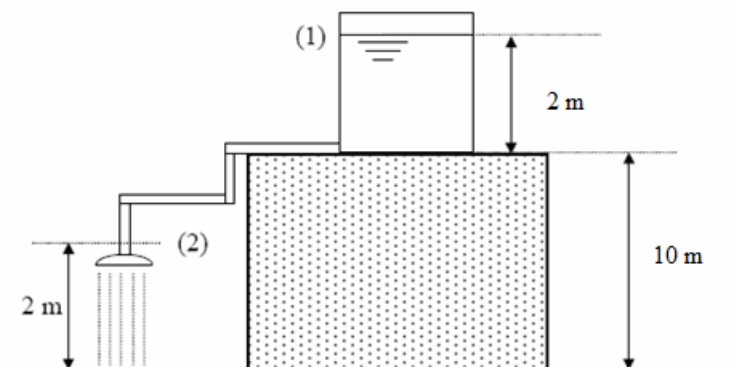
- (10) Em uma indústria de engarrafamento de água mineral, a água de um reservatório de grandes dimensões situado no piso inferior, deve ser recalçada, conforme mostra a figura, para limentar a linha de engarrafamento. O diâmetro da tubulação de recalque é 1,6 cm. Considerando que a altura manométrica (HB) da bomba é 13 m e que a água se comporta como um fluido ideal, determine :
- (a) a vazão de água recalçada;
- (b) o número de garrações de 20 litros que podem ser enchidos por hora.



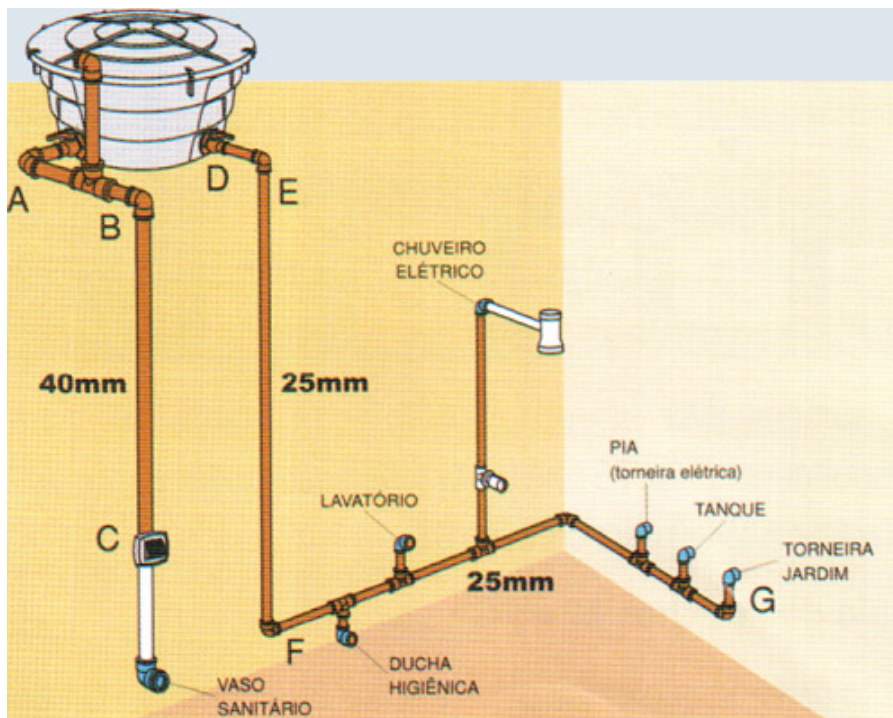
- (11) A água contida em um reservatório elevado, de grandes dimensões, alimenta por gravidade a linha de engarrafamento, em uma fábrica de água mineral gasosa, conforme mostra a figura. O reservatório é pressurizado e o manômetro no topo indica uma pressão de 50 kPa. O diâmetro da tubulação de descarga é 1,6 cm. Considerando a água um fluido ideal, determine:
- a velocidade da água mineral na saída da tubulação de descarga;
 - o número de garrações de 20 litros que podem ser enchidos por hora;



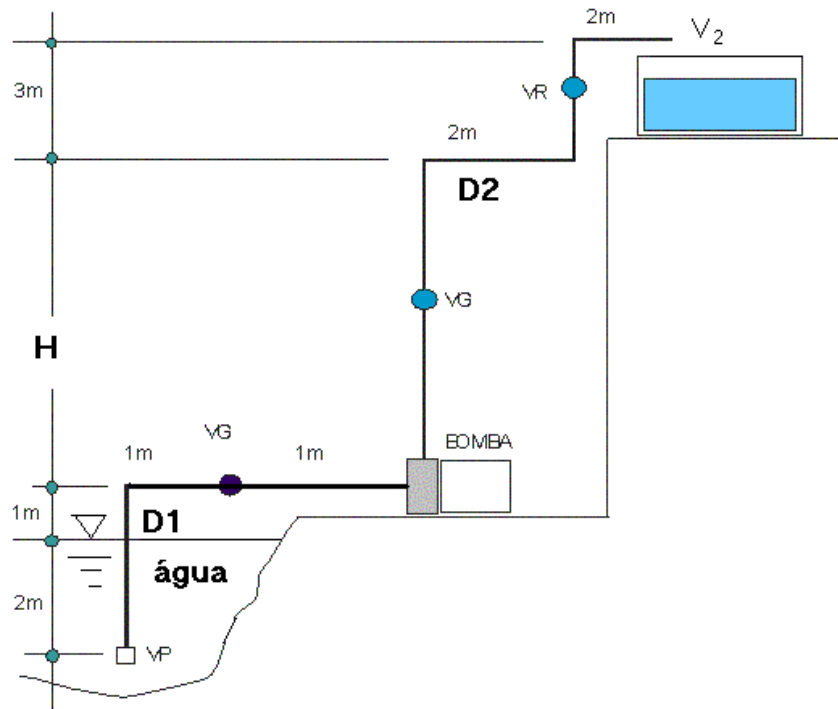
- (12) Um reservatório alimenta um chuveiro, conforme o esquema abaixo. O diâmetro da tubulação é $\frac{1}{2}$ polegada, a tubulação é em PVC, a distância horizontal entre o reservatório e o chuveiro é de 6 m, o chuveiro apresenta perda de carga localizada de 3 kPa. Determinar:
- a vazão volumétrica, considerando um fluido ideal (isto é, sem viscosidade);
 - a vazão volumétrica, considerando fluido real (com viscosidade);



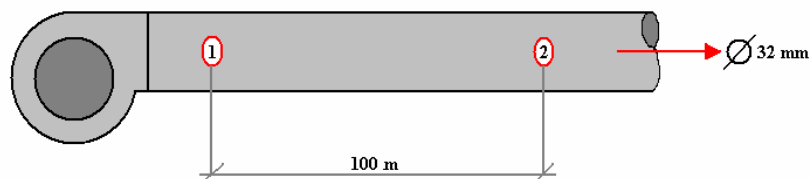
- (13) A figura abaixo representa o lay-out aproximado de uma instalação hidráulica residencial. O piso da laje superior, onde está apoiado o reservatório, encontra-se 3,5 m acima do nível do solo. A água alcança 65 cm de altura dentro do reservatório. Determinar:
- a pressão disponível na válvula de descarga (ponto C), que está situada 1,20 m acima do nível do solo;
 - a pressão disponível no chuveiro, que está situada 2,20 m acima do nível do solo;
 - a vazão volumétrica que será obtida no ponto do tanque, situado 1,10 m acima do nível do solo, considerando um fluido ideal (isto é, sem viscosidade);
 - a vazão volumétrica que será obtida no vaso sanitário, situado 30 cm acima do nível do solo, considerando um fluido ideal;
 - a vazão volumétrica no ponto do tanque, considerando fluido real (com viscosidade);
 - a vazão volumétrica no vaso sanitário, considerando fluido real (com viscosidade);



- (14) No problema (2), calcule a potência necessária na bomba, supondo que no reservatório inferior (cisterna) o nível da água esteja 5 m abaixo do nível da bomba. Haverá cavitação, neste caso?
- (15) Para a mesma situação do problema (2), recalcule a potência necessária na bomba, supondo que o reservatório tem 2000 litros, e o tempo de enchimento deva ser de no máximo 2 horas. O nível de água na cisterna encontra-se 10 m abaixo do nível da bomba. Haverá cavitação, neste caso?
- (16) Refaça o problema (8) considerando agora a água como fluido real. Se o comprimento total da tubulação é de 1000 m, a máquina “M” será bomba ou turbina? Calcule sua potência.
- (17) Estime a potência da bomba a seguir. Considere que as medidas $H = 9$ m, $D_1 = 50$ mm, $D_2 = 32$ mm e $V_2 = 6$ m/s. As tubulações são de PVC comum. Estime as perdas de cargas dos acessórios com os ábacos e tabelas para perda de carga.

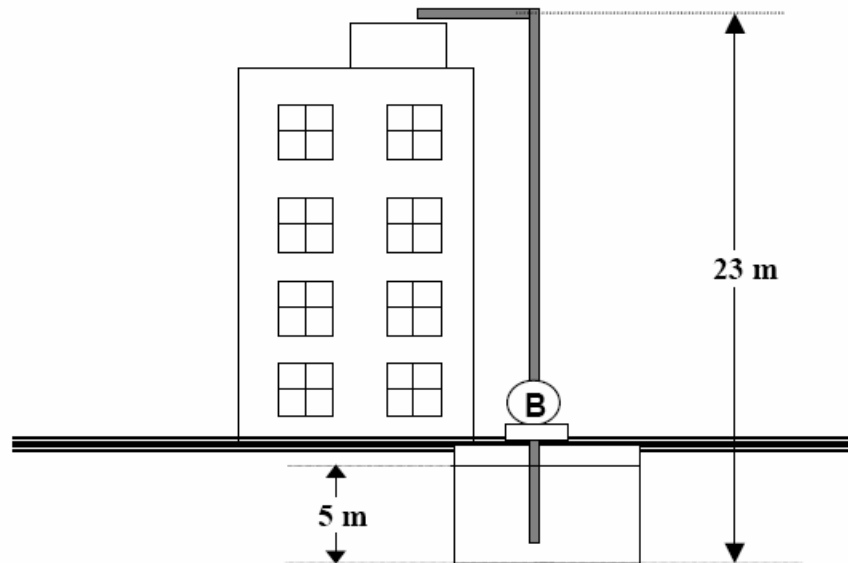


- (18) A tubulação apresentada abaixo consiste em um duto circular metálico (feito a partir de chapas de aço) com 50 cm de diâmetro. A vazão de ar deve ser de 2500 m³/h. ($\rho_{\text{ar}} = 1,2 \text{ kg/m}^3$, $\nu_{\text{ar}} = 1,5 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$).



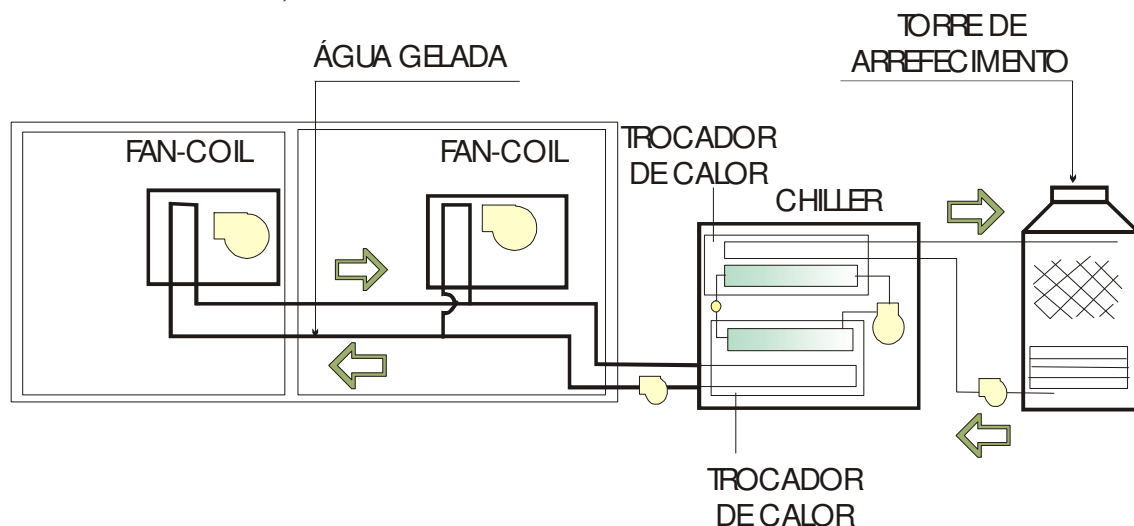
- determine a área da seção transversal do duto;
 - determine a velocidade média do ar no duto;
 - considerando viscosidade cinemática do ar (ν) igual a $1,45 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, calcule o n^o de Reynolds (Re) do escoamento; determine se o regime é laminar ou turbulento;
 - considerando a superfície interna do tubo como perfeitamente lisa (condição de tubo liso), determine o fator de atrito, com a ajuda do Diagrama de Moody;
 - calcule a perda de carga ao longo do duto;
 - se, ao contrário do item (d), considerássemos que a superfície interna do tubo tem uma rugosidade absoluta (e) igual a 0,15 mm, calcule a rugosidade relativa (e/D), e determine o novo fator de atrito (novamente com a ajuda do Diagrama de Moody);
 - com o novo fator de atrito, recalcule a perda de carga, e compare com o valor calculado no item (e), indicando de quanto é o aumento percentual;
- (19) Em um edifício, uma bomba é utilizada para recalcar água de um reservatório subterrâneo para uma caixa d'água situada no topo do edifício. A tubulação de recalque tem diâmetro de 1/2", enquanto que a de sucção tem 1". A vazão de água deve ser de 3 litros/s. O reservatório subterrâneo tem grandes dimensões e tem um respiro para a atmosfera. Determine:
- a vazão volumétrica [m³/s], e a vazão mássica [kg/s];
 - a área da seção transversal dos dutos, e a velocidade média do fluido, tanto para a sucção quanto para o recalque;
 - a potência específica da bomba, em [J/kg], e a altura manométrica da instalação;

- (d) a potência teórica da bomba [W];
 (e) a potência real da bomba [HP], considerando que o seu rendimento é 65%;
 (f) o fator $NPSH_{\text{disponível}}$ na instalação;



(20) A torre de resfriamento de um sistema “chiller” com condensação a água está localizada a uma distância de aproximadamente 100 m deste, e em um nível 20 m acima. A bomba hidráulica fica localizada junto à torre. A tubulação de ida e volta da torre até o chiller tem diâmetro de $\frac{1}{2}$ ”, e a tubulação de sucção (da bacia coletora até a bomba) tem diâmetro de $\frac{3}{4}$ ”. O material da tubulação é PVC, e o circuito tem no total 6 joelhos de 90°. A vazão de água máxima no condensador é de 30 l/min. Nesta condição (isto é, vazão máxima), a perda de carga no condensador é de cerca de 5 kPa, e a perda de carga no sistema de descarga da torre (sistema de “aspersão”, ver fotos) é de 3 kPa. O sistema de descarga está situado 3 m acima do nível da água na bacia coletora. Na sucção, dentro da bacia coletora, há uma válvula de sucção com filtro.

- (a) calcule a perda de carga total do circuito, tanto da sucção quanto da descarga;
 (b) calcule a potência teórica necessária da bomba hidráulica para o circuito;
 (c) determine a potência real da bomba hidráulica (em HP), considerando que o seu rendimento é 65%;





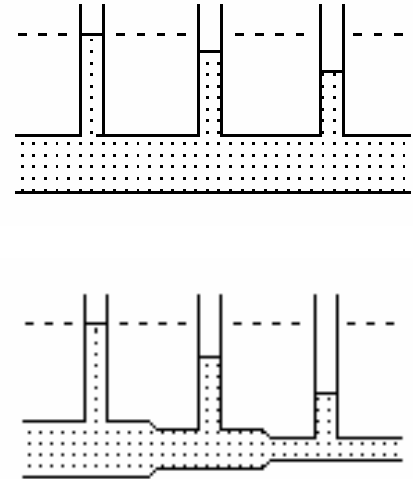
8 – Medições de velocidade e pressão em dutos

Conforme visto nas seções anteriores, a medição de velocidade de um fluido em uma tubulação é essencial para a determinação dos demais parâmetros. Nesta seção tratar-se-á mais detalhadamente deste problema prático.

Medição de pressão estática em uma tubulação

A figura ao lado demonstra a queda de pressão no escoamento de água em um tubo de diâmetro constante, e a figura embaixo indica a queda de pressão em um tubo cujo diâmetro diminui.

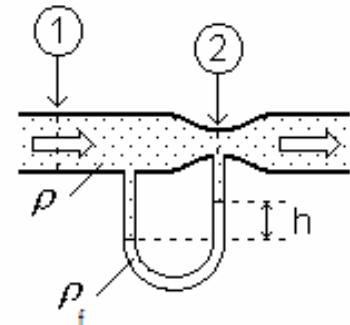
Observe que, no primeiro caso, a queda de pressão é menor, pois resulta apenas da perda de pressão devido ao atrito. Já no segundo caso, somando-se à perda de pressão por atrito, há a perda de pressão devido às contrações localizadas, e também devido à aceleração do fluido (pois, com a área da seção transversal reduzindo-se, é necessário o aumento de velocidade, conforme a equação da continuidade).



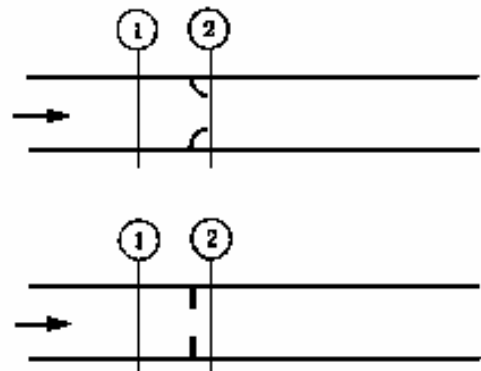
Medição de velocidade em uma tubulação - Venturi

O princípio de funcionamento do tubo Venturi já foi abordado nas seções anteriores. A velocidade do escoamento é dada por:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P \cdot A_2^2}{\rho (A_1^2 - A_2^2)}}$$



A figura a seguir ilustra dois outros dispositivos utilizados na medição da velocidade em dutos: o difusor ou tubeira (em cima) e a placa de orifício (embaixo). Ambos se baseiam no mesmo princípio de medição do Tubo Venturi: a obstrução causa uma queda de pressão que é proporcional à velocidade do fluido no duto. Medindo-se a queda de pressão, calcula-se a velocidade.



Medição de velocidade em uma tubulação – tubo de Pitot

O tubo de Pitot (figura ao lado) é um instrumento de medição cuja função é determinar o módulo da velocidade de escoamento do ar.

O ar, movendo-se com velocidade de módulo v , entra na abertura A (ponto de estagnação), onde é freiado até que sua velocidade se anule. Ou seja, no ponto A mede-se a energia total que o escoamento possui (pressão termodinâmica ou estática, mais pressão de velocidade, ou pressão dinâmica). Na abertura B, o módulo da velocidade do ar continua

sendo v , e conseqüentemente no ponto B mede-se apenas a pressão estática. Sendo a diferença de altura entre A e B desprezível, pela equação de Bernoulli:

$$P_A = P_B + \frac{1}{2} \rho_{AR} v^2$$

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho_{AR}}}$$

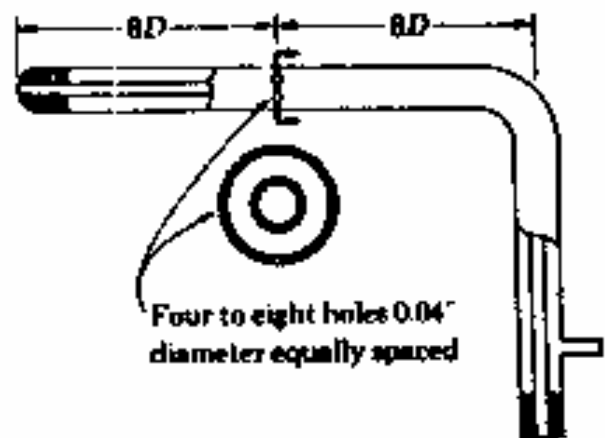
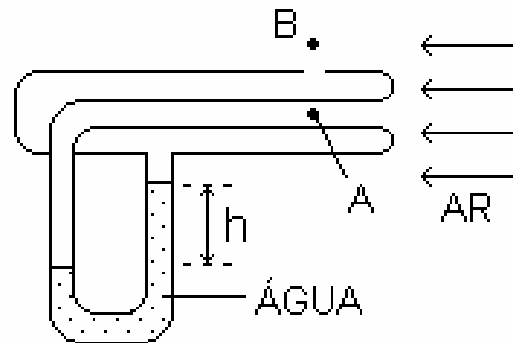
onde ΔP é a pressão diferencial entre os pontos A e B. A diferença de pressão entre as duas tomadas pode ser medida por um manômetro diferencial. Se é utilizado um manômetro de coluna de água, $\Delta P = P_A - P_B = \rho_{AGUA} gh$, e então tem-se:

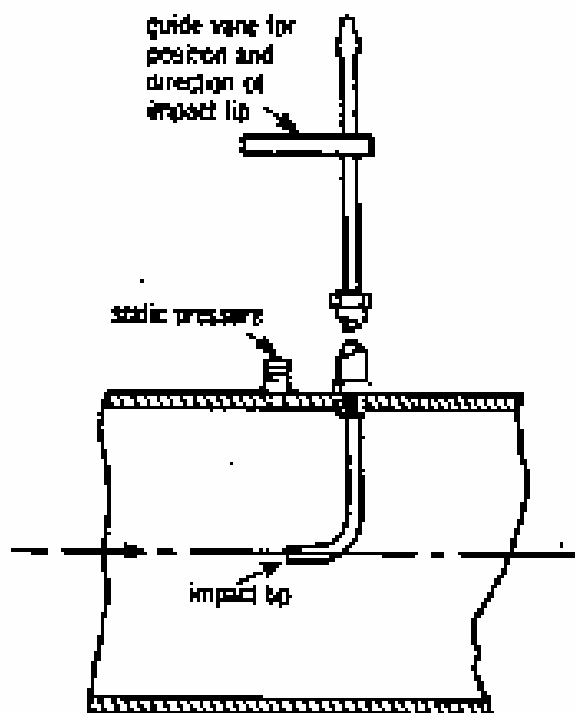
$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot h \cdot \rho_{AGUA}}{\rho_{AR}}}$$

Observar que a medida do módulo da velocidade do ar com um tubo de Pitot independe da pressão atmosférica. Com o tubo em repouso, mede-se o módulo da velocidade do ar que passa por ele e, montado em um veículo em movimento (por exemplo, em um avião), mede-se o módulo da velocidade do veículo em relação ao ar.

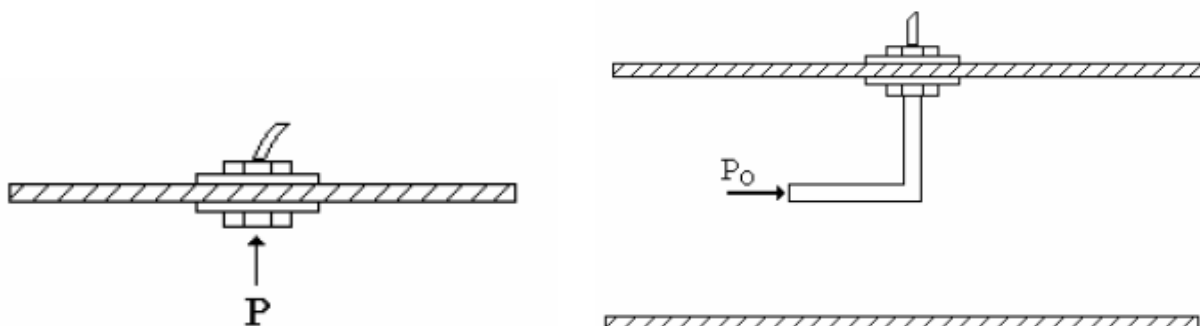
A figura ao lado ilustra as dimensões padronizadas de um tubo de Pitot típico para escoamentos livres, com a colocação dos furos de medição de pressão estática, e o tamanho da haste.

A figura abaixo ilustra uma instalação típica de Pitot em tubulação. A tomada de pressão estática é colocada junto à parede do tubo, exatamente na mesma linha da tomada de pressão dinâmica. A tomada de pressão dinâmica pode se deslocar ao longo do diâmetro; assim, é possível medir a velocidade em qualquer ponto da seção transversal.





As figuras abaixo ilustram a montagem das tomadas de pressão estática e dinâmica em tubulações.



ANEXOS

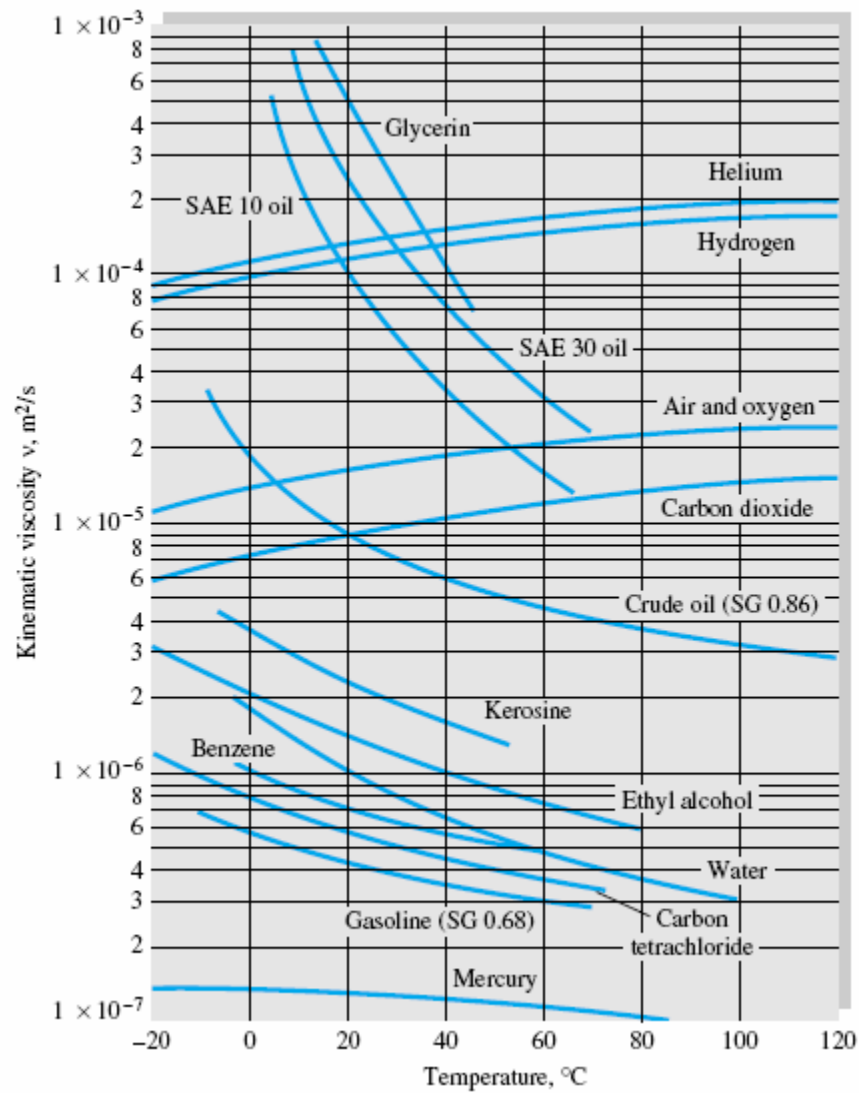
Viscosidades e densidade da água, pressão de 1 atm

$T, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{kg/m}^3$	$\mu, \text{N} \cdot \text{s/m}^2$	$\nu, \text{m}^2/\text{s}$
0	1000	1.788 E-3	1.788 E-6
10	1000	1.307 E-3	1.307 E-6
20	998	1.003 E-3	1.005 E-6
30	996	0.799 E-3	0.802 E-6
40	992	0.657 E-3	0.662 E-6
50	988	0.548 E-3	0.555 E-6
60	983	0.467 E-3	0.475 E-6
70	978	0.405 E-3	0.414 E-6
80	972	0.355 E-3	0.365 E-6
90	965	0.316 E-3	0.327 E-6
100	958	0.283 E-3	0.295 E-6

Viscosidades e densidade do ar, pressão de 1 atm

$T, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{kg/m}^3$	$\mu, \text{N} \cdot \text{s/m}^2$	$\nu, \text{m}^2/\text{s}$
-40	1.52	1.51 E-5	0.99 E-5
0	1.29	1.71 E-5	1.33 E-5
20	1.20	1.80 E-5	1.50 E-5
50	1.09	1.95 E-5	1.79 E-5
100	0.946	2.17 E-5	2.30 E-5
150	0.835	2.38 E-5	2.85 E-5
200	0.746	2.57 E-5	3.45 E-5
250	0.675	2.75 E-5	4.08 E-5
300	0.616	2.93 E-5	4.75 E-5
400	0.525	3.25 E-5	6.20 E-5
500	0.457	3.55 E-5	7.77 E-5

Viscosidade cinemática de diversos fluidos, pressão = 1 atm



Viscosidade cinemática da água					
Temperatura $^{\circ}C$	Centistokes	Viscosidade cinemática $m^2 \cdot s^{-1}$	Temperatura $^{\circ}C$	Centistokes	Viscosidade $n^2 \cdot s^{-1}$
0	1,79	0,000001792	20°	1,00	0,000001007
2	1,76	0,000001763	22	0,96	0,000000960
4	1,56	0,000001567	24	0,92	0,000000917
6	1,47	0,000001473	26	0,87	0,000000876
8	1,38	0,000001386	28	0,84	0,000000839
10	1,30	0,000001308	30	0,83	0,000000830
12	1,23	0,000001237	32	0,77	0,000000772
14	1,17	0,000001172	34	0,74	0,000000741
15	1,12	0,000001127	36	0,71	0,000000713
16	1,11	0,000001112	38	0,69	0,000000687
18	1,06	0,000001059	40	0,66	0,000000660
			60	0,47	0,000000470
			80	0,37	0,000000370
			100	0,29	0,000000290

Pressão atmosférica em função da altitude

















altitude [m]	p_{atm} [m]
0	10,33
300	9,96
600	9,59
900	9,22
1200	8,88
1500	8,54
1800	8,20
2100	7,89
2400	7,58
2700	7,31
3000	7,03

Pressão do vapor d'água para diferentes temperaturas

Temperatura °C	Peso específico γ (kN/m ³)	Pressão de Vapor (m)
15	9,798	0,17
20	9,789	0,25
25	9,777	0,33
30	9,764	0,44
40	9,730	0,76
50	9,689	1,26
60	9,642	2,03
70	9,589	3,20
80	9,530	4,96
90	9,466	7,18
100	9,399	10,33

TABELA 7 - PERDA DE CARGA EM ACESSÓRIOS

Tabela de perdas de cargas localizadas em conexões, considerando-se os comprimentos equivalentes em metros de canalização

CONEXÃO	Diâmetro nominal X Equivalência em metros de canalização									
	MATERIAL	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"
Curva 90° 	PVC	0,5	0,6	0,7	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,9
	Metal	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	1,0	1,3	1,6	2,1
Curva 45° 	PVC	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
	Metal	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9
Joelho 90° 	PVC	1,2	1,5	2,0	3,2	3,4	3,7	3,9	4,3	4,9
	Metal	0,7	0,8	1,1	1,3	1,7	2,0	2,5	3,4	4,2
Joelho 45° 	PVC	0,5	0,7	1,0	1,3	1,5	1,7	1,8	1,9	2,5
	Metal	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9	1,2	1,5	1,9
Tê de passagem direta 	PVC	0,8	0,9	1,5	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	3,3
	Metal	0,4	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,6	2,1	2,7
Tê de saída lateral 	PVC	2,4	3,1	4,6	7,3	7,6	7,8	8,0	8,3	10,0
	Metal	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2	6,7	8,4
Tê de saída bilateral 	PVC	2,4	3,1	4,6	7,3	7,6	7,8	8,0	8,3	10,0
	Metal	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2	6,7	8,4
União 	PVC	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,15	0,2	0,25
	Metal	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04
Saída de canalização 	PVC	0,9	1,3	1,4	3,2	3,3	3,5	3,7	3,9	4,9
	Metal	0,5	0,7	0,9	1,0	1,5	1,9	2,2	3,2	4,0
Luva de redução (*) 	PVC	0,3	0,2	0,15	0,4	0,7	0,8	0,85	0,95	1,2
	Aço	0,29	0,16	0,12	0,38	0,64	0,71	0,78	0,9	1,07
Registro de gaveta ou esfera aberto 	PVC	0,2	0,3	0,4	0,7	0,8	0,9	0,9	1,0	1,1
	Metal	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,5	0,7	0,9
Registro de globo aberto 	Metal	6,7	8,2	11,3	13,4	17,4	21,0	26,0	34,0	43,0
Registro de ângulo aberto 	Metal	3,6	4,6	5,6	6,7	8,5	10,0	13,0	17,0	21,0
Válvula de pé com crivo 	PVC	9,5	13,3	15,3	18,3	23,7	25,0	26,8	28,8	37,4
	Metal	5,6	7,3	10,0	11,6	14,0	17,0	22,0	23,0	30,0
Válvula de Retenção	Horizontal 	Metal	1,6	2,1	2,7	3,2	4,2	5,2	6,3	10,4
	Vertical 	Metal	2,4	3,2	4,0	4,8	6,4	8,1	9,7	16,1

OBSERVAÇÕES:

a - Os valores acima estão de acordo com a NBR 5626/82 e Tabela de Perda de Targa da Tigre para PVC rígido e cobre, e NBR 92/80 e Tabela de Perda de Carga Tupy para ferro fundido galvanizado, bronze ou latão.

b - (*) Os diâmetros indicados referem-se à menor bitola de reduções concêntricas, com fluxo da maior para a menor bitola, sendo a bitola maior uma medida acima da menor.

Ex.: 1.1/4" x 1" - 1.1/2" x 1.1/4"

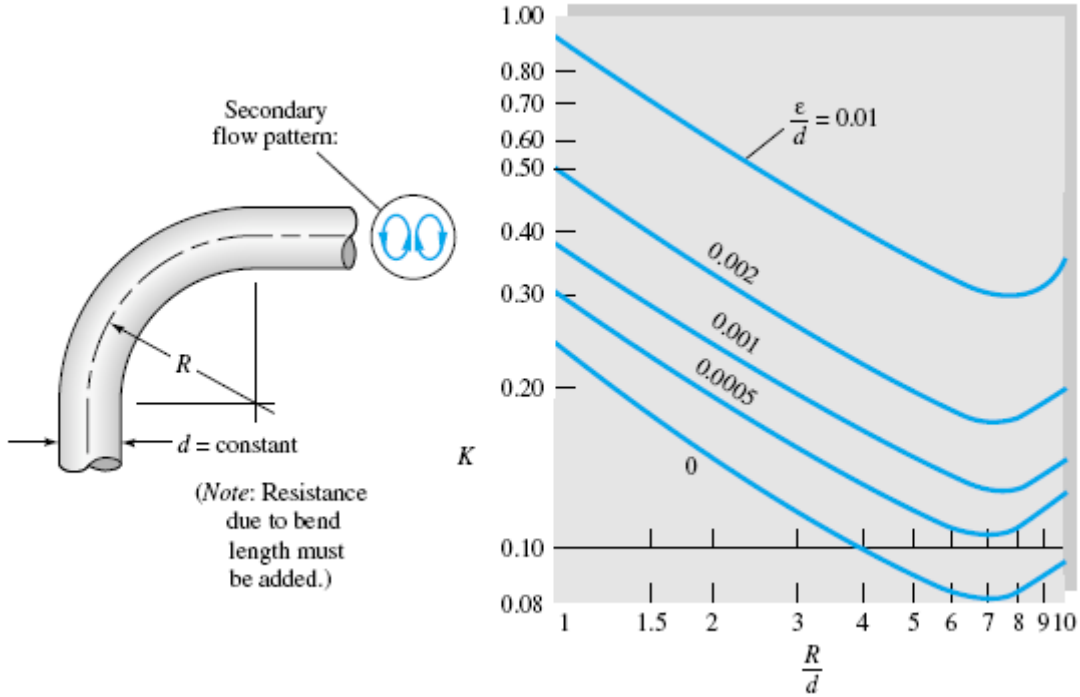


Table 6.5 Resistance Coefficients $K = h_m/[V^2/(2g)]$ for Open Valves, Elbows, and Tees

	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

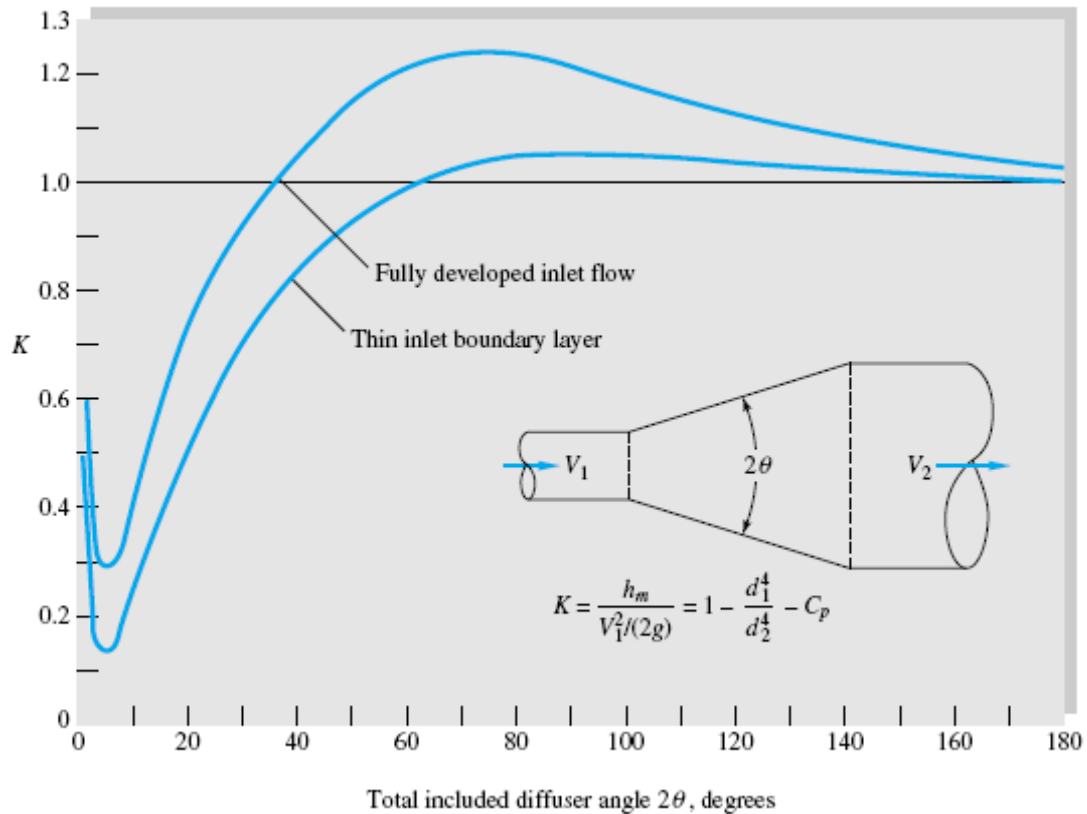


TABELA 9 - ESTIMATIVA DE CONSUMO DIÁRIO (*)

Edificação	Consumo por Dia	Edificação	Consumo por Dia
Apartamentos	200 litros/pessoa	Lavanderias	30 litros/kg roupa seca
Ambulatórios	25 litros/pessoa	Mercados	5 litros/m ² de área
Cinemas	2 litros/lugar	Matadouros – animais pequenos	150 litros/cabeça
Creche	50 litros/pessoa	Matadouros – animais grandes	300 litros/cabeça
Cavalariças	100 litros/cavalo	Orfanatos e similares	150 litros/pessoa
Escolas (externatos)	50 litros/pessoa	Quartéis	150 litros/soldado
Edifícios públicos ou comerciais	50 a 80 litros/ocupante real	Restaurantes e similares	25 litros/refeição
Escritórios	50 a 80 litros/ocupante real	Residências populares ou rurais	120 a 150 litros/pessoa
Garagens e postos de serviço	100 litros/automóvel	Residências urbanas	200 litros/pessoa
Ginásios esportivos	4 litros/lugar	Templos, teatros	2 litros/lugar
Hotéis com cozinha e lavanderias	250 a 350 litros/hóspede	Jardins	1,5 litro/m ² de área

(*) Extraído de Macintyre, A. J. – Instalações Hidráulicas – Rio de Janeiro, Guanabara dois, 1982.

TABELA 13 - CONVERSÃO DE UNIDADES DE MEDIDA

GRANDEZA	PARA CONVERTER	SÍMBOLO	MULTIPLICAR POR →	SÍMBOLO	PARA OBTER
	PARA OBTER		DIVIDIR POR ←		PARA CONVERTER
COMPRIMENTO	Metros	m	3,281	ft	Pés
	Polegadas	"	25,4	mm	Milímetros
	Quilômetros	Km	0,6214	mile	Milhas
ÁREA	Alqueire Do Norte	-	27.255	m ²	Metros Quadrados
	Alqueire Mineiro	-	48.400	m ²	Metros Quadrados
	Alqueire Paulista	-	24.200	m ²	Metros Quadrados
	Ares	a	100	m ²	Metros Quadrados
	Hectares	ha	10.000	m ²	Metros Quadrados
	Quilômetros Quadrados	Km ²	0,3861	miles ²	Milhas Quadradas
	Quilômetros Quadrados	Km ²	100	Ha	Hectares
	Quadra Quadrada	-	17.424	m ²	Metros quadrados
Quadra	-	132	m	Metros	
VOLUME	Litros	L	0,264	Us/gal	Galões Americanos
	Litros	L	0,0353	ft/cu	Pés Cúbicos
	Metros Cúbicos	m ³	264,17	Us/gal	Galões Americanos
	Metros Cúbicos	M ³	35,31	ft/cu	Pés Cúbicos
	Metros Cúbicos	M ³	1000	L	Litros
VAZÃO	Litros Por Segundo	L/s	3.600	L/h	Litros por Hora
	Litros Por Minuto	L/min.	0,0353	ft/cu/min.	Pés Cúbicos por Minuto
	Litros Por Hora	L/h	0,00059	ft/cu/min.	Pés Cúbicos por Minuto
	Litros Por Segundo	L/s	15,85	gal/min.	Galões por Minuto
	Litros Por Minuto	L/min.	0,264	gal/min.	Galões por Minuto
	Metros Cúbicos P/Hora	M ³ /h	0,59	ft/cu/min.	Pés Cúbicos por Minuto
	Metros Cúbicos P/Hora	M ³ /h	4,403	gal/min.	Galões por Minuto
Metros Cúbicos P/Hora	M ³ /h	1.000	L/h	Litros/hora	
PRESSÃO	Atmosferas	atm.	1,033	Kg/cm ²	Quilogramas p/centímetro Quadrado
	Metros De Coluna D'água	mca	3,284	ft	Pés
	Metros De Coluna D'água	mca	0,1	Kg/cm ²	Quilogramas p/centímetro Quadrado
	Libras Por Polegada Quadrada	Lb/Pol. ² (PSI)	0,703	mca	Metros de Coluna D'água
	Quilogramas Por Centímetro Quadrado	Kg/cm ²	14,22	Lb/Pol ² (PSI)	Libra por polegada Quadrada
	Quilogramas Por Centímetro Quadrado	Kg/cm ²	10	mca	Metros de Coluna D'água
	Bar	Bar	10,197	mca	Metros de Coluna D'água
	Mega Pascal	MPa	10	bar	Bar
	Mega Pascal	MPa	101,9716	mca	Metros de Coluna D'água
	Mega Pascal	MPa	10,1971	Kg/cm ²	Quilogramas p/centímetro Quadrado
PESO	Libras	Lb	0,4536	Kg	Quilogramas
	Quilogramas	Kg	2,2045	Lb	Libras
VELOCIDADE	Metros Por Segundo	M/s	3,281	ft/sec.	Pés por Segundo
	Metros Por Segundo	M/s	3,6	Kg/h	Kilometros por hora
	Metros Por Minuto	M/min.	0,03728	mile/h	Milhas por hora
	Quilômetros Por Hora	Km/h	0,91134	ft/sec.	Pés por Segundo
	Quilômetros Por Hora	Km/h	0,27778	m/s	Metros por Segundo
POTÊNCIA	Cavalos Vapor	CV	0,7355	KW	Kilowatts
	Cavalos Vapor	CV	0,9863	HP	Horse Power
	Cavalos Vapor	CV	735,5	W	Watts
	Quilowatt	KW	1.000	W	Watts
	Megawatts	MW	100.000	W	Watts
	Kilowatts	KW	1,341	HP	Horse Power
	Kilowatt Hora	KW/h	3412,98	BTU	BTU
TEMPERATURA	Graus Celsius + 32	°C	1,8	°F	Graus Farenheit
	Graus Celsius + 273	°C	1,0	°K	Graus Kelvin