

Capítulo 2

Hidrodinâmica

A hidrodinâmica, ou dinâmica dos fluidos, é uma parte da Mecânica dos fluidos que estuda o seu escoamento quando estão sujeitos a forças externas que o induzam ao movimento.

Os fluidos são substâncias que se deformam quando sob ação de forças. De modo geral, essa deformação é muito maior do que aquela que acontece com sólidos submetidos a cargas.

Forças de contato ou forças gravitacionais podem induzir o movimento dos fluidos. Um exemplo visível desse fato são as superfícies dos oceanos e dos rios.

O estudo do escoamento dos fluidos não é simples porque envolve diversos fenômenos dinâmicos complexos e modelos matemáticos elaborados. Há no mundo muitos pesquisadores e muitos esforços para desvendar os vários e peculiares aspectos envolvidos na movimentação dos fluidos. Para os casos mais comuns, diversas soluções existem e são apresentadas nos cursos de graduação em Engenharia.

O objetivo deste capítulo é fornecer subsídios para apresentação posterior dos dispositivos que promovem o escoamento e apresentar uma pequena parte da base das teorias da Mecânica dos fluidos. O aprofundamento dos estudos exige a consulta de outros livros-texto e também o conhecimento do cálculo diferencial e integral para entender o equacionamento matemático.

Sob essa ótica, em nossos estudos, consideramos apenas os fluidos ideais em movimento, ou seja, desprezamos os efeitos de sua viscosidade. Também, visando à simplificação, são tratados os fluidos chamados incompressíveis (aqueles que mantêm a densidade constante) em escoamento permanente.

2.1 Escoamento: regime permanente *versus* regime não permanente

No escoamento em regime permanente, não há variação das grandezas ao longo do tempo. Nesse tipo de escoamento, a velocidade, a pressão, a temperatura do fluido, por exemplo, em qualquer ponto, permanecem constantes. Não significa dizer que as propriedades não se alterem de ponto para ponto, apenas que, em dado escoamento, em um mesmo ponto, elas se mantêm constantes. O regime permanente também é conhecido como regime estacionário.

A figura 2.1 simboliza um tubo dentro do qual um líquido escoava da esquerda para a direita. Os pontos A, B e C representam as diferentes posições de uma partícula do líquido, cujas velocidades são V_A , V_B e V_C , respectivamente.

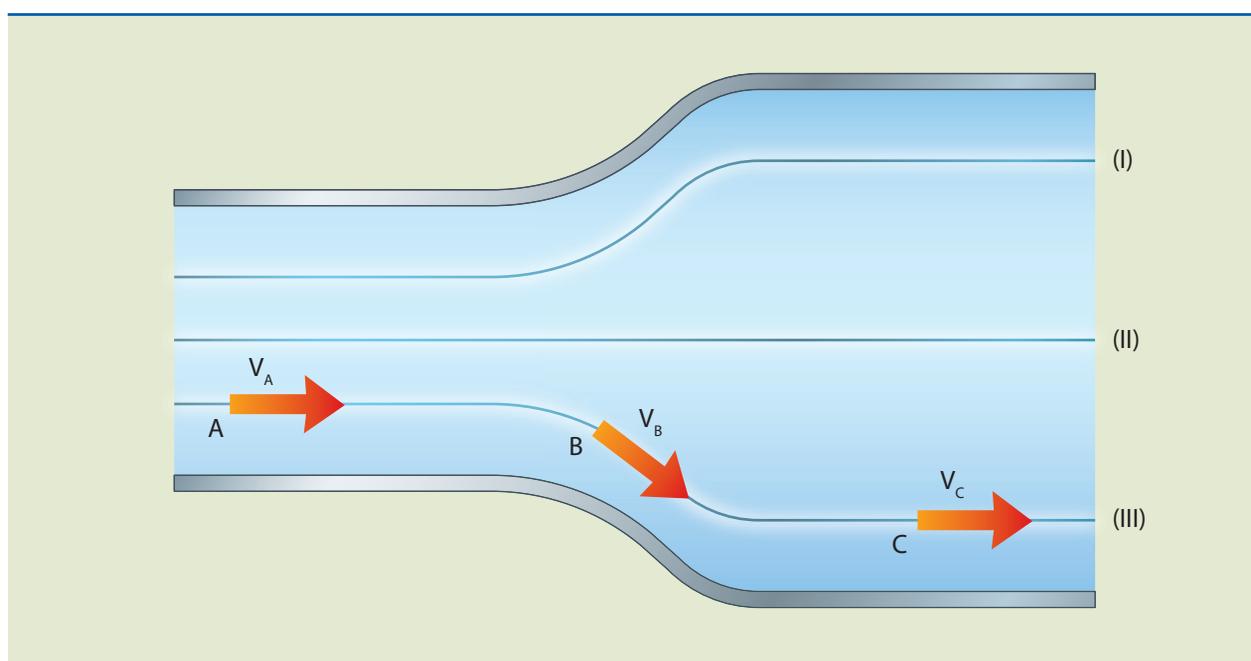
O escoamento é denominado em regime permanente se qualquer partícula do fluido, ao passar por A, B e C, tem velocidades respectivamente iguais a V_A , V_B e V_C .

Importante: cada partícula que cruza determinado ponto segue a mesma trajetória daquelas que já passaram por aquele ponto.

Em regime permanente, essas trajetórias recebem o nome de **linhas de corrente** (linhas de I, II e III).

Figura 2.1

Escoamento em um tubo divergente. Indicação da velocidade em três posições distintas (A, B e C) e de três linhas de corrente (I, II e III).



Quando o regime não é permanente, é denominado transitório. Como exemplos, podemos citar o processo de esvaziamento de um tanque, ou o escoamento dos gases de escape de um veículo em aceleração, entre outros. Nesses casos, o tratamento matemático deve incluir a variável tempo.

2.2 Vazão em volume e velocidade

Entende-se por vazão em volume, o volume de determinado fluido que passa por determinada seção de um conduto em uma unidade de tempo. Em outras palavras, a vazão em volume mede a rapidez com a qual um volume escoava.

O conduto pode ser livre (canal, rio ou tubulação com pressão atmosférica) ou forçado (tubulação com pressão positiva ou negativa).

A unidade de vazão em volume no SI é o m^3/s . Usualmente, entretanto, é dada em litro por segundo (L/s), embora existam outras unidades, como:

L/h = litro por hora;

L/min = litro por minuto;

m^3/h = metro cúbico por hora;

ft^3/s = pé cúbico por segundo;

gal/s = galão (EUA) por segundo;

gal/min = galão (EUA) por minuto (gpm).

A equação para a vazão em volume é:

$$Q_v = \frac{V}{t} \quad (2.1)$$

em que:

Q_v é a vazão em m^3/s ;

V é o volume em m^3 ;

t é tempo em s.

2.2.1 Determinação da velocidade utilizando a vazão em volume

Na hidrodinâmica, muitas vezes é necessário obter a velocidade do fluido em um conduto. Uma forma de obtê-la é pela vazão desse fluido.

Para determinar a velocidade média de escoamento de um fluido por meio da vazão, basta dividir a vazão pela área da seção considerada (utilizando variante da equação 2.1).

A vazão em volume também pode ser obtida pela multiplicação da velocidade média em determinada seção transversal do conduto pela área da seção; assim:

$$Q_v = v \cdot A \quad (2.2)$$

em que:

Q_v é a vazão em m^3/s ;

A é a área em m^2 ;

v é a velocidade média do fluido na seção de área A em m/s .

Exemplos

1. Em uma tubulação, precisa-se escoar um fluido com velocidade média de 5 m/s , vazão de 5 litros por minuto. Qual deve ser a área da seção transversal dessa tubulação?



Solução:

A vazão volumétrica está na unidade litro por minuto, então devemos transformá-la para a unidade metro cúbico por segundo:

$$1 \text{ litro} = 1 \text{ dm}^3 = 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$1 \text{ minuto} = 60 \text{ s}$$

Então:

$$Q_v = \frac{5 \cdot 10^{-3}}{60} = 0,083 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

logo, a área da seção transversal da tubulação em centímetros é dada por:

$$A = \frac{0,083 \cdot 10^{-3}}{5} = 0,0000166 \text{ m}^2 = 0,166 \text{ cm}^2$$

2. Qual é o volume de fluido que escoar em uma tubulação, sabendo que a vazão é de $8 \text{ m}^3/\text{s}$ em um tempo de 1 s?

Solução:

$$V = Q_v \cdot t = 8 \cdot 1 = 8 \text{ m}^3$$

2.3 Equação da conservação da massa ou equação da continuidade

A massa não pode ser criada nem destruída. Excluindo a conversão de massa em energia postulada por Albert Einstein, que acontece em situações muito peculiares, a afirmação anterior é sempre verificável. É o princípio da conservação de massa.

Na figura 2.2, há a representação esquemática de um escoamento em um tubo divergente (que aumenta de diâmetro). As regiões 1 e 2 da figura representam as áreas das seções transversais em duas posições distintas do tubo, localizações em que é possível notar diâmetros diferentes.

As velocidades médias de escoamento nas áreas A_1 e A_2 valem, respectivamente, V_1 e V_2 .

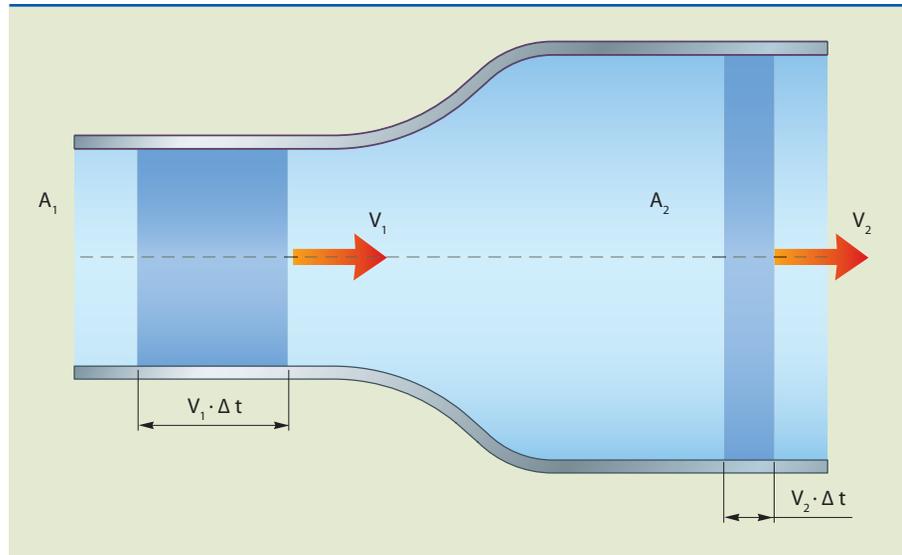
Em regime permanente, a conservação de massa indica que a quantidade de massa que atravessa a seção 1 (m_1) deve ser a mesma quantidade de massa que atravessa a seção 2 (m_2). Desse modo:

$$m_1 = m_2 \quad (2.3)$$



Figura 2.2

Escoamento em um tubo divergente. Indicação esquemática dos volumes de fluido deslocados em determinado instante de tempo para duas seções (1 e 2).



Usamos a equação 1.1 nas seções 1 e 2, em conjunto com a equação de igualdade 2.3:

$$\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2 \quad (2.4)$$

Dividimos a equação 2.3 pelo tempo arbitrário t escolhido para as observações do fenômeno:

$$\frac{\rho_1 V_1}{t} = \frac{\rho_2 V_2}{t} \quad (2.5)$$

Recorrendo à equação 2.1:

$$\rho_1 Q_{V_1} = \rho_2 Q_{V_2} \quad (2.6)$$

adotamos a hipótese de fluido incompressível, ou seja, densidade constante:

$$Q_{V_1} = Q_{V_2} \quad (2.7)$$

Alternativamente, a equação 2.7 pode ser escrita, com o auxílio da equação 2.2, como:

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 \quad (2.8)$$

no caso do escoamento permanente de fluido incompressível, representado esquematicamente na figura 2.2.

2.4 Equação de Bernoulli

Uma importante equação da dinâmica dos fluidos é atribuída a Daniel Bernoulli (1700-1782). A famosa equação, conhecida como equação de Bernoulli, é capaz

de expressar relação entre a energia de pressão, a energia cinética e a energia potencial em um escoamento. A equação é escrita para uma linha de corrente (como as linhas indicadas na figura 2.1).

Considere duas seções de áreas transversais A_1 e A_2 em um tubo, em que escoar um fluido incompressível e ideal em regime permanente, sendo p_1 e p_2 as pressões nessas seções, respectivamente (figura 2.3).

A densidade do fluido é indicada por ρ e as velocidades de escoamento valem v_1 e v_2 . A figura 2.3 indica um tubo de corrente que é usado na dedução da equação de Bernoulli. As cotas das seções 1 e 2 são indicadas pela letra Z e são medidas a partir de um plano referencial horizontal chamado plano horizontal de referência.

Neste capítulo, indicamos a velocidade com v minúsculo e o volume com V maiúsculo.

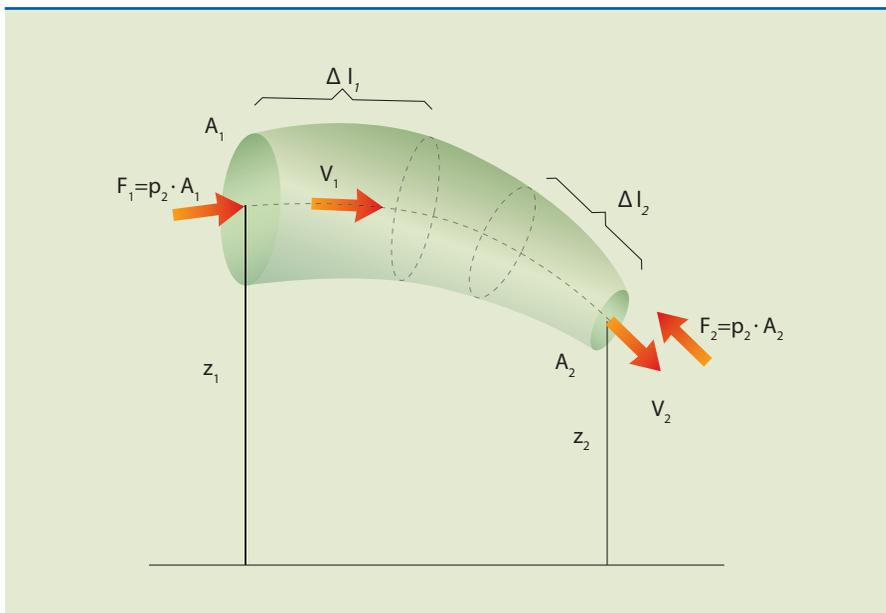


Figura 2.3

Indicação do tubo de corrente.

F_1 e F_2 representam as forças de pressão exercidas pelo fluido restante no tubo sobre o fluido contido nele. Então, a soma algébrica dos trabalhos realizados por essas forças (τ_1 e τ_2 , respectivamente) é igual à soma das variações das energias cinética e potencial (ΔE_c e ΔE_p) entre as seções (1) e (2). Assim:

$$\tau_1 + \tau_2 = \Delta E_c + \Delta E_p \quad (2.9)$$

Sabendo que o trabalho de uma força conservativa é dado pela multiplicação dessa força por um deslocamento e que os deslocamentos na seção 1 e na seção 2 são indicados, respectivamente, por Δl_1 e Δl_2 , bem como substituindo as expressões para a energia cinética e energia potencial (respectivamente iguais a $E_c = \frac{1}{2} mv^2$ e $E_p = mgz$) na equação 2.9, temos:

$$(F_1 \cdot \Delta l_1) + (-F_2 \cdot \Delta l_2) = \left[\left(\frac{m_2 v_2^2}{2} \right) - \left(\frac{m_1 v_1^2}{2} \right) \right] + [(m_2 g z_2) - (m_1 g z_1)] \quad (2.10)$$

O princípio da conservação de massa aplicado ao tubo de corrente indica que $m_1 = m_2$. Assim, é possível retirar o índice da variável massa considerando $m_1 = m_2 = m$. Usando a equação 1.1 ($m = \rho V$) e a equação 1.2 ($F = P \cdot A$), na equação 2.10, obtemos:

$$(P_1 \cdot A_1 \cdot \Delta l_1) + (-P_2 \cdot A_2 \cdot \Delta l_2) = \left[\left(\frac{\rho V v_2^2}{2} \right) - \left(\frac{\rho V v_1^2}{2} \right) \right] + \\ + \left[(\rho V g z_2) - (\rho V g z_1) \right] \quad (2.11)$$

Lembrando que, por motivos geométricos, $V = A \cdot \Delta l$, substituindo na equação 2.11 e simplificando, temos:

$$(P_1 \cdot V) + (-P_2 \cdot V) = \rho V \left(\frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2} \right) + \rho V (g z_2 - g z_1) \quad (2.12)$$

O volume aparece em todos os termos da equação 2.12 e pode ser simplificado. Após rearranjo da equação 2.12, com os termos de índice 1 do lado esquerdo do sinal de igualdade e os de índice 2 do lado direito do sinal de igualdade, e dividindo a equação 2.12 pela densidade, ela se transforma em:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g z_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g z_2 \quad (2.13)$$

A equação 2.13 é conhecida na literatura por equação de Bernoulli.

Percebe-se com facilidade que o teorema de Stevin está contido na equação de Bernoulli. Evidentemente, o teorema de Stevin somente pode ser aplicado em condições estáticas, de modo que as velocidades nas seções 1 e 2, nesse caso, devem ser nulas. Assim, a equação 2.13 torna-se:

$$\frac{P_1}{\rho} + g z_1 = \frac{P_2}{\rho} + g z_2 \sqrt{2} \quad (2.14)$$

Após algumas manipulações algébricas da equação 2.14, obtemos:

$$P_1 - P_2 = \rho g (z_2 - z_1) \quad (2.15)$$

A equação 2.15 é a mesma equação 1.4.

Aplicações da equação de Bernoulli – o tubo de Venturi

O tubo de Venturi é um tubo horizontal que possui um estrangulamento (redução de seção), conforme indicado na figura 2.4.

Se o tubo horizontal é preenchido por um fluido em movimento, pode-se observar que, na parte de maior diâmetro, a pressão é maior do que na parte mais estreita (chamada garganta).

Essa observação pode ser feita nos tubos verticais do dispositivo, em que a coluna de líquido em cada um indica a pressão na região do tubo horizontal. Assim, as duas colunas apresentam níveis diferentes, ou seja, $h_1 > h_2$; portanto, a velocidade é menor quando o fluido escoo pela parte de maior diâmetro, e maior, na parte de menor diâmetro, ou seja, $v_2 > v_1$.

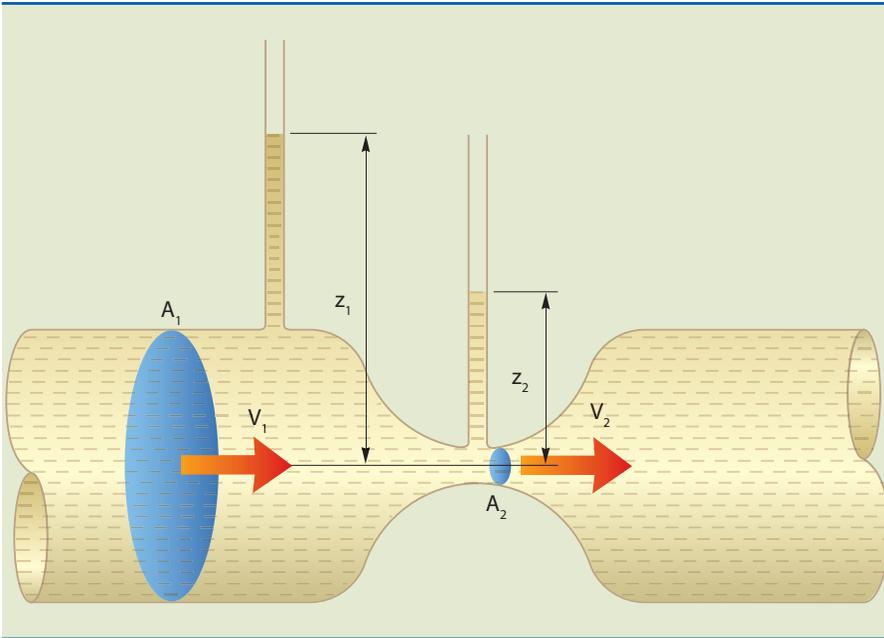


Figura 2.4

Tubo de Venturi.

Pela equação da continuidade (equação 2.8), temos:

$$A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2$$

Como $A_1 > A_2$, temos $v_1 < v_2$.

Assim, pela equação de Bernoulli (equação 2.13), lembrando que as seções estão na mesma altura, temos:

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

Conclui-se que $p_1 > p_2$, pois $v_1 < v_2$.

Nos condutores de seção variável, nas regiões mais estreitas, a pressão é menor e a velocidade de escoamento é maior.

2.5 Bombas hidráulicas

Em um circuito hidráulico, a bomba hidráulica é o elemento responsável pela transformação da energia mecânica, fornecida pelo motor de acionamento, em energia hidráulica. Ou seja, as bombas são usadas para converter energia mecânica em energia hidráulica.

Como isso acontece?

Um vácuo parcial é criado na entrada da bomba (ação mecânica). Assim, pela ação da pressão atmosférica, o fluido do tanque penetra na bomba, e esta, por sua vez, força o fluido para o sistema hidráulico.

A instalação de bombas em um sistema hidráulico visa a produzir um fluxo capaz de gerar pressão. É a resistência à vazão do fluido que ocasiona a formação da pressão. Quanto maior a resistência à vazão, maior a pressão fornecida pela bomba. O vácuo parcial permite a admissão de fluido em sua entrada na linha de sucção.

As bombas hidráulicas são especificadas, geralmente, pela capacidade de pressão máxima de operação e por seu deslocamento volumétrico.

A faixa de pressão de uma bomba é determinada pelo fabricante, com base em sua vida útil. A operação com pressão superior à estipulada pelo fabricante pode reduzir a vida útil do equipamento.

Todas as bombas hidráulicas funcionam e são denominadas segundo o princípio de deslocamento volumétrico. Isso significa que o líquido é pressionado para dentro das tubulações e deslocado em direção ao elemento de trabalho, que são os atuadores.

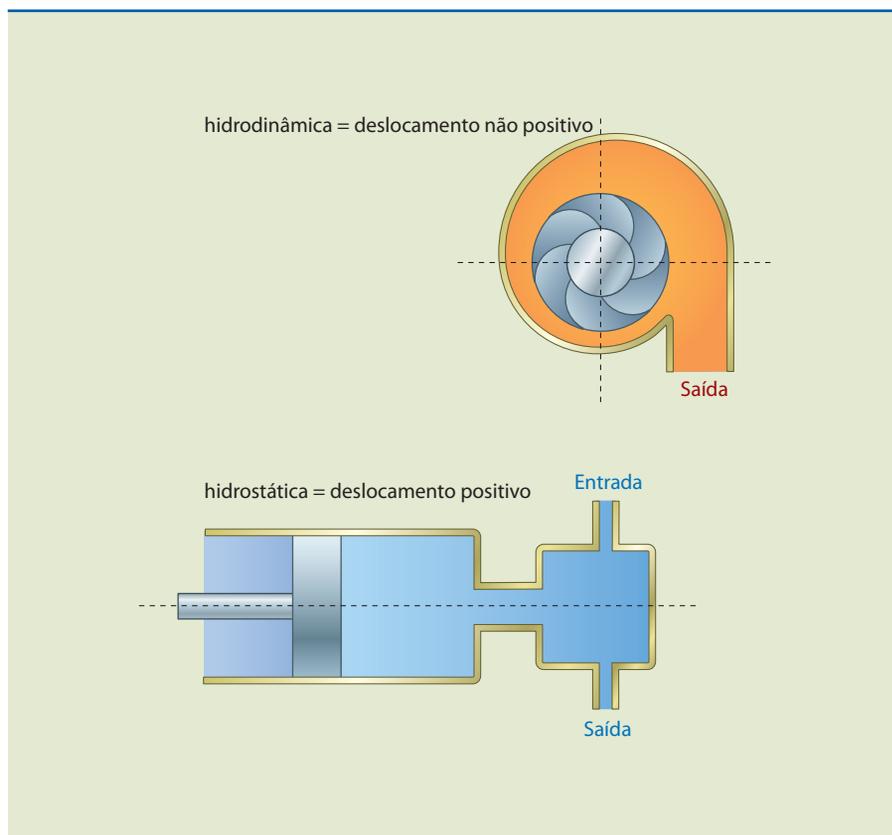
Existem vários tipos construtivos de bombas, e o líquido pode ser deslocado de diferentes formas: por pistões, palhetas ou por dentes de engrenagens.

Deslocamento, por definição, é o volume de líquido transferido em um giro completo. É equivalente ao volume de fluido que ocupa uma câmara e deve ser multiplicado pelo número de câmaras que a bomba possui. Por esse motivo, o deslocamento é expresso em centímetros cúbicos por rotação.

A figura 2.5 mostra um esquema para as bombas de deslocamento positivo e para as bombas de deslocamento não positivo.

De acordo com o tipo de elemento que produz a transferência do fluido, as bombas rotativas podem ser de engrenagens, de palhetas ou de pistões.

As bombas são classificadas em dois tipos: hidrodinâmicas e hidrostáticas. Nas próximas seções, são abordados apenas alguns dos muitos tipos de bombas disponíveis no mercado.

**Figura 2.5**

Comparação esquemática das bombas de deslocamento positivo e das de deslocamento não positivo.

2.5.1 Bombas hidrodinâmicas e hidrostáticas

Podemos distinguir dois tipos de bombas hidráulicas: as hidrodinâmicas e as hidrostáticas.

Bombas hidrodinâmicas

Esse tipo de bomba praticamente não é usado em sistemas hidráulicos, pois o deslocamento que ela produz no fluido fica reduzido quando a resistência aumenta. Outro fator limitante para seu emprego em sistemas hidráulicos é o fato de que seu pórtico de saída pode ser completamente bloqueado enquanto a bomba está em funcionamento.

Essas bombas são de deslocamento **não positivo** (fluxo contínuo), e a única resistência é criada pelo tipo de fluido e pelas condições de escoamento.

Bombas hidrostáticas

Têm boa aplicabilidade em circuitos hidráulicos industriais, em maquinaria de construção e em aviação.

São de deslocamento **positivo** (fluxo pulsante) e fornecem certo volume fluido a cada rotação ou ciclo. Apesar de produzir fluxo de forma pulsante, a pressão no sistema não varia.

2.5.2 Eficiência volumétrica

Teoricamente, uma bomba desloca um volume de fluido igual ao produto do volume de suas câmaras pelo número de câmaras, em uma rotação. Por causa de vazamentos internos, na prática, o deslocamento é menor.

O vazamento da saída para a entrada da bomba ou para o dreno é maior quanto maior é a pressão de trabalho. Dessa forma, reduz-se a eficiência volumétrica da bomba.

A eficiência volumétrica nada mais é que a relação percentual entre o deslocamento real dividido pelo deslocamento teórico em porcentagem.

$$\text{Eficiência volumétrica} = \frac{\text{deslocamento}_{\text{real}}}{\text{deslocamento}_{\text{teórico}}} \cdot 100\% \quad (2.16)$$

Exemplo

Uma bomba a uma pressão de 60 kgf/cm² deveria deslocar, teoricamente, 30 litros de fluido por minuto. Entretanto, desloca apenas 24 litros por minuto. Qual é a sua eficiência volumétrica?

Solução:

Aplicando a equação 2.16, temos:

$$\text{Eficiência volumétrica} = \frac{24}{30} \cdot 100\% = 80\%$$

Portanto, a eficiência volumétrica da bomba é 80%.

Localização da bomba

A bomba normalmente está localizada sobre a tampa do reservatório de fluido hidráulico do sistema, e um duto de sucção faz a comunicação entre a bomba e o líquido no reservatório.

2.6 Alguns tipos de bombas hidráulicas

2.6.1 Classificação das bombas hidráulicas, segundo o deslocamento

Uma bomba é responsável pelo deslocamento do fluido a ser fornecido para o circuito hidráulico. Na teoria, a quantidade de fluido em deslocamento é igual à quantidade de fluido deslocado em cada ciclo. Contudo, como sabemos, ocorrem vazamentos internos nas bombas e, quanto maior a pressão, maior será o vazamento. Esse fato reduz a eficiência volumétrica da bomba, que, na realidade, terá um deslocamento menor do que o esperado.

Assim, a capacidade de fluxo da bomba pode ser expressa pelo deslocamento ou pela saída em litros por minuto.

Bombas de engrenagem

Esse tipo de bomba é constituído de uma carcaça, na qual encontramos orifícios destinados à entrada e à saída do fluido hidráulico, e também de um dispositivo de bombeamento. Nesse dispositivo, há duas engrenagens, a **motora**, que é conectada a um elemento acionador (motor elétrico), e a **movida** (figura 2.6).

Bomba de engrenagem de dentes externos

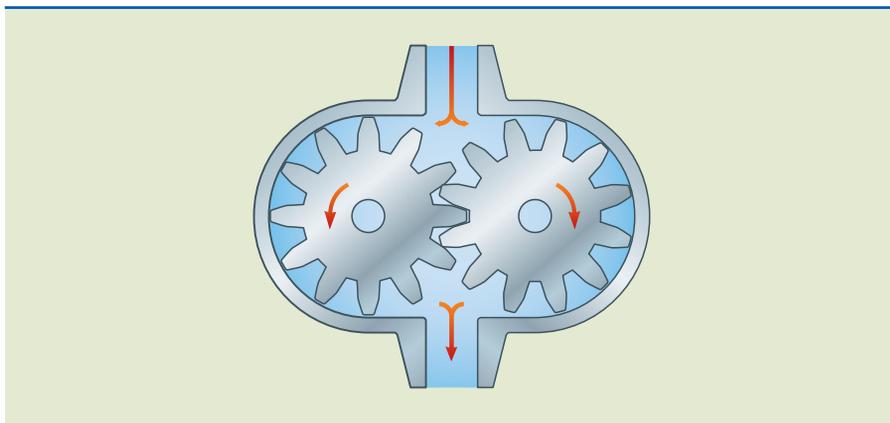


Figura 2.6

Representação esquemática de uma bomba de engrenagens.

Esse tipo de bomba (figura 2.6) é constituído basicamente pelos seguintes componentes:

- Carcaça.
- Duas rodas dentadas (engrenagens).
- Juntas.

Seu princípio de funcionamento também é bastante simples.

Na entrada, ao girar as engrenagens, o óleo é arrastado pela câmara de sucção através dos dentes das engrenagens e deslocado para o interior da câmara de pressão. No engrenamento dos dentes, o óleo comprimido é retido, sendo conduzido pelo espaço existente entre os dentes e a carcaça.

No lado da saída, os dentes se engrenam novamente e forçam o fluido para fora do sistema.

A vedação nesse tipo de bomba é realizada entre os dentes e a carcaça, e entre os próprios dentes da engrenagem.

São basicamente três tipos de engrenagens usadas nesse tipo de bombas: as de dentes retos, de dentes helicoidais e as de dentes em forma de espinha de peixe. Algumas dessas engrenagens estão representadas nas figuras 2.7 e 2.8.

Figura 2.7
Engrenagens de
dentes retos.



Figura 2.8
Engrenagem de
dentes helicoidais.



A construção das bombas de engrenagem de dentes externos é simples, motivo pelo qual é a mais encontrada no mercado. É econômica, robusta e de grande segurança de funcionamento.

Bomba de engrenagem de dentes internos

A bomba de engrenagem interna (figura 2.9) consiste em uma engrenagem externa cujos dentes se engrenam na circunferência interna de uma engrenagem maior.

Esse tipo de bomba tem funcionamento similar à bomba de engrenagens de dentes externos. O acionamento da engrenagem de dentes internos é feito pela engrenagem de dentes externos (que está ligada ao motor). Dessa forma, o óleo é succcionado do reservatório de forma similar à bomba de engrenagem de dentes externos, pois forma-se um vácuo parcial entre os dentes da engrenagem. Depois de arrastado entre os dentes, o óleo sai pelo orifício de saída da bomba.

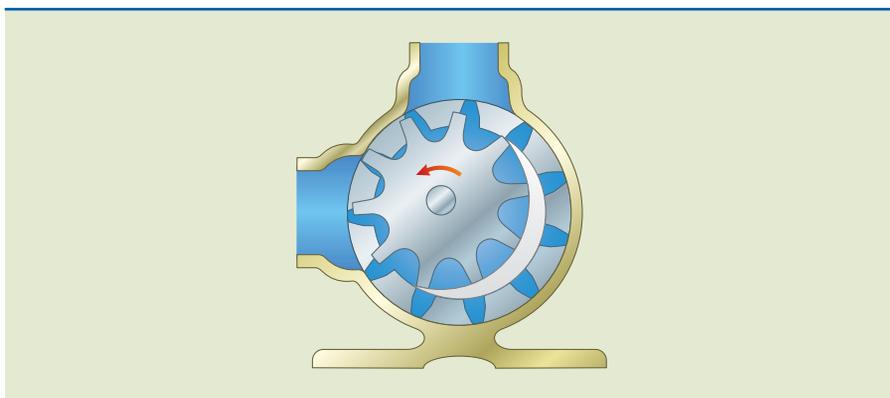


Figura 2.9
Bomba de engrenagens
internas.

Volume variável de uma bomba de engrenagem

O volume que a bomba de engrenagem desloca na saída de uma bomba é determinado ao se multiplicar o volume de fluido deslocado por cada dente de engrenagem pela rotação.

Às vezes, é necessário modificar o volume de fluido deslocado das bombas de engrenagens, entretanto, essa variação não pode ser feita com a bomba em operação.

Uma forma de modificar o fluxo de saída de uma bomba de engrenagem é por meio de um acionador, por exemplo, usando um motor elétrico de rotação variável. Com um motor de combustão interna, também podemos modificar o fluxo de saída.

Bombas de palheta

Como o nome indica, esse tipo de bomba possui palhetas móveis em um rotor (gira pela ação de um motor elétrico), dentro de uma carcaça ou de um anel.

Como o eixo do rotor é excêntrico à linha de centro da bomba, as câmaras formadas entre rotor, palhetas e carcaça variam de volume, ora fazendo a sucção do fluido hidráulico, ora empurrando-o para a saída da bomba (figura 2.10).

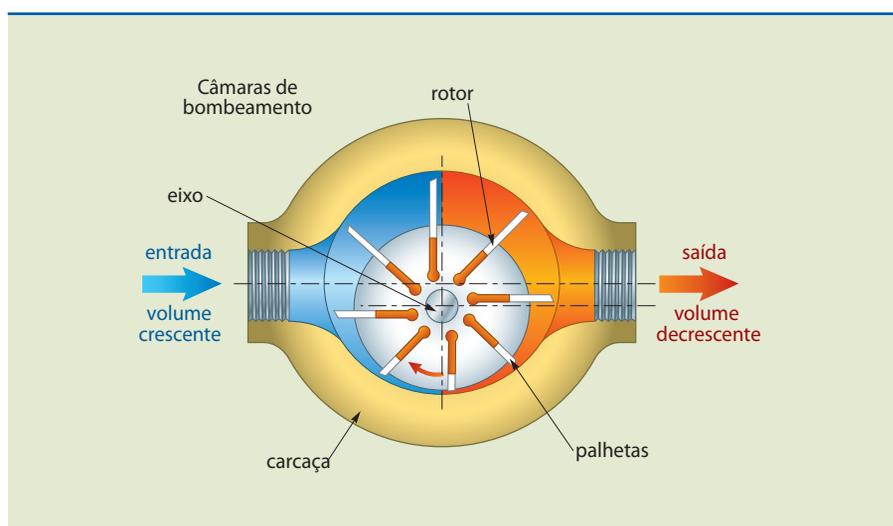


Figura 2.10
Representação esquemática
de uma bomba de palhetas.

Como trabalha uma bomba de palheta?

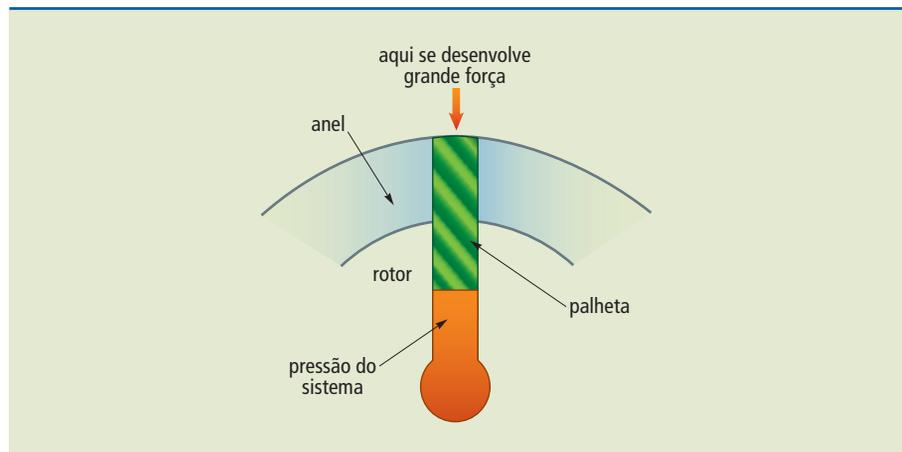
Nesse tipo de bomba, as palhetas são suportadas pelo rotor ligado a um eixo, que é conectado a um elemento acionador (ver detalhe da palheta na figura 2.11). À medida que o rotor entra em rotação, as palhetas tendem a sair do rotor, mas são limitadas pelo anel ou pelo contorno do cilindro.

Quando o fluido entra na bomba, o rotor, que é excêntrico ao anel, promove a sucção do fluido, pois a câmara formada entre rotor, palhetas e anel vai aumentando e depois, diminuindo. Para separar o fluido que entra do fluido que sai, é usada uma placa de entrada, que se encaixa sobre o anel, o rotor e as palhetas.

A entrada da placa de orifício está situada no local em que o volume formado entre anel e palhetas é crescente e, conseqüentemente, a saída do óleo da bomba é feita na parte em que o orifício de saída da placa tem seu volume decrescente.

Figura 2.11

Detalhe da palheta de uma bomba de palhetas.

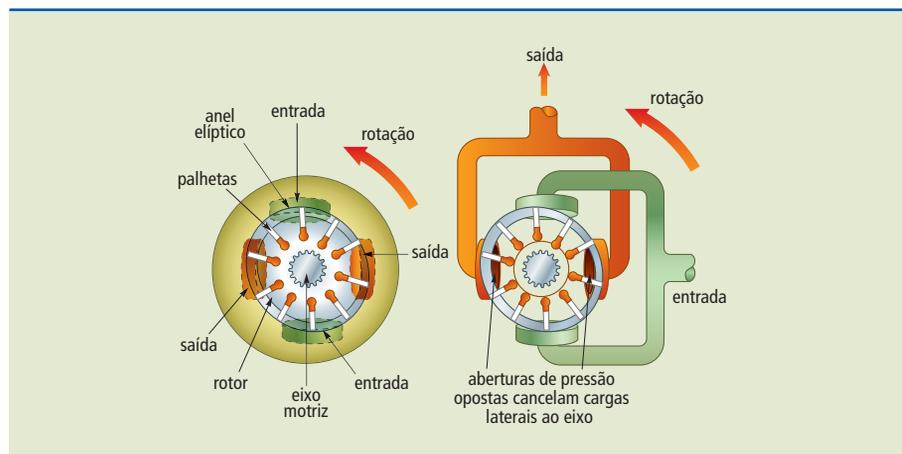


Bomba rotativa de palhetas, admissão externa, curso duplo

O funcionamento desse tipo de bomba ocorre ao girar o rotor. As palhetas são pressionadas contra uma superfície curva de deslizamento, transportando o óleo desde a câmara de sucção até a câmara de pressão (figura 2.12).

Figura 2.12

Detalhe de bomba rotativa de palhetas com admissão externa, curso duplo.



A fim de aliviar os mancais, frequentemente se colocam duas câmaras de sucção e duas de pressão, uma em frente à outra.

A vazão, nesse tipo de construção, não é variável.

Bomba rotativa de palhetas, admissão interna, curso simples

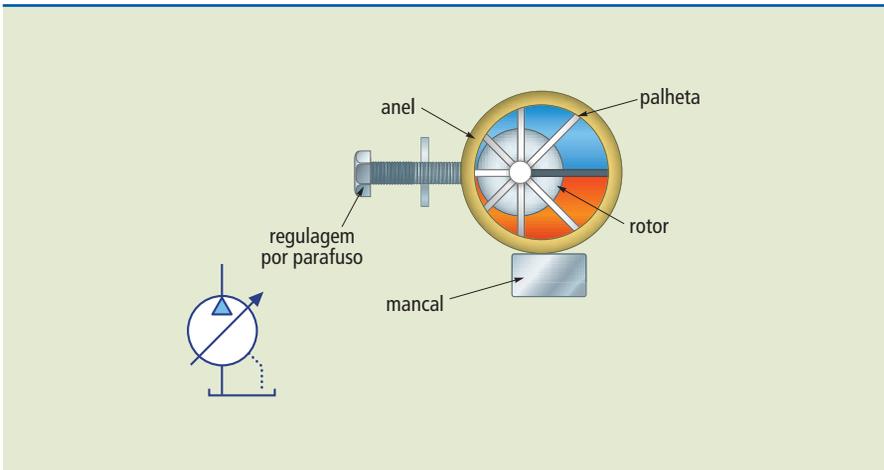


Figura 2.13

Bomba rotativa de palhetas, admissão interna, curso simples.

Nas bombas rotativas reguláveis de palhetas, o rotor está montado em forma excêntrica. O óleo é transportado tangencialmente, desde o lado da sucção até o lado da pressão. Nesse tipo de construção, pode-se variar ou inverter a direção do fluxo na regulagem da excentricidade (figura 2.13).

Bombas de pistão axial variável

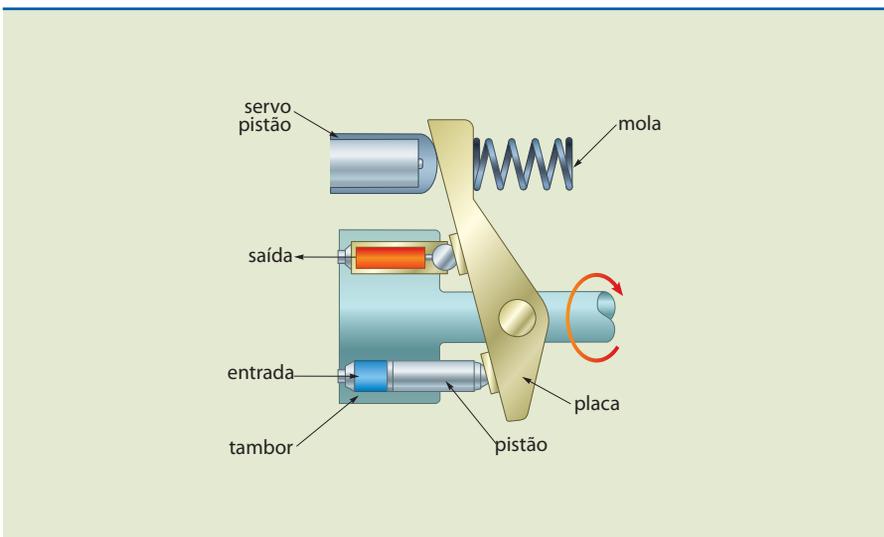


Figura 2.14

Bomba de pistão axial variável.

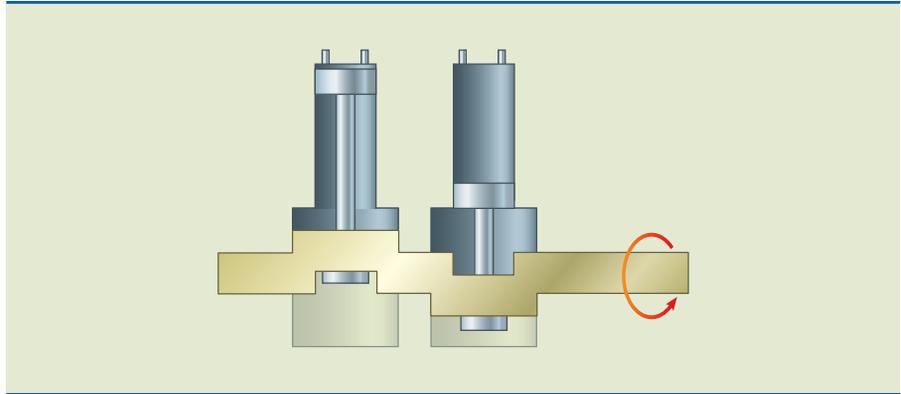
Quando o disco inclinado é posto a girar, os pistões movimentam-se em vaivém; dessa maneira, os pistões se enchem e se esvaziam. Basculando o disco inclinado, é possível variar o fluxo e inverter a direção dele.

Bomba de pistões em linha

O eixo de manivelas, ao girar, produz o movimento dos pistões, impulsionando um fluxo de óleo. Essa construção é utilizada principalmente como bomba de injeção (figura 2.15).

Figura 2.15

Bomba de pistões em linha.



2.7 Perda de carga

Na hidráulica, vários aspectos práticos envolvem a análise do escoamento de fluidos incompressíveis em condutos forçados e uniformes e em regime permanente.

São condições que representam a maioria das situações encontradas no dia a dia por grande parte dos projetistas de hidráulica; condições de escoamento que tratam de vazão, velocidade, diâmetro e perda de carga.

Conduto forçado é aquele em que o fluido escoar à plena seção e sob pressão.

Condutos de seção circular costumam ser chamados de tubos ou tubulações.

Um conduto uniforme é aquele que tem sua seção transversal constante em todo seu comprimento. Como já mencionado neste capítulo, se a vazão do fluido em qualquer seção do conduto não variar com o tempo, o regime de escoamento é dito permanente.

Sabemos também que a mudança de densidade nos líquidos (ao contrário do que se passa com os gases) não é significativa quando se varia sua pressão. A variação de densidade nos líquidos só é significativa quando há grandes aumentos ou diminuições da temperatura. Diante desse fato, nos escoamentos em regime permanente, podemos considerar que os líquidos se comportam como se fossem incompressíveis. Podemos citar como exemplo a água, o álcool, o querosene, a gasolina, o óleo diesel, o vinho, o leite, entre outros.

É possível identificar dois tipos de escoamentos viscosos: o laminar e o turbulento. Sob certas circunstâncias, o escoamento pode experimentar características híbridas entre as duas condições e, nesse caso, o escoamento é dito de transição.

No escoamento laminar, as partículas do escoamento seguem trajetórias regulares, e as trajetórias de duas partículas vizinhas não se cruzam.

Já no escoamento turbulento, a velocidade em determinado ponto varia constantemente em grandeza e direção, com trajetórias irregulares, e uma mesma partícula pode ora localizar-se próxima do eixo do tubo, ora próxima da parede do tubo, o que caracteriza um escoamento de padrão caótico.

O que determina se um escoamento é laminar, é turbulento ou está na transição é a relação entre as forças viscosas e as forças de inércia. As forças viscosas são causadas pela atração molecular e tendem a dificultar o escoamento; as forças de inércia são causadas pela existência de massa e de velocidade no processo. Em um escoamento em baixa velocidade, as forças viscosas são predominantes em relação às forças de inércia. Nesse caso, o escoamento acontece de modo organizado, porque as partículas de fluido não têm liberdade de movimentação: essa movimentação está restrita pelas forças de atração molecular. Nos casos de escoamentos com maiores velocidades, as forças de inércia suplantam as forças viscosas, e a movimentação das partículas torna-se desordenada.

Quando um líquido escoar no interior de um tubo, ocorre certa perda de energia denominada perda de pressão ou perda de carga. Esse decréscimo de energia do líquido é causado pelo atrito com as paredes do tubo e pela viscosidade do líquido em escoamento.

2.7.1 Perda de carga distribuída

É aquela que ocorre nos trechos retos da tubulação por causa do atrito, o que gera perda de pressão distribuída ao longo do comprimento do tubo, fazendo com que a pressão total vá diminuindo gradativamente.

A perda de carga (perda de energia) do fluido em um circuito hidráulico depende:

- Do diâmetro da tubulação.
- Da vazão, ou mais especificamente, da velocidade de escoamento.
- no caso de escoamento turbulento, da rugosidade interna do tubo e, portanto, do material e modo de sua fabricação.
- Do comprimento da tubulação.
- Da viscosidade e da densidade do fluido.

2.7.2 A perda de carga localizada ou singular

Ocorre sempre que os dispositivos ou conexões (curvas, válvulas, registros, válvulas de retenção, luvas de redução etc.) são inseridos na tubulação (são chamados de singularidades), provocando uma queda acentuada da pressão. Verificamos, então, uma perda de carga localizada no curto espaço compreendido pelo acessório.

É comum encontrarmos ábacos ou tabelas que expressam a perda de carga localizada em termos de comprimento equivalente, que é o comprimento de tubo que produziria a mesma perda de carga que o acessório produz.

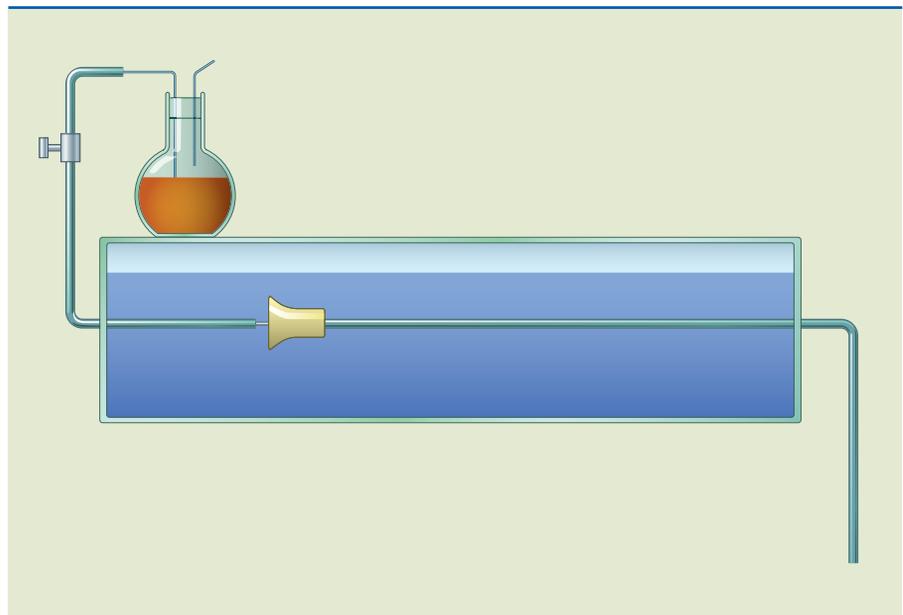
2.7.3 Experimento de Reynolds e os escoamentos viscosos

Osborne Reynolds (1842-1912) realizou, em 1883, um experimento buscando mostrar os tipos de escoamento. Em um deles, os elementos do fluido seguiram, ao longo de linhas de movimento, de forma direta a seu destino; e, no outro, as trajetórias se mostraram sinuosas. Com essa experiência, ele demonstrou como visualizar escoamentos laminares e turbulentos.

A figura 2.16 representa esquematicamente o experimento de Reynolds. De modo geral, o experimento clássico de Reynolds consiste em um grande tanque contendo água e um tubo de vidro em seu interior. A função do tubo de vidro é permitir que se faça a visualização do padrão de escoamento de água no interior da tubulação. Como a água é incolor, um elemento traçador (fluido colorido) é injetado no centro do tubo de vidro. Há um bocal convergente montado na entrada do tubo de vidro para conduzir melhor o escoamento da água do tanque para o interior do tubo de vidro, e também do fluido traçador.

Figura 2.16

Representação esquemática do experimento de Reynolds.



O experimento consiste basicamente em observar o padrão do escoamento no interior do tubo de vidro com o auxílio do fluido traçador em diversas vazões. A figura 2.17 indica o padrão encontrado à baixa velocidade (baixa vazão), ou escoamento laminar, o padrão de alta velocidade (alta vazão), ou escoamento turbulento, e também a transição entre eles, em uma vazão intermediária.

No escoamento laminar, o fluido traçador injetado no centro do duto se mantém em escoamento na região central; e, no escoamento turbulento, a flutuação de velocidades mistura o fluido traçador à corrente de escoamento principal.

Um número adimensional, chamado número de Reynolds, é o parâmetro indicativo de qual padrão de escoamento está ocorrendo. Fisicamente, o número de Reynolds é o quociente entre as forças de inércia e as forças viscosas que agem em um escoamento. Nesse caso, quanto maior for o número de Reynolds, maior será a turbulência. O número de Reynolds é definido como:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (2.17)$$

em que:

ρ é a massa específica do fluido;

v é a velocidade média do fluido;

D é o diâmetro da tubulação por onde passa o fluxo; e

μ é uma propriedade do fluido denominada viscosidade dinâmica ou absoluta, cuja unidade no SI é Pa·s (pascal vezes segundo).

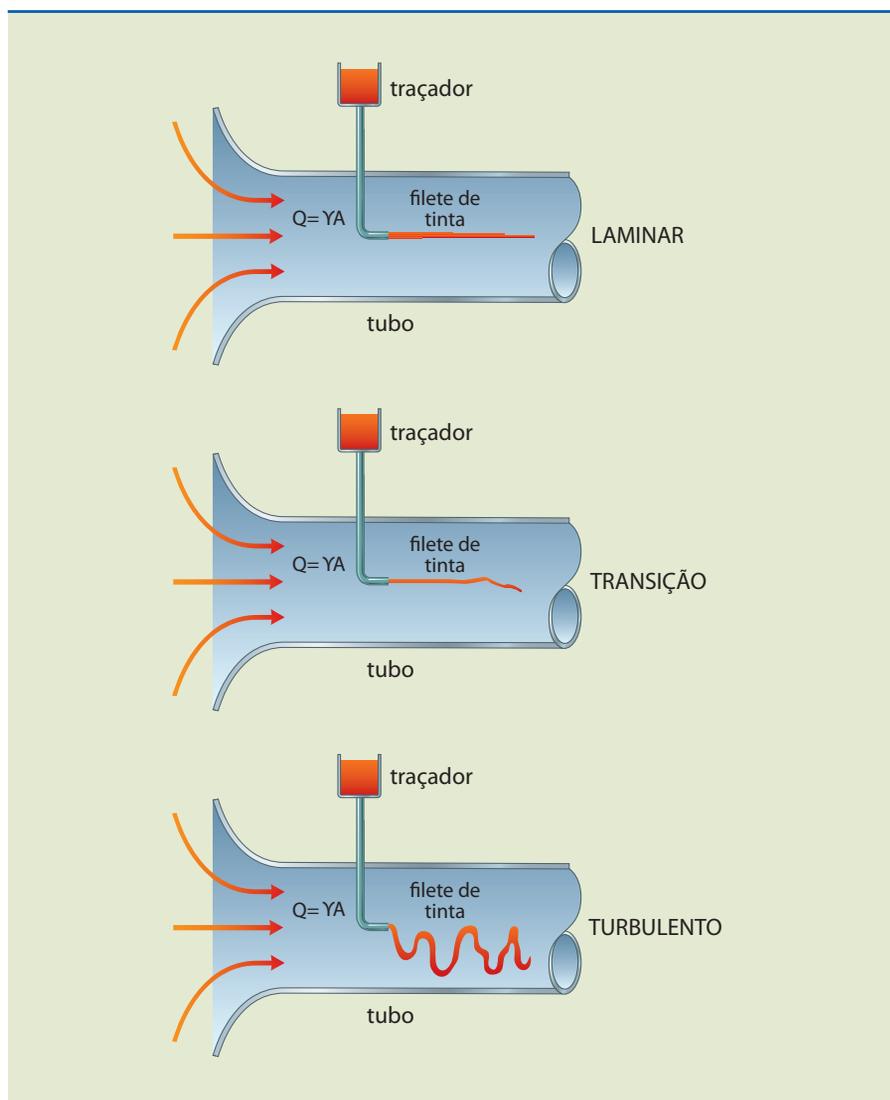


Figura 2.17

Detalhe dos padrões de escoamento no tubo de vidro do experimento de Reynolds.

A viscosidade dinâmica ou absoluta é função do tipo de substância, e seu valor depende da pressão e da temperatura. Em nosso dia a dia, lidamos com muitos fluidos de viscosidades diferentes, como a água e o óleo. Esvaziar um copo contendo água é muito mais fácil do que esvaziar o mesmo copo contendo óleo. Isso se deve ao fato de o óleo apresentar maior resistência ao escoamento do que a água, ou seja, o óleo é mais viscoso do que a água. Gases também possuem viscosidade, mas essa é comparativamente muito menor do que a viscosidade nos líquidos.

Para dutos de seção transversal circular, admite-se escoamento laminar com valores do número de Reynolds inferiores a 2000, e escoamento turbulento com valores superiores a 2400. Na faixa entre 2000 e 2400, acontece o escoamento de transição. Esses números são valores práticos de referência encontrados na literatura clássica da mecânica dos fluidos.

2.7.4 Equacionamento da perda de carga

A carga é a quantidade de energia de uma partícula de peso unitário. É definida pela expressão:

$$H = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} \quad (2.18)$$

Por análise dimensional, podemos perceber que a carga tem unidade de comprimento (no SI, o metro). A equação de Bernoulli (equação 2.13) pode ser escrita usando a carga (da equação 2.18):

$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = H_2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = \text{constante} \quad (2.19)$$

A equação 2.19 só pode ser usada em situação de escoamento ideal de um fluido incompressível em regime permanente em condição unidimensional. No caso de escoamento real, há perda de energia (perda de carga) entre duas seções (1 e 2); dessa forma, a equação fica:

$$H_1 - H_{p_{1,2}} = H_2 \text{ ou}$$

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} - H_{p_{1,2}} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (2.20)$$

O termo $H_{p_{1,2}}$ refere-se à perda de carga entre as seções 1 e 2. Caso, entre as seções 1 e 2, haja uma tubulação de trecho reto, a perda de carga é distribuída. Se, entre as seções 1 e 2, houver uma singularidade (válvulas ou conexões), a perda de carga é localizada. Se, entre as seções 1 e 2, houver associações de tubos e singularidades, a perda é a soma das duas parcelas (distribuída e singular).

Determinação da perda de carga distribuída

A equação de Darcy-Weisbach é amplamente utilizada para determinação da perda de carga em tubulações de trecho reto. Nela, há um número adimensional chamado fator de atrito, indicado pela letra f , que relaciona o atrito do fluido com a parede do duto. A equação de Darcy-Weisbach para um tubo de diâmetro D e comprimento L é:

$$H_p = f \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (2.21)$$

O fator de atrito pode ser determinado para escoamento laminar ($Re < 2000$) pela equação:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.22)$$

E, para escoamento turbulento, em dutos com rugosidade média ϵ , pela equação de Swamee-Jain:

$$f = \frac{1,325}{\left[\ln \left(\frac{\epsilon/D}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (2.23)$$

Determinação da perda de carga localizada

A perda de carga localizada dos acessórios é calculada pelo produto de um coeficiente característico do acessório pela carga cinética que o atravessa. Esse coeficiente costuma ser indicado pela letra k .

A perda causada pelo acessório é calculada pela expressão:

$$H_p = k \frac{v^2}{2g} \quad (2.24)$$

em que:

- H_p é a perda de carga singular [m];
- k é o coeficiente de perda de carga [adimensional];
- v é a velocidade média do escoamento no duto [m/s];
- g é a aceleração da gravidade [m/s²].

O quadro 2.1 indica o coeficiente de perda de carga localizada para diversos tipos de singularidades. O coeficiente de perda de carga localizado é obtido por meio de ensaios experimentais da singularidade em bancadas de testes.

Quadro 2.1

Coefficiente de perda de carga localizada ou singular (k) para várias singularidades [adimensional].

Acessórios	Coefficiente de perda de carga localizada (k)
Curva 90°, raio normal, flangeada	0,3
Curva 90°, raio normal, rosqueada	1,5
Curva 90°, raio longo, flangeada	0,2
Curva 90°, raio longo, rosqueada	0,7
Curva 45°, raio longo, flangeada	0,2
Curva 45°, raio normal	0,4
União rosqueada	0,08
União com cola	0
Válvula globo	10
Válvula gaveta	0,15
Válvula de retenção	2
Válvula esfera	0,05

Alternativamente, a perda de carga localizada poderia ser calculada pelo comprimento característico, definido como o comprimento de tubulação de trecho reto com perda equivalente (L_{eq}) à perda de carga imposta pela singularidade à passagem do fluido. O comprimento equivalente pode ser relacionado ao coeficiente de perda de carga singular, caso as equações 2.21 e 2.24 sejam igualadas:

$$f \frac{L_{eq}}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} = k \frac{v^2}{2g} \quad \text{ou:}$$

$$L_{eq} = \frac{k f}{D} \quad (2.25)$$

Determinação da perda de carga total

Sabendo que a perda de carga total $H_{p_{1,2}}$ (equação 2.20) é a soma da perda de carga distribuída (equação 2.21) e da localizada (equação 2.24), a equação geral torna-se:

$$H_{p_{1,2}} = f \frac{(L + L_{eq})}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (2.26)$$



Em dutos de seção transversal não circular, o diâmetro D pode ser substituído pelo diâmetro hidráulico (D_H), definido como:

$$D_H = \frac{4A}{P_{\text{molhado}}} \quad (2.27)$$

em que A é a área da seção transversal ocupada efetivamente pelo fluido e P_{molhado} , o perímetro molhado do duto.

