

Máquinas de Fluxo 12

Nos capítulos anteriores nós utilizamos "caixas-pretas" para representar as máquinas de fluxo (tais como as bombas e turbinas). O objetivo deste capítulo é apresentar a análise, do ponto de vista da mecânica dos fluidos, da operação destas máquinas.

As bombas e turbinas podem apresentar várias configurações. Resumidamente, as bombas adicionam energia ao fluido - realizam trabalho sobre o fluido, enquanto as turbinas extraem energia do fluido - o fluido realiza trabalho sobre a turbina. Nós utilizaremos o termo "bomba" para as máquinas que adicionam energia ao fluido. Assim, as bombas, ventiladores, sopradores e compressores serão considerados como "bombas". As máquinas de fluxo podem ser divididas em duas categorias principais: máquinas de deslocamento positivo (denominadas estáticas) e turbo máquinas (denominadas dinâmicas). Este capítulo trata apenas das turbo máquinas.

As máquinas de deslocamento positivo forçam o fluido para dentro, ou para fora, de uma câmara a partir da mudança do volume da câmara. Essencialmente, a pressão na câmara e o trabalho realizado são provocados por forças estáticas e não dinâmicas. A Fig. 12.1 mostra alguns exemplos típicos de máquinas de deslocamento positivo. Note que, neste tipo de máquina, um dispositivo realiza trabalho no fluido (uma parede se movimenta contra a força de pressão). O motor de combustão interna (ciclo Diesel ou Otto) de um automóvel é uma máquina de deslocamento positivo na qual o fluido realiza trabalho na máquina (o oposto do que ocorre numa bomba).

As turbo máquinas, por outro lado, envolvem um conjunto de pás, canecas, canais ou passagens arranjadas ao redor de um eixo de rotação de modo a formar um rotor. A rotação do rotor produz efeitos dinâmicos que podem adicionar energia ao fluido ou remover energia do fluido. Os ventiladores radiais e axiais, os hélices de barcos ou de aviões, as bombas d'água centrífugas e os turbocompressores dos automóveis são exemplos deste tipo de máquina que transferem energia ao fluido. A turbina das turbinas a gás dos aviões, as turbinas a vapor utilizadas para mover geradores em termoeletricas, as turbinas hidráulicas e as pequenas turbinas a ar comprimido utilizadas pelos dentistas são exemplos de turbo máquinas que retiram energia do fluido.

As máquinas de fluxo tem um papel importante na sociedade moderna. Estas máquinas apresentam uma densidade de potência alta (i.e. a potência desenvolvida dividida pelo volume da máquina, ou pela massa da máquina, é grande), poucas partes móveis e uma eficiência razoável. Nós apresentaremos a seguir um breve estudo sobre estas máquinas tão importantes. O leitor interessado pode obter informações adicionais em várias referências inteiramente dedicadas às máquinas de fluxo (por exemplo, as Refs. [1-6]).

12.1 Introdução

As máquinas de fluxo são dispositivos mecânicos que tanto extraem energia de um fluido (turbina) quanto adicionam energia ao fluido (bomba). Estas transferências de energia são propiciadas pelas interações dinâmicas entre o dispositivo e o fluido. Enquanto o projeto e a construção destes dispositivos envolvem muita experiência anterior, os seus princípios operacionais básicos são muito simples.

A interação dinâmica entre um fluido e um sólido normalmente ocorre através do escoamento e das forças detectadas na interface fluido – sólido. Por exemplo, nós realizamos um trabalho com nossos músculos quando mexemos uma colher numa xícara de chá. O movimento da colher através do chá causa uma diferença de pressão entre a parte da frente e a de trás da colher. Note que esta diferença de pressão produz uma força sobre a colher que é vencida por nossos músculos. Esta força atuando numa certa trajetória requer uma determinada quantidade de trabalho. Deste modo nós realizamos um trabalho sobre o fluido, ou seja, nós aumentamos a energia contida no chá.

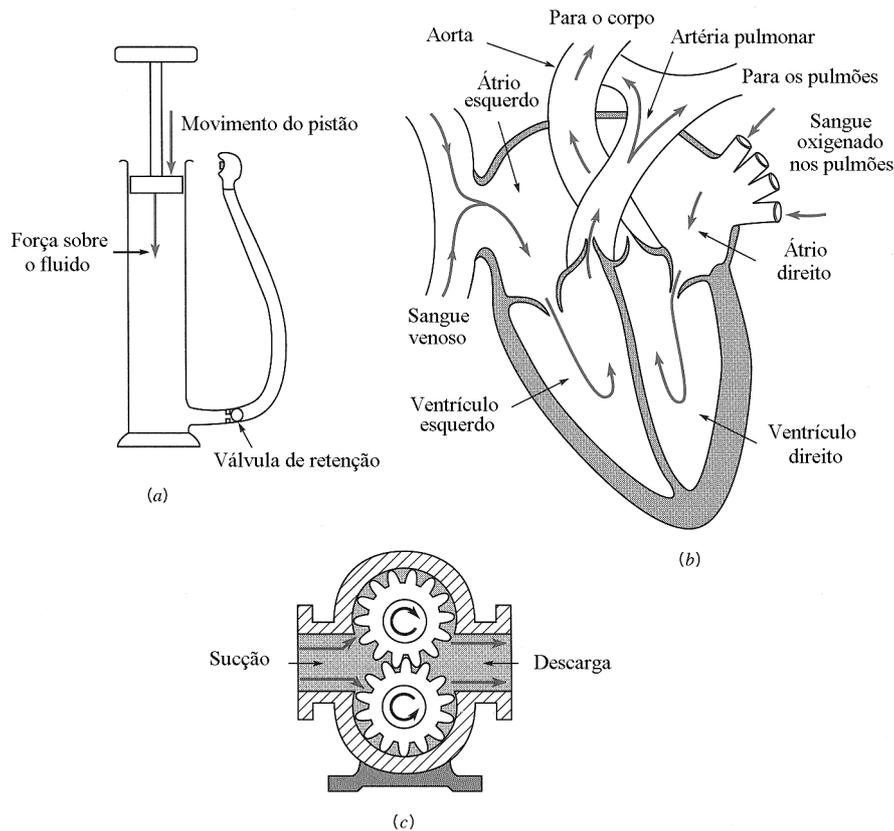


Figura 12.1 Bombas de deslocamento positivo típicas: (a) bomba de encher pneus, (b) coração humano, (c) bomba de engrenagens.

De modo inverso, o efeito dinâmico do vento soprando sobre a vela de um barco cria uma diferença de pressão na vela. Assim, a força do vento na vela propuliona o veleiro e o conjunto vela – barco se comporta como uma máquina que extrai energia do ar.

As máquinas de fluxo operam segundo os princípios descritos acima. Ao invés de uma colher ou uma vela, um grupo de pás, aerofólios, canecas, canais de fluxo e passagens são colocados em torno de um eixo. Note que a energia é fornecida ao fluido nas bombas (por exemplo, o movimento das pás da máquina induz um aumento de energia do fluido) e que a energia é extraída do fluido nas turbinas (por exemplo, o escoamento transfere energia as pás da máquina).

As máquinas de fluxo podem operar com gases (como o ventilador de um ar condicionado ou uma turbina a gás) ou com líquidos (como a bomba d'água de um automóvel ou a turbina de uma usina hidrelétrica). Mesmo que os princípios básicos de operação das máquinas que trabalham com gases e das que trabalham com líquidos sejam os mesmos, podem existir diferenças importantes na dinâmica dos escoamentos nestas máquinas. Por exemplo, a cavitação pode ser muito importante no projeto de dispositivos que envolvem escoamentos de líquidos e os efeitos da compressibilidade podem ser importantes no projeto de equipamentos que envolvem escoamentos com número de Mach significativos.

Muitas máquinas de fluxo apresentam algum tipo de carcaça ou cobertura que envolve as pás rotativas (rotor). Este tipo de arranjo forma uma passagem interna por onde o fluido escoar (veja a Fig. 12.2). Outras máquinas, como o moinho de vento ou o ventilador de teto, não apresentam carcaça. Algumas máquinas de fluxo também apresentam pás estacionárias, ou direcionadoras, além das pás móveis do rotor. Estas pás estacionárias podem ser utilizadas tanto para acelerar o fluido (operam como bocais) quanto para desacelerar o escoamento (operam como difusores).

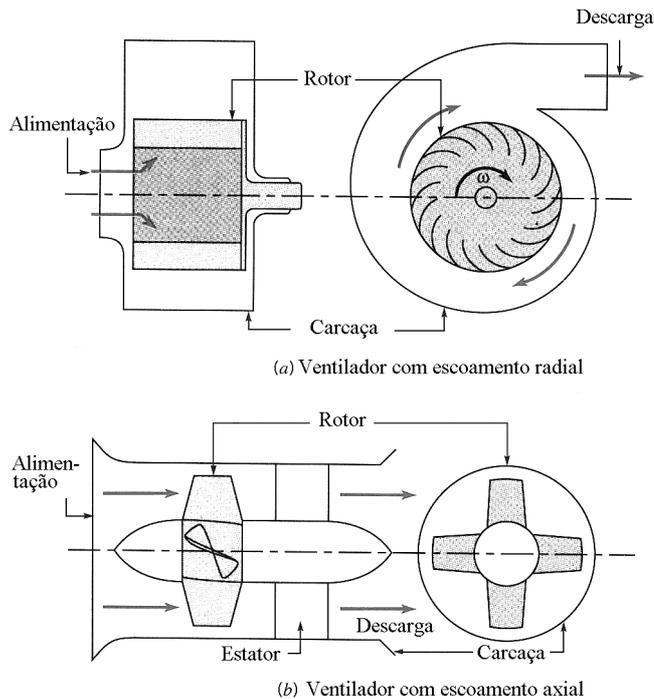


Figura 12.2 Máquina de fluxo com escoamento (a) radial e (b) axial.

As máquinas de fluxo podem ser classificadas de acordo com a direção principal do escoamento na máquina, ou seja, estas podem ser de escoamento axial, misto ou radial (veja a Fig. 12.2). Assim, a direção preponderante do escoamento numa máquina axial é a do eixo da máquina (da seção de alimentação até a de descarga da máquina). Já numa máquina radial, o escoamento na seção de alimentação do rotor, ou na seção de descarga do rotor (ou em ambas as seções), é praticamente radial. Nas outras máquinas, denominadas de fluxo misto, o escoamento no rotor apresenta componentes significativas nas direções axial e radial. Nós veremos que cada um destes tipos de máquinas apresentam vantagens e desvantagens operacionais e que a escolha do tipo de máquina que vai ser utilizada depende da natureza da aplicação.

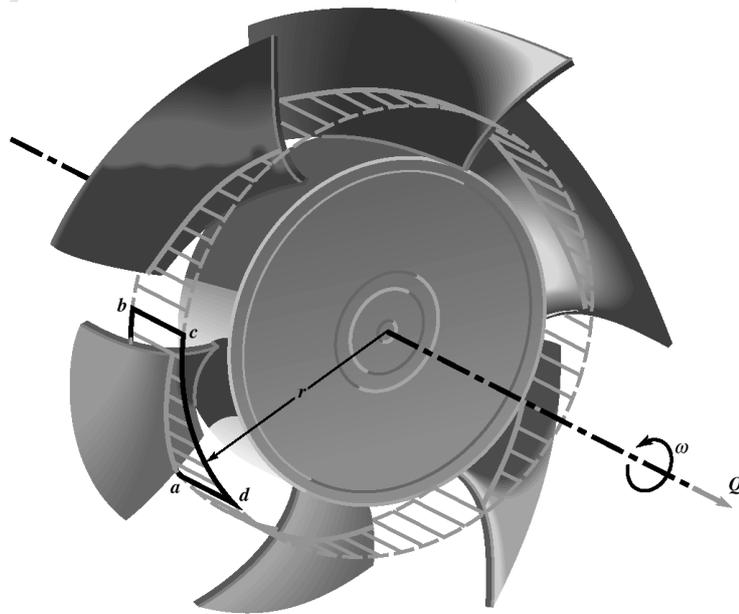
12.2 Considerações Energéticas Básicas

A análise da operação de um ventilador doméstico (bomba) e de um moinho de vento (turbina) podem fornecer informações sobre a transferência de energia nas máquinas de fluxo. Mesmo que os escoamentos reais nestes dispositivos sejam muito complexos (i.e. tridimensionais e transitórios), os fenômenos essenciais podem ser analisados com um modelo simples de escoamento e com os triângulos de velocidade.

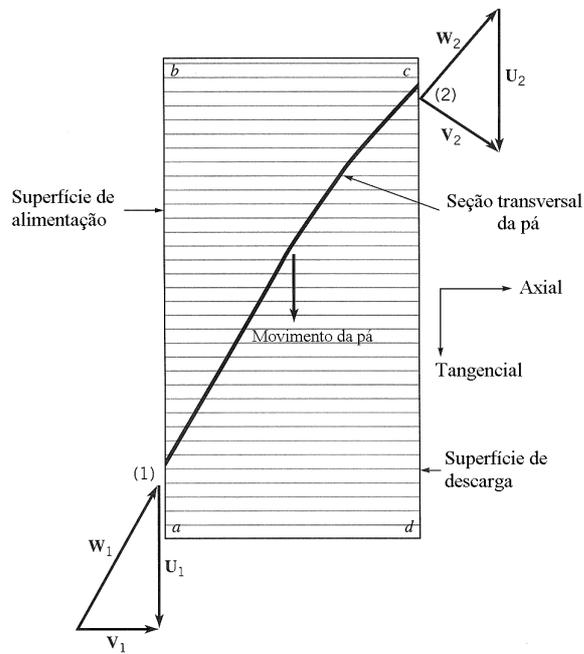
Considere o rotor de um ventilador (veja a Fig. 12.3a) que apresenta velocidade angular constante, ω . Note que o rotor mantém esta rotação porque está acoplado a um motor elétrico. Nós denominamos a velocidade da pá por $U = \omega r$, onde r é a distância radial medida a partir do eixo do ventilador. A velocidade absoluta do fluido (que é vista por um observador estacionário) é denominada \mathbf{V} e a velocidade relativa (que é vista por um observador solidário às pás) é denominada \mathbf{W} . A velocidade real do fluido (absoluta) é igual a soma vetorial da velocidade relativa com a velocidade das pás. Deste modo

$$\mathbf{V} = \mathbf{W} + \mathbf{U} \quad (12.1)$$

A Fig. 12.3b mostra um esquema simplificado das velocidades do escoamento que "entra" e que "sai" do ventilador a uma distância r do eixo do rotor. A superfície sombreada legendada como $a - b - c - d$ é uma parte da superfície cilíndrica mostrada na Fig. 12.3a. Nós vamos admitir, para



(a)



(b)

Figura 12.3 Modelo de escoamento num ventilador: (a) geometria da pá do ventilador; (b) velocidades nas seções de entrada e de saída do rotor.

simplificar o problema, que o escoamento é "suave" ao longo da pá, ou seja, a velocidade relativa do escoamento é paralela a superfície da pá da borda inicial até a borda final da pá (pontos 1 e 2). Por enquanto, nós vamos considerar que o fluido entra e sai do ventilador a mesma distância do eixo de rotação, logo $U_1 = U_2 = \omega r$. Nas máquinas de fluxo reais, os escoamentos de entrada e saída não são necessariamente tangentes às pás e as linhas de fluxo podem apresentar raios diferen-

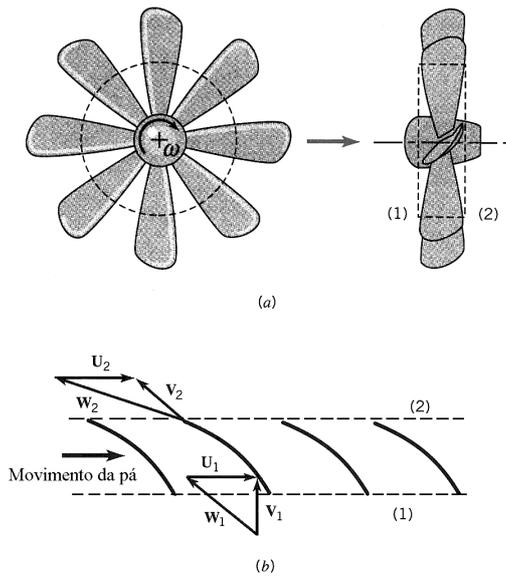


Figura 12.4 Modelo de escoamento num moinho de vento: (a) geometria da pá do moinho; (b) velocidades nas seções de entrada e de saída do rotor.

tes. Estas considerações são importantes tanto no ponto de operação de projeto quanto nas condições não nominais. Os leitores interessados nestes aspectos devem consultar as Refs. [7, 8 e 9].

Nós podemos construir os triângulos de velocidade mostrados na Fig. 12.3b com estas informações. Observe que esta vista é de topo, ou seja, é obtida olhando-se radialmente e para o eixo do rotor. Assim, o movimento da pá é para baixo e o escoamento na seção de alimentação do rotor é axial. O conceito mais importante mostrado neste esquema é: as pás do ventilador (devido a sua forma e movimento) "empurram" o fluido e provocam uma mudança na direção do escoamento. A direção do vetor velocidade absoluta, \mathbf{V} , não é a mesma nas seções (1) e (2). Inicialmente, o fluido não apresenta componente de velocidade absoluta na direção do movimento da pá, a direção θ (ou tangencial). Quando o fluido deixa a pá, a componente tangencial da velocidade absoluta não é nula. Para que isto ocorra, a pá tem que empurrar o fluido na direção tangencial. Isto é, a pá aplica uma força tangencial no fluido. Esta componente tangencial da força e o movimento da pá apresentam mesma direção e sentido, ou seja a pá realiza trabalho no fluido. Este dispositivo é uma bomba. Note que o mesmo conceito (força na direção e sentido do movimento) existe na bomba de pneu mostrada na Fig. 12.1.

A Fig. 12.4a mostra o esquema de um moinho de vento. O moinho, ao invés de ser movido por um motor, é movido pelo vento (compare os triângulos de velocidade das Figs. 12.3b e 12.4b). Nós novamente observamos que as velocidades absolutas nas seções (1) e (2), \mathbf{V}_1 e \mathbf{V}_2 , apresentam direções diferentes. Lembre que isto só pode ser provocado pela forma e movimento das pás do moinho. Assim, as pás tem que ser empurradas para esquerda do fluido - o sentido oposto ao do movimento do fluido. Deste modo, o fluido realiza um trabalho nas pás. A extração de energia do fluido é o objetivo de uma turbina (☉ 12.1 – Cata - vento).

Os dois exemplos anteriores mostram como é possível transferir trabalho para o fluido e retirar energia do fluido em duas máquinas de fluxo axiais abertas (sem carcaça). Observe que nós podemos utilizar conceitos semelhantes na análise de máquinas de fluxo radiais e mistas.

Exemplo 12.1

O rotor mostrado na Fig. E12.1a apresenta velocidade angular, ω , constante e igual a 100 rad/s. O fluido se aproxima do rotor na direção axial e o escoamento promovido pelas pás é praticamente radial (veja a Fig. E12.2a). Algumas medidas realizadas no escoamento indicam que os módulos das velocidades absolutas nas seções de entrada e na saída do rotor são $V_1 = 12$ m/s e $V_2 = 25$ m/s. Este dispositivo é uma bomba ou uma turbina?

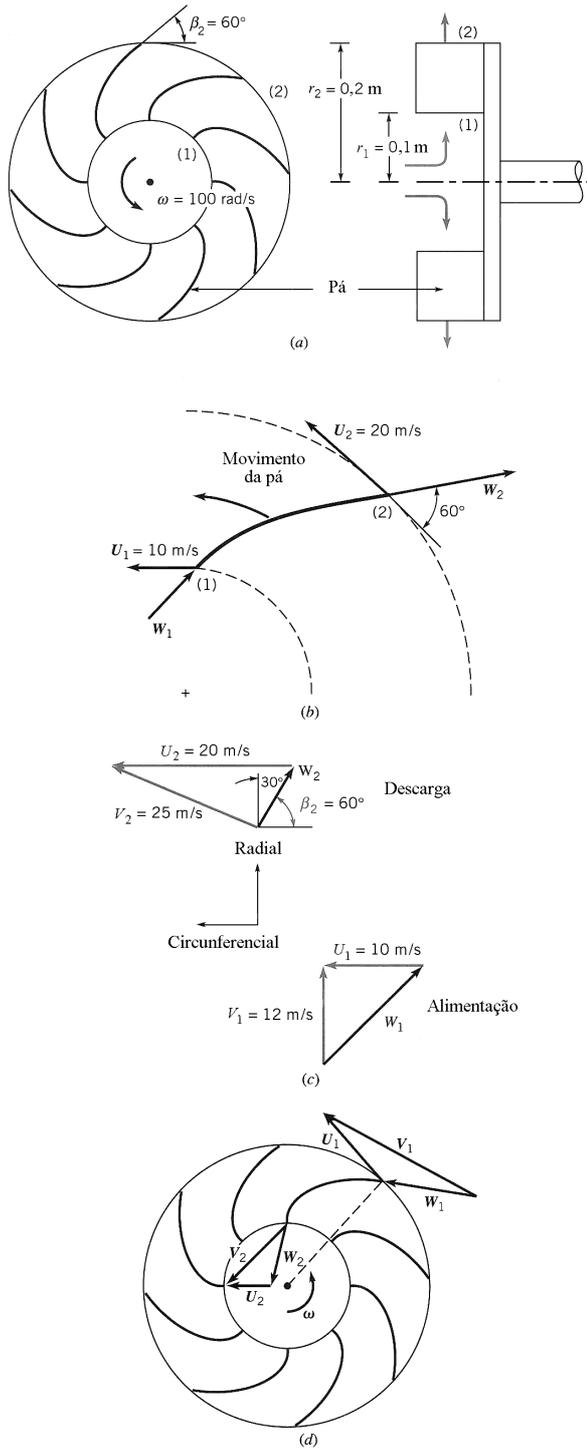


Figura E12.1

Solução Para responder a esta questão, nós precisamos saber se o sentido da componente tangencial da força da pá sobre o fluido apresenta mesmo sentido do movimento da pá (uma bomba) ou se os sentidos são opostos (uma turbina). Nós vamos admitir que a velocidade relativa do escoamento no rotor é sempre tangente às pás (veja a Fig. E12.1b). Nós podemos calcular as velocidades de entrada e saída das pás com os dados fornecidos na formulação do exemplo. Assim,

$$U_1 = \omega r_1 = 100 \times 0,1 = 10 \text{ m / s}$$

$$U_2 = \omega r_2 = 100 \times 0,2 = 20 \text{ m / s}$$

Nós podemos desenhar o triângulo de velocidades (a representação gráfica da Eq. 12.1) na seção de entrada do rotor porque conhecemos a velocidade absoluta do escoamento e a velocidade da pá nesta seção (veja a Fig. E12.1c). Observe que nós admitimos que a velocidade absoluta do escoamento na entrada da pá é radial (i.e. a direção de V_1 é radial). Na saída nós conhecemos a velocidade da pá, U_2 , a velocidade de saída, V_2 , e a direção da velocidade relativa, β_2 (devido a geometria da pá). Assim, nós também podemos construir o triângulo de velocidades na seção de saída do rotor (veja a Fig. E12.1b). Comparando os triângulos de velocidade é possível concluir que o sentido do vetor da velocidade absoluta gira no mesmo sentido do movimento da pá. Na seção de entrada, o componente da velocidade absoluta na direção de rotação é nulo e a componente na seção de saída não é nula. Isto é, a pá empurra o fluido na direção do seu movimento e, assim, realiza trabalho no fluido. Logo, o dispositivo do exemplo é uma bomba.

Todavia, se o sentido do escoamento for invertido, o dispositivo se transforma numa turbina radial. Neste caso (veja a Fig. E12.1d), o sentido do escoamento é o inverso (comparado com aquele da Fig. E12.1a, b e c) e os triângulos de velocidade adequados ao caso estão indicados na figura. Observe que é necessário instalar direcionadores estacionários de escoamento em volta do perímetro do rotor (estes componentes também são conhecidos como pás diretrizes) para que se obtenha o escoamento com a velocidade V_1 indicada na figura. Note que a componente da velocidade absoluta, V , na direção do movimento da pá é menor na seção de saída do que na seção de entrada. Assim, o fluido empurra a pá na direção do seu movimento e realiza trabalho na pá. Deste modo, nós acabamos de descrever a operação de uma turbina.

12.3 Considerações Básicas sobre o Momento da Quantidade de Movimento

Nós mostramos nas seções anteriores como o trabalho pode ser transferido para o rotor de uma turbina ou transferido da pá de uma bomba. Todas as máquinas de fluxo dinâmicas apresentam uma hélice ou um rotor que apresenta movimento de rotação. Assim, é apropriado discutir o comportamento destas máquinas em função do torque e do momento da quantidade de movimento.

O trabalho pode ser expresso como o produto escalar de uma força por uma distância ou pelo produto de um torque por um deslocamento angular. Assim, se o torque de eixo (o torque que o eixo aplica no rotor) e a rotação do rotor apresentam mesmo sentido, a energia é transferida do eixo para o rotor e do rotor para o fluido – a máquina é uma bomba. De modo inverso, a energia é transferida do fluido se o sentido do torque do eixo é inverso ao sentido de rotação do rotor - a máquina é uma turbina. O torque no eixo (e, assim, o de trabalho de eixo) pode ser calculado com a equação do momento da quantidade de movimento que foi deduzida formalmente na Seção 5.2.3. Nós apresentaremos a seguir a aplicação desta equação aos escoamentos em máquinas de fluxo.

Considere o movimento de uma partícula fluida no rotor da máquina de fluxo radial mostrada nas Fig. E12.1. Por enquanto, admita que a partícula entra no rotor com velocidade radial (i.e. sem componente tangencial). Depois de ter sofrido a ação das pás do rotor, durante sua passagem da seção de entrada (1) para a de saída (2), a partícula sai do rotor com uma velocidade que apresenta componentes na direção radial (r) e tangencial (θ). Nesta condição, a partícula não apresenta momento da quantidade de movimento em relação ao eixo na seção de entrada do rotor mas o momento da quantidade de movimento em relação ao eixo na seção de saída do rotor não é nulo (© 12.2 – Regador de jardim).

Nós podemos realizar uma experiência interessante num parque de diversões. Considere que você é uma partícula e que o carrossel é um rotor. Caminhe do centro para a borda do carrossel e observe as forças envolvidas. O carrossel realizará trabalho em você - há uma força "centrípeta" sobre você. Note que outra pessoa (ou máquina) deve aplicar um torque para que o carrossel mantenha uma velocidade angular constante (de modo análogo, se o motor que move uma bomba é desligado, a bomba obviamente irá desacelerar e parar). A pessoa (ou motor) fornece energia ao rotor que é transferida para você. A quantidade de energia despendida para manter a velocidade angular do carrossel constante depende do caminho tomado por você no carrossel (i.e. da forma da pá), ou da velocidade que você se move para a borda (i.e. da velocidade de saída), ou o quanto você pesa (i.e. da massa específica do fluido)? O que acontece se você caminhar da borda do carrossel para o centro? Lembre-se que o oposto de uma bomba é uma turbina.

Uma série de partículas (um contínuo) escoam pelo rotor de uma máquina de fluxo. Logo, nós podemos aplicar a equação do momento da quantidade de movimento para analisar o escoamento num rotor. Se nós admitirmos que o regime do escoamento é o permanente, ou permanente em média, a Eq. 5.42 pode ser aplicada, ou seja,

$$\sum (\mathbf{r} \times \mathbf{F}) = \int_{sc} (\mathbf{r} \times \mathbf{V}) \rho \mathbf{V} \cdot \hat{\mathbf{n}} dA$$

Lembre que o lado esquerdo desta equação representa a soma dos torques externos que atuam sobre o conteúdo do volume de controle e que o membro direito representa o fluxo líquido de momento da quantidade de movimento através da superfície de controle.

Nós vamos indicar a seção de entrada do rotor por seção (1) e a de saída por seção (2). Se admitirmos que o escoamento no rotor é unidimensional, a componente axial da equação anterior se torna igual a

$$T_{\text{eixo}} = -\dot{m}_1 (r_1 V_{\theta 1}) + \dot{m}_2 (r_2 V_{\theta 2}) \quad (12.2)$$

onde T_{eixo} é o torque aplicado ao conteúdo do volume de controle. O sinal negativo é associado com a vazão em massa para dentro do volume de controle e o sinal positivo é associado com a vazão para fora do volume de controle. O sinal da componente V_{θ} depende do seu sentido e do sentido da velocidade da pá, U . Se V_{θ} e U apresentam mesmo sentido, então V_{θ} é positivo. O sinal do torque aplicado pelo eixo no rotor, T_{eixo} , é positivo se o sentido de T_{eixo} é o mesmo do sentido da rotação.

Note que o torque de eixo é diretamente proporcional ao vazão de massa (analise a Eq. 12.2). Assim, o torque necessário para bombear água é maior que o necessário para "bombear" a mesma vazão volumétrica de ar. O torque também depende da componente tangencial da velocidade absoluta, V_{θ} . A Eq. 12.2 é geralmente chamada de equação de Euler para turbomáquinas.

A potência de eixo, \dot{W}_{eixo} , está relacionada com o torque de eixo e a velocidade angular por

$$\dot{W}_{\text{eixo}} = T_{\text{eixo}} \omega \quad (12.3)$$

Combinando as Eqs. 12.2 e 12.3 e lembrando que $U = \omega r$, temos

$$\dot{W}_{\text{eixo}} = -\dot{m}_1 (U_1 V_{\theta 1}) + \dot{m}_2 (U_2 V_{\theta 2}) \quad (12.4)$$

Novamente, o valor de V_{θ} é positivo quando V_{θ} e U apresentam o mesmo sentido e negativo quando ocorre o oposto. A potência no eixo, \dot{W}_{eixo} , é positiva quando o torque e a rotação apresentam o mesmo sentido e negativo quando apresentam sentidos opostos. Logo, \dot{W}_{eixo} é positivo quando a potência é fornecida ao conteúdo do volume de controle (bombas) e negativo quando ocorre o inverso (turbinas). Este resultado é consistente com a convenção de sinal envolvendo trabalho da equação da energia considerada no Capítulo 5 (veja a Eq. 5.67).

Finalmente, o trabalho por unidade de massa que escoam através do volume de controle é dado por

$$\dot{w}_{\text{eixo}} = -U_1 V_{\theta 1} + U_2 V_{\theta 2} \quad (12.5)$$

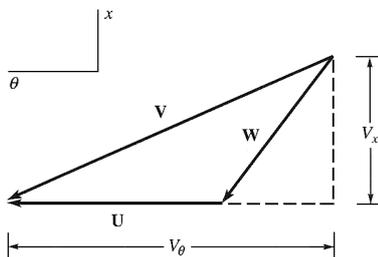


Figura 12.5 Triângulo de velocidade: \mathbf{V} = velocidade absoluta, \mathbf{W} = velocidade relativa e \mathbf{U} = velocidade da pá.

Note que nós utilizamos a equação da continuidade para obter esta equação. As Eqs. 12.3, 12.4 e 12.5 são as equações básicas para descrever a operação de todas as bombas e turbinas (mesmo que apresentem escoamentos radiais, axiais ou mistos ou operem com escoamentos compressíveis ou incompressíveis). Observe que tanto a componente axial quanto a radial da velocidade do escoamento não estão presentes na equação do trabalho por unidade de massa. [Reconsidere o exemplo do carrossel. A quantidade de trabalho que a pessoa (ou máquina) realiza sobre o carrossel independe de quão rápido você pula para cima (axialmente) ou corre radialmente na saída do carrossel. O único fator que realmente é contabilizado é a componente tangencial da velocidade].

Nós podemos obter uma outra versão da Eq. 12.5 reescrevendo o lado direito da equação em função dos triângulos de velocidade dos escoamentos nas seções de entrada e saída do rotor (veja a Fig. 12.5). A componente do vetor velocidade V_x é uma componente genérica da velocidade do escoamento no rotor. Note que esta pode ser axial, radial ou mista (depende da configuração do rotor). Analisando o triângulo retângulo da figura, temos

$$V^2 = V_\theta^2 + V_x^2$$

ou

$$V_x^2 = V^2 - V_\theta^2 \quad (12.6)$$

A partir do triângulo retângulo menor nós observamos que

$$V_x^2 + (V_\theta - U)^2 = W^2 \quad (12.7)$$

Combinando as Eqs. 12.6 e 12.7 nós temos

$$V_\theta U = \frac{V^2 + U^2 - W^2}{2}$$

que quando escrita para a entrada e a saída do rotor e combinada com a Eq. 12.5 produz

$$w_{\text{eixo}} = \frac{V_2^2 - V_1^2 + U_2^2 - U_1^2 - (W_2^2 - W_1^2)}{2} \quad (12.8)$$

Assim, a potência e o trabalho de eixo por unidade de massa podem ser obtidos à partir da velocidade da pá, U , da velocidade absoluta do fluido, V , e da velocidade relativa do fluido em relação à pá, W . A Eq. 12.8 contém mais termos do que a Eq. 12.5, porém é uma equação muito importante porque mostra como o trabalho transferido está relacionado com as variações de velocidade absoluta, relativa e velocidade da pá. Devido a natureza genérica do triângulo de velocidades da Fig. 12.5, a Eq. 12.8 é aplicável para rotores de escoamento axial, radial e misto.

12.4 A Bomba Centrífuga

A bomba centrífuga é uma das máquinas de fluxo radial mais comuns. Este tipo de bomba apresenta dois componentes principais: um rotor montado num eixo e uma carcaça (voluta) que envolve o rotor. O rotor contém uma série de pás (geralmente curvas) arrançadas de um modo regular em torno do eixo. A Fig. 12.6 mostra um esboço das partes principais de uma bomba centrífuga. Conforme o rotor gira, o fluido é succionado através da seção de alimentação da bomba e esco radialmente para fora da bomba. A energia é adicionada ao fluido pelas pás móveis e tanto a pressão quanto a velocidade absoluta são aumentadas ao longo do escoamento no rotor. No tipo mais simples de bomba centrífuga, o fluido é descarregado diretamente na carcaça. O formato da carcaça (voluta) é projetado para reduzir a velocidade do escoamento que é descarregado do rotor. Note que esta diminuição da energia cinética é convertida, em parte, num aumento de pressão. O formato da carcaça (em formato de voluta) é tal que a seção transversal do canal formado pelo rotor e a carcaça aumenta na direção da seção descarga. Observe que isto é feito para que a velocidade do escoamento neste canal seja aproximadamente constante. Normalmente, as grandes bombas centrífugas, apresentam um projeto diferente no qual pás direcionadoras de escoamento envolvem o rotor. Estas pás fixas desaceleram o fluido conforme ele é direcionado para dentro da carcaça. Este tipo de bomba centrífuga é conhecida como bomba difusora (☉ 12.3 – Bomba d'água para limpador de pára-brisa).

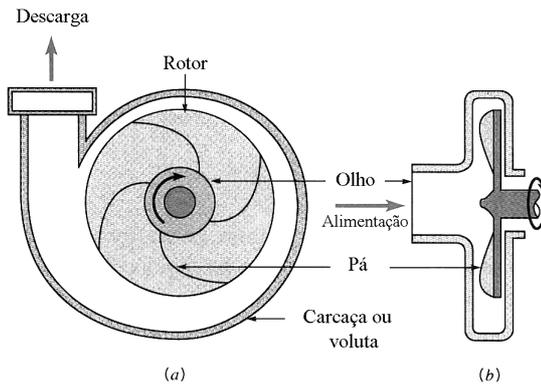


Figura 12.6 Esquema de uma bomba centrífuga.

Os rotores podem ser classificados em dois tipos básicos: os abertos e os fechados. A Fig. 12.7a mostra um rotor do tipo aberto onde as pás estão arranjadas numa placa traseira e estão expostas para o lado da carcaça. A Fig. 12.7b mostra um rotor fechado. Nesta configuração as pás estão confinadas entre duas placas.

Os rotores também podem ser classificados como de simples ou dupla sucção. Para os rotores de sucção simples, o fluido entra no rotor por um dos lados da bomba. Já nos rotores de dupla sucção, o rotor é alimentado, ao longo do eixo, pelos dois lados da bomba. A montagem em dupla sucção diminui a força axial sobre o eixo e também reduz as velocidades de entrada no rotor (desde que a área da seção transversal de alimentação seja maior).

As bombas podem apresentar um único ou múltiplos estágios. Para uma bomba de único estágio, somente um rotor é montado no eixo, enquanto vários rotores são montados no mesmo eixo nas bombas multi-estagiadas. Os estágios operam em série, isto é, a descarga do primeiro estágio escoar para o olho do segundo e assim por diante. A vazão é a mesma através dos estágios, mas cada estágio fornece um aumento de pressão. Normalmente, as bombas de multi-estagiadas são utilizadas nas aplicações onde a pressão na seção de descarga da bomba é alta.

A variedade de bombas centrífugas comercialmente disponíveis é imensa mas os princípios básicos de funcionamento de todas elas são os mesmos. O trabalho é realizado no fluido pelas pás móveis (que induzem um aumento significativo da velocidade do escoamento no rotor). Esta energia cinética é convertida num aumento de pressão conforme o fluido escoar do rotor para a seção de descarga da bomba. Nós apresentamos uma teoria simples para descrever o comportamento das bombas centrífugas na seção anterior. Esta teoria será refinada na próxima seção.



Figura 12.7 (a) Rotor aberto, (b) Rotor fechado (Cortesia da Ingersol – Dresser Pump Company).

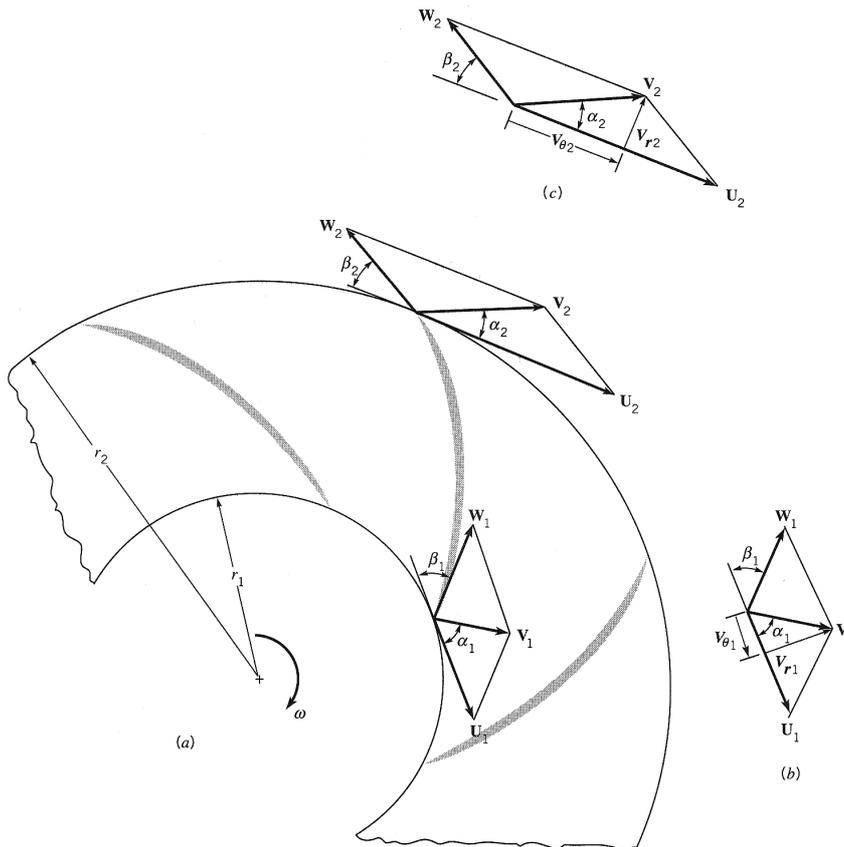


Figura 12.8 Diagramas de velocidade nas seções de entrada e saída do rotor de uma bomba centrífuga.

12.4.1 Considerações Teóricas

Ainda que o escoamento numa bomba seja muito complexo (tridimensional e transitório), a teoria básica de operação de uma bomba centrífuga pode ser formulada considerando o escoamento médio unidimensional entre as seções de entrada e saída do rotor. A Fig. 12.8 mostra os diagramas de velocidade numa passagem do rotor de uma bomba. Note que a velocidade absoluta do fluido que entra no rotor, \mathbf{V}_1 , é igual a soma vetorial da velocidade da pá, \mathbf{U}_1 , com a velocidade relativa, \mathbf{W}_1 . Assim, $\mathbf{V}_1 = \mathbf{W}_1 + \mathbf{U}_1$. De modo análogo, na seção de saída do rotor temos $\mathbf{V}_2 = \mathbf{W}_2 + \mathbf{U}_2$. Observe que $U_1 = r_1 \omega$ e $U_2 = r_2 \omega$ onde ω é a velocidade angular do rotor. Nós vamos considerar que estas velocidades são iguais às velocidades médias dos escoamentos nas seções de entrada e de saída das passagens das pás. A Fig. 12.8 também mostra as relações entre as velocidades do escoamento no rotor da bomba.

Como foi discutido na Sec. 12.3, a equação do momento da quantidade de movimento indica que o torque de eixo, T_{eixo} , na bomba é dado pela Eq. 12.2, ou seja,

$$T_{\text{eixo}} = \dot{m}(r_2 V_{\theta 2} - r_1 V_{\theta 1}) \quad (12.9)$$

onde \dot{m} é a vazão em massa na bomba. Nós podemos rescrever esta equação do seguinte modo:

$$T_{\text{eixo}} = \rho Q(r_2 V_{\theta 2} - r_1 V_{\theta 1}) \quad (12.10)$$

onde $V_{\theta 1}$ e $V_{\theta 2}$ são as componentes tangenciais das velocidades absolutas \mathbf{V}_1 e \mathbf{V}_2 (veja as Figs. 12.8b e c).

A potência transferida do eixo, \dot{W}_{eixo} , é dada por

$$\dot{W}_{\text{eixo}} = T_{\text{eixo}} \omega$$

e assim da Eq. 12.10 pode ser reescrita como

$$\dot{W}_{\text{eixo}} = \rho Q \omega (r_2 V_{\theta 2} - r_1 V_{\theta 1})$$

Como $U_1 = r_1 \omega$ e $U_2 = r_2 \omega$, temos

$$\dot{W}_{\text{eixo}} = \rho Q (U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1}) \quad (12.11)$$

A Eq. 12.11 mostra como a potência fornecida para o eixo da bomba é transferida para o fluido. Consequentemente, a potência de eixo por unidade de massa de fluido é

$$w_{\text{eixo}} = \frac{\dot{W}_{\text{eixo}}}{\rho Q} = U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1} \quad (12.12)$$

Lembre que a equação energia pode ser escrita em função das cargas – carga de velocidade, carga de pressão e carga de elevação (veja a Sec. 5.3.3). Assim, a carga que a bomba adiciona ao fluido é um parâmetro importante. A carga máxima, ou ideal, h_i , pode ser calculada por

$$\dot{W}_{\text{eixo}} = \rho g Q h_i \quad (12.13)$$

que é obtida a partir da Eq. 5.84, fazendo com que a perda de carga (h_f) seja igual a zero e multiplicando pela vazão em peso, $\rho g Q$. Combinando este resultado com a Eq. 12.12, obtemos

$$h_i = \frac{1}{g} (U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1}) \quad (12.13)$$

Este aumento ideal, h_i , é a quantidade de energia por unidade de peso de fluido transferida ao fluido pela bomba. O aumento de carga real do fluido é menor do que a quantidade ideal devido a perdas de carga do escoamento no equipamento. Nós podemos entender melhor o significado da Eq. 12.13 se combinarmos esta equação com a Eq. 12.8. Deste modo,

$$h_i = \frac{1}{2g} [(V_2^2 - V_1^2) + (U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)] \quad (12.14)$$

Um exame detalhado da Eq. 12.14 pode revelar o seguinte: o primeiro termo entre parênteses do membro direito representa o aumento de energia cinética do fluido e os outros dois termos representam o aumento de carga de pressão que são desenvolvidos através do rotor por efeito centrífugo, $U_2^2 - U_1^2$, e pelo escoamento nas passagens entre as pás, $W_1^2 - W_2^2$.

Uma relação apropriada entre a vazão e o aumento de carga na bomba pode ser obtida da seguinte maneira. Normalmente, o fluido não apresenta componente tangencial de velocidade, $V_{\theta 1}$, na seção de entrada do rotor, ou seja, o ângulo entre a velocidade absoluta e a direção tangencial é 90° ($\alpha_1 = 90^\circ$ na Fig. 12.8). Neste caso, a Eq. 12.13 fica reduzida a

$$h_i = \frac{U_2 V_{\theta 2}}{g} \quad (12.15)$$

Analisando a Fig. 12.8c,

$$\cotg \beta_2 = \frac{U_2 - V_{\theta 2}}{V_{r 2}}$$

de modo que a Eq. 12.15 pode ser rescrita do seguinte modo:

$$h_i = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 V_{r 2} \cotg \beta_2}{g} \quad (12.16)$$

A vazão, Q , está relacionada a componente radial da velocidade absoluta através da equação

$$Q = 2\pi r_2 b_2 V_{r 2} \quad (12.17)$$

onde b_2 é a altura da pá do rotor no raio r_2 . Combinando as Eqs. 12.16 e 12.17 temos

$$h_i = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cotg \beta_2}{2\pi r_2 b_2 g} Q \quad (12.18)$$

Esta equação mostra que o aumento de carga ideal produzido numa bomba centrífuga varia linearmente com Q para uma dada geometria de pá e velocidade angular. O ângulo da pá β_2 nas bombas comerciais está na faixa de 15° a 35° (normalmente na faixa $20^\circ < \beta_2 < 25^\circ$) e com $15^\circ < \beta_1 < 50^\circ$ (Ref. [10]). As pás com $\beta_2 < 90^\circ$ são denominadas curvadas para trás enquanto que as pás com $\beta_2 > 90^\circ$ são conhecidas como curvadas para frente.

Exemplo 12.2

A vazão de água numa bomba centrífuga que opera a 1750 rpm é $0,0883 \text{ m}^3/\text{s}$. O rotor apresenta pás com alturas, b , uniformes e iguais a $50,8 \text{ mm}$, $r_1 = 48,3 \text{ mm}$, $r_2 = 177,8 \text{ mm}$, e ângulo de saída da pá, β_2 , igual a 23° (veja a Fig. 12.8). Admita que o escoamento no rotor é ideal e que a componente tangencial da velocidade, $V_{\theta 1}$, da água entrando na pá é nulo ($\alpha_1 = 90^\circ$). Determine (a) a componente tangencial da velocidade na saída do rotor, $V_{\theta 2}$, (b) o aumento de carga ideal, h_i , e (c) a potência, \dot{W}_{eixo} , transferida ao fluido.

Solução (a) A Fig. 12.8c mostra o diagrama de velocidade na seção de saída do rotor. Note que \mathbf{V}_2 é a velocidade absoluta, \mathbf{W}_2 , é a velocidade relativa e U_2 é velocidade da ponta da pá do rotor. O módulo de U_2 pode ser calculado por

$$U_2 = r_2 \omega = (177,8 \times 10^{-3}) 2\pi \frac{1750}{60} = 32,6 \text{ m/s}$$

Nós podemos calcular V_{r2} porque conhecemos a vazão na bomba. Como

$$Q = 2\pi r_2 b_2 V_{r2}$$

temos

$$V_{r2} = \frac{Q}{2\pi r_2 b_2} = \frac{0,0883}{2\pi (177,8 \times 10^{-3})(50,8 \times 10^{-3})} = 1,6 \text{ m/s}$$

Analisando a Fig. 12.8c, temos

$$\cotg \beta_2 = \frac{U_2 - V_{\theta 2}}{V_{r2}}$$

Deste modo,

$$V_{\theta 2} = U_2 - V_{r2} \cotg \beta_2 = (32,6 - 1,6 \cotg 23^\circ) = 28,8 \text{ m/s}$$

(b) O aumento de carga ideal pode ser calculado com a Eq. 12.15, ou seja

$$h_i = \frac{U_2 V_{\theta 2}}{g} = \frac{32,6 \times 28,8}{9,8} = 95,9 \text{ m}$$

De modo análogo, o aumento de carga ideal também pode ser calculado com a Eq. 12.16, ou seja,

$$h_i = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 V_{r2} \cotg \beta_2}{g} = \frac{(32,6)^2}{9,8} - \frac{(32,6)(1,6) \cotg 23^\circ}{9,8} = 95,9 \text{ m}$$

(c) Se $V_{\theta 1} = 0$, a potência transferida ao fluido é dada pela equação (veja a Eq. 12.11)

$$\dot{W}_{\text{eixo}} = \rho Q U_2 V_{\theta 2} = (999,9)(0,0883)(32,6)(28,8) = 82895 \text{ W}$$

Note que o acréscimo de carga ideal e a potência transferida ao fluido estão relacionados através da relação

$$\dot{W}_{\text{eixo}} = \rho g Q h_i$$

É importante observar que os resultados apresentados nas equações anteriores são referentes a um caso ideal. O aumento real da carga do escoamento promovido por uma bomba sempre é determinado através de experimentos.

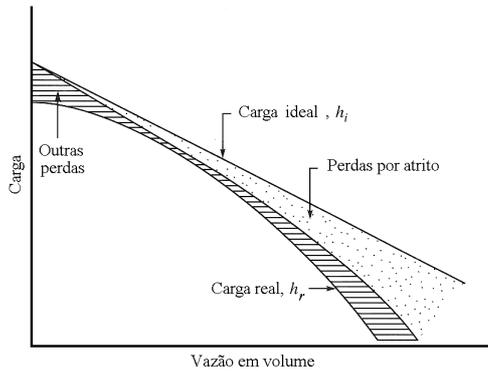


Figura 12.9 Efeito das perdas na curva característica de uma bomba.

A Fig. 12.9 mostra a curva da carga ideal de uma bomba centrífuga em função da vazão da bomba (veja a Eq. 12.18). O rotor desta bomba apresenta pás curvadas para trás ($\beta_2 < 90^\circ$). Nós utilizamos um modelo muito simples para o escoamento na bomba (nós não incluímos as perdas na análise do escoamento) e, assim, nós esperamos que o aumento real na carga do fluido, h_r , deve ser menor do que o aumento ideal de carga. A Fig. 12.9 mostra que a curva de h_r versus Q fica abaixo da curva de aumento ideal de carga e também que a diferença entre as cargas não é constante. As diferenças entre as duas curvas são provocadas por diversos motivos. Por exemplo, estas diferenças são devidas as perdas provocadas pelo atrito nas passagens das pás, que variam com Q^2 , e outras perdas provocadas pela separação do escoamento, ao escoamento nas folgas entre o rotor e a carcaça e outros efeitos típicos de escoamentos tridimensionais. Observe que algumas destas perdas podem ser minimizadas quando a bomba opera numa condição próxima a de projeto (condição nominal de projeto).

O projeto de bombas centrífugas é um campo altamente desenvolvido e existem vários procedimentos de projeto consagrados (consulte as Refs. [10, 11, 12 e 13]). Entretanto, devido a característica complexa do escoamento através de uma bomba centrífuga, o comportamento real de uma bomba não pode ser previsto, de modo preciso, a partir de uma base teórica (analise novamente a Fig. 12.9). O comportamento real de uma bomba é sempre determinado por via experimental. A partir destes testes, as características da bomba são determinadas e apresentadas numa curva denominada curva característica da bomba. Esta informação é essencial para o projeto de sistemas hidráulicos.

12.4.2 Características do Comportamento das Bombas

O aumento real da carga do fluido promovido por uma bomba pode ser determinado com um arranjo experimental do tipo mostrado na Fig. 12.10 e utilizando a equação da energia (Eq. 5.84 com $h_r = h_e - h_L$ onde h_e é a carga do trabalho de eixo (é idêntica a h_i) e h_L é a perda de carga na bomba). Nestas condições,

$$h_r = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + z_2 - z_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad (12.19)$$

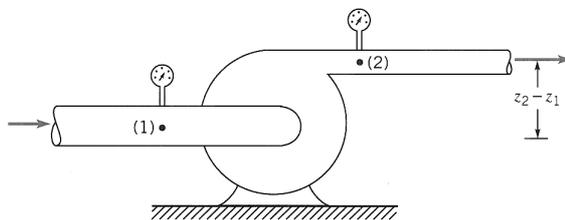


Figura 12.10 Experimento típico para a determinação do aumento de carga do escoamento promovido por uma bomba.

onde as seções (1) e (2) são, respectivamente, as seções de alimentação e descarga da bomba. A carga, h_r , é igual a h_p utilizada na equação da energia, Eq. 5.84, onde h_p é interpretada como o aumento líquido de carga real do fluido que passa pela bomba, isto é, $h_r = h_p = h_e - h_L$. Normalmente, as diferenças de níveis e de velocidades são pequenas. Nestas condições,

$$h_r \approx \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \quad (12.20)$$

A potência transferida ao fluido, Pot_f , é dada pela equação

$$Pot_f = \gamma Q h_r \quad (12.21)$$

Se desejarmos conhecer a potência transferida ao fluido em hp, é necessário utilizar a relação

$$Pot_f = \frac{\gamma Q h_r}{745,7} \quad (12.22)$$

onde γ está em N/m^3 , Q em m^3/s , e h_r em m. Se o fluido bombeado não for água, o γ que aparece na Eq. 12.22 deve ser o peso específico do fluido que escoar na bomba.

A eficiência global da bomba (ou rendimento global da bomba), η , é outro parâmetro importante na análise das bombas. Esta eficiência é definida por

$$\eta = \frac{\text{potência fornecida ao fluido}}{\text{potência de eixo fornecida à bomba}} = \frac{Pot_f}{\dot{W}_{\text{eixo}}}$$

O denominador desta relação representa a potência total no eixo da bomba (as vezes é denominado de potência de freio). Assim,

$$\eta = \frac{\gamma Q h_a}{\text{Potência de freio}} \quad (12.23)$$

Como discutimos anteriormente, a eficiência global da bomba é afetada pelas perdas hidráulicas na bomba e, também, pelas perdas mecânicas nos mancais e vedações. Podem existir outras perdas de potência relacionadas ao vazamento de fluido entre a superfície posterior do cubo do rotor e a carcaça, ou através de outros componentes da bomba. A contribuição destes vazamentos para a eficiência global é denominada perda volumétrica. Logo, a eficiência global da bomba é o resultado de três eficiências básicas: a eficiência hidráulica, η_h , a eficiência mecânica, η_m , e a eficiência volumétrica, η_v . Observe que nestas condições, $\eta = \eta_h \eta_m \eta_v$.

A Fig. 12.11 mostra como variam a carga (carga manométrica), a potência de eixo (potência de freio) e a eficiência (rendimento) de uma determinada bomba que opera numa dada rotação em função de Q (capacidade da bomba). Note que apenas duas curvas são necessárias já que h_r , η e \dot{W} estão relacionados através da Eq. 12.23. Observe que para a bomba caracterizada pelos dados na Fig. 12.11, a curva de carga cresce continuamente quando a vazão decresce. Isto caracteriza uma bomba com curva de carga ascendente. Algumas bombas apresentam comportamento contrário ao apresentado na Fig. 12.11. Nestes casos, nós dizemos que a curva de carga da bomba é descendente. A carga desenvolvida por uma bomba com vazão nula (ou descarga zero) é denominada a carga de "shutoff" e representa o aumento da carga de pressão com a válvula de

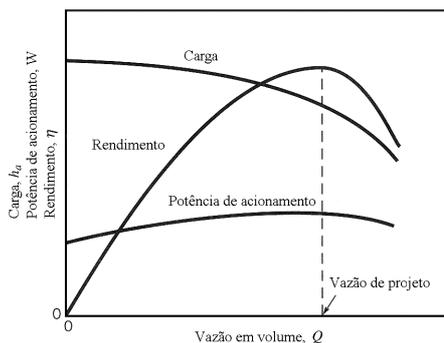


Figura 12.11 Comportamento típico de uma bomba centrífuga que opera com rotação constante.

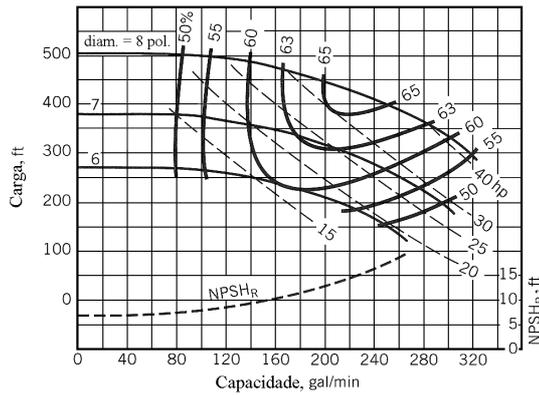


Figura 12.12 Curvas características de uma bomba centrífuga operando a 3500 rpm. As três curvas características são referentes a três rotores que apresentam diâmetros externos diferentes.

descarga fechada. Como não há escoamento com a válvula fechada, a eficiência é nula e a potência fornecida a bomba (W_{eixo} em $Q = 0$) é simplesmente dissipada em calor. Ainda que as bombas centrífugas possam operar por curtos períodos de tempo com a válvula de descarga fechada, se esta condição operacional for mantida, nós detectaremos danos na bomba provocados pelo superaquecimento e pelas tensões mecânicas resultantes.

De acordo com a Fig. 12.11, quando a vazão na bomba é aumentada a partir da vazão nula, a potência de acionamento da bomba aumenta, atinge um máximo e apresenta uma queda nas proximidades da descarga máxima. Como foi anteriormente observado, com h_r e W_{eixo} conhecidos, a eficiência da bomba pode ser calculada. A Fig. 12.11 indica que a eficiência da bomba é uma função da vazão e que atinge um máximo numa determinada vazão (vazão de projeto). É muito interessante que a bomba sempre opere numa condição próxima àquela que apresenta rendimento máximo. Assim, as curvas das bombas, como as mostradas na Fig. 12.11, são muito importantes para que o engenheiro selecione as bombas de um sistema hidráulico de modo adequado. O método utilizado para escolher uma bomba para um dado sistema hidráulico será discutido na Sec. 12.4.4.

O comportamento das bombas também são apresentados em diagramas do tipo mostrado na Fig. 12.12. Já que diferentes tipos de rotores podem ser utilizados numa determinada carcaça, os fabricantes de bombas fornecem as curvas do comportamento de vários conjuntos carcaça – rotores num mesmo gráfico. Note que é possível obter as mesmas informações nestes dois tipos de gráficos que mostram o comportamento das bombas. Observe que existe uma curva adicional na Fig. 12.12. A linha tracejada indica as condições mínimas de sucção na bomba. $NPSH_R$ é a abreviação de "required net positive suction head". Nós discutiremos na próxima seção o significado desta curva.

12.4.3 NPSH (Net Positive Suction Head)

A pressão na seção de alimentação (sucção) das bombas normalmente é baixa e, nestas condições, existe a possibilidade de ocorrer cavitação dentro da bomba. Como foi discutido na Seção 1.8, a cavitação ocorre quando a pressão do líquido em um determinado ponto é reduzida a pressão de vapor do líquido. Quando isto ocorre, nós detectamos bolhas de vapor (o líquido começa a "ferver") e isto provoca uma perda na eficiência e danos estruturais na bomba. Para caracterizar o potencial de cavitação, nós vamos utilizar a diferença entre a carga total na seção de sucção da bomba, perto da entrada do propulsor, $p_s/\gamma + V_s^2/2g$, e a carga de pressão relativa a pressão de vapor do líquido, p_v/γ . A posição de referência para a carga de elevação é a linha de centro da seção de entrada do rotor. Esta diferença é chamada NPSH (Net Positive Suction Head). Deste modo,

$$NPSH = \frac{p_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} - \frac{p_v}{\gamma} \quad (12.24)$$

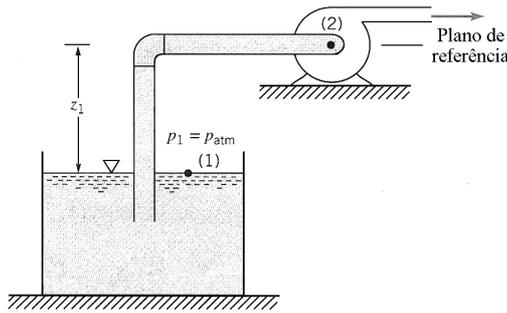


Figura 12.13 Instalação típica da tubulação de alimentação de uma bomba.

Existem dois valores de NPSH que interessam; o primeiro é o NPSH requerido, ou $NPSH_R$, que deve ser mantido ou excedido para que a cavitação não ocorra (já que existem pressões menores do que aquelas na seção de sucção no escoamento nas passagens do rotor). A determinação da curva de $NPSH_R$ é experimental (a Fig. 12.12 apresenta uma curva típica fornecida pelo fabricante). As bombas são testadas para a determinação do $NPSH_R$ tanto pela detecção de cavitação quanto pela observação do comportamento da curva característica da bomba (Ref. [14]). O segundo NPSH de interesse é o NPSH disponível, ou $NPSH_D$, que representa a carga que realmente ocorre no sistema hidráulico que estamos considerando. Este valor pode ser obtido experimentalmente ou calculado se os parâmetros do sistema forem conhecidos. Por exemplo, a Fig. 12.13 apresenta uma configuração típica da tubulação de alimentação de uma bomba. A equação da energia aplicada entre a superfície livre do líquido, onde a pressão é atmosférica (p_{atm}), e um ponto na seção de sucção da bomba (próximo a seção de alimentação do rotor), fornece

$$\frac{p_{atm}}{\gamma} - z_1 = \frac{p_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} + \sum h_L$$

onde $\sum h_L$ representa a perda de carga total no escoamento entre a superfície livre do líquido e a seção de entrada do rotor da bomba. Logo, a carga disponível na entrada do rotor é

$$\frac{p_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} = \frac{p_{atm}}{\gamma} - z_1 - \sum h_L$$

Assim,

$$NPSH_D = \frac{p_{atm}}{\gamma} - z_1 - \sum h_L - \frac{p_v}{\gamma} \quad (12.25)$$

Normalmente, a pressão de vapor é fornecida em termos absolutos e, por este motivo, é usual trabalharmos com pressões absolutas nesta equação. Para que a bomba opere de modo adequado,

$$NPSH_D \geq NPSH_R$$

A Eq. 12.25 mostra que $NPSH_D$ diminui com o aumento de z_1 para o arranjo onde a bomba está localizada acima da superfície livre do líquido. Assim, existe um valor crítico para z_1 acima do qual a bomba não pode operar sem cavitação. O valor específico desta altura depende das perdas de carga e da pressão de vapor do líquido que está sendo bombeado. Observe que o $NPSH_D$ aumenta com z_1 quando o tanque de fornecimento, ou reservatório, está posicionado acima da bomba.

Exemplo 12.3

Uma bomba centrífuga está posicionada acima de um grande tanque de água aberto (veja a Fig. 12.13). A vazão na bomba é $0,0142 \text{ m}^3/\text{s}$. Nesta vazão, o $NPSH_R$ especificado pelo fabricante é igual a $4,57 \text{ m}$. Se a temperatura da água e a pressão atmosférica forem iguais a $27 \text{ }^\circ\text{C}$ e $1,01 \text{ bar}$, determine a altura máxima na qual a bomba pode ser colocada acima da superfície da água sem que ocorra cavitação. Admita que a perda de carga entre o tanque e a entrada da bomba é devida a um filtro na entrada do tubo (coeficiente de perda de carga singular, $K_L = 20$). As outras perdas podem ser desprezadas. O tubo de sucção da bomba apresenta diâmetro igual a $101,6 \text{ mm}$.

Solução O $NPSH_D$ pode ser calculado com a Eq. 12.25, ou seja

$$NPSH_D = \frac{p_{atm}}{\gamma} - z_1 - \sum h_L - \frac{p_v}{\gamma}$$

e o valor máximo para z_1 ocorre quando $NPSH_D = NPSH_R$. Assim,

$$(z_1)_{max} = \frac{p_{atm}}{\gamma} - \sum h_L - \frac{p_v}{\gamma} - NPSH_R \quad (1)$$

A única perda de carga que vai ser considerada é aquela no filtro. Assim,

$$\sum h_L = K_L \frac{V^2}{2g}$$

A velocidade na tubulação de sucção é

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0,0142}{(\pi/4)(101,6 \times 10^{-3})^2} = 1,75 \text{ m/s}$$

e a perda de carga é

$$\sum h_L = 20 \frac{(1,75)^2}{2 \times 9,8} = 3,13 \text{ m}$$

A pressão de vapor da água a 27 °C é 3495 Pa e $\gamma = 9774,8 \text{ N/m}^3$ (veja a Tab. B.1). Aplicando estes resultados na Eq. (1),

$$(z_1)_{max} = \frac{1,01 \times 10^5}{9774,8} - 3,13 - \frac{3495}{9774,8} - 4,57 = 2,28 \text{ m}$$

Assim, para prevenir a ocorrência de cavitação, e suas conseqüências, a bomba não deve estar posicionada num plano superior aquele que dista 2,28 m acima da superfície da água.

12.4.4 Características do Sistema e a Escolha da Bomba

A Fig. 12.14 mostra um sistema hidráulico típico. A equação da energia aplicada entre os pontos (1) e (2) indica que

$$h_b = z_2 - z_1 + \sum h_L \quad (12.26)$$

onde h_b é carga real transferida ao fluido através da bomba e $\sum h_L$ representa todas as perdas do escoamento no sistema (perdas de cargas distribuídas e singulares). A partir do nosso estudo do escoamentos em condutos, nós sabemos que h_L varia aproximadamente com o quadrado da vazão, isto é, $h_L \propto Q^2$ (veja a Sec. 8.4). Deste modo, a Eq. 12.26 pode ser reescrita como

$$h_b = z_2 - z_1 + KQ^2 \quad (12.27)$$

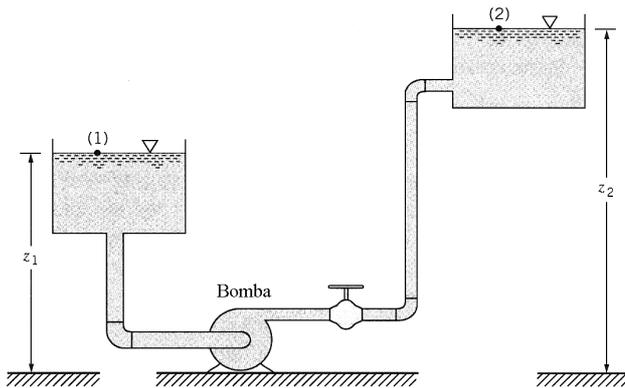


Figura 12.14 Sistema hidráulico típico.

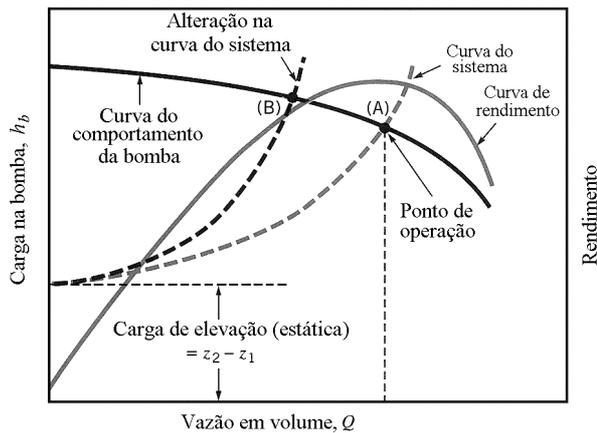


Figura 12.15 Utilização das curvas da bomba e do sistema para a determinação do ponto de operação do sistema.

onde K depende do tamanho e comprimento dos condutos, dos fatores de atrito e dos coeficientes de perdas localizadas. A Eq. 12.27 é denominada equação de sistema e mostra como a carga real transferida ao fluido está relacionada com os parâmetros do sistema. Neste caso, os parâmetros incluem a variação de altura, $z_2 - z_1$, e as perdas no escoamento (expressas por KQ^2). Cada sistema tem sua equação de sistema específica. Observe que as perdas por atrito são proporcionais a Q , ao invés de Q^2 , se o escoamento for laminar (veja a Sec. 8.2).

Só existe uma relação entre a carga transferida ao fluido e a vazão (que é definida pela curva característica da bomba). Note que é necessário utilizar a curva característica da bomba e a curva do sistema para escolher uma bomba adequada a uma determinada aplicação. Se as duas curvas forem colocadas num mesmo gráfico, do modo mostrado na Fig. 12.15, o ponto de intersecção delas (ponto A) representa o ponto de operação do sistema. Isto é, este ponto fornece a vazão e a carga que satisfazem tanto a equação de sistema quanto a equação da bomba. No mesmo gráfico é mostrada a eficiência da bomba. Observe que é muito interessante que o ponto de operação esteja localizado o mais próximo possível do ponto de maior eficiência da bomba. Considere uma certa bomba instalada num sistema. Se a equação que descreve o sistema for alterada, o ponto de operação será deslocado. Por exemplo, se o atrito do conduto aumentar devido as incrustações, a curva do sistema mudará e isto provocará um deslocamento do ponto de operação de A para B da Fig. 12.15. Note que, nestas condições, nós detectaremos uma redução na vazão e na eficiência da bomba. O próximo exemplo mostra como as características do sistema e da bomba podem ser usadas para decidir se uma determinada bomba é aceitável para uma dada aplicação.

Exemplo 12.4

Deseja-se bombear água de um grande tanque aberto para outro grande tanque aberto com o sistema mostrado na Fig. E12.4a. O diâmetro dos tubos é 152 mm e o comprimento total da tubulação (entre as seções de entrada e descarga da tubulação) é igual a 61 m. Os coeficientes de perdas localizadas para a entrada, saída e para a curva estão mostradas na figura. O fator de atrito no tubo pode ser admitido constante e igual a 0,02. Uma determinada bomba centrífuga, que apresenta a curva característica mostrada na Fig. E12.4b, é sugerida como sendo uma boa opção para o sistema hidráulico. Com esta bomba, qual será a vazão entre os tanques? Você acha que esta bomba é adequada para o sistema?

Solução A aplicação da equação da energia entre as duas superfícies, pontos (1) e (2) indicados na Fig. E12.4, fornece

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_b = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + f \frac{l}{D} \frac{V^2}{2g} + \sum K_L \frac{V^2}{2g} \quad (1)$$

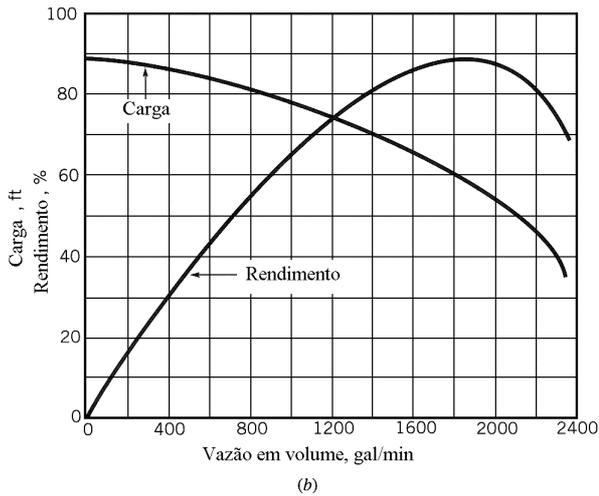
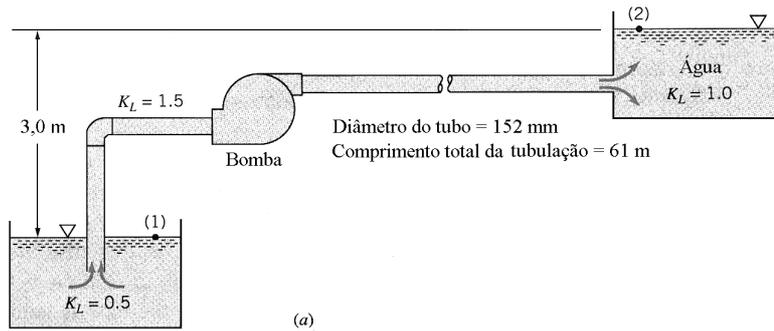


Figura E12.4

Como $p_1 = p_2 = 0$, $V_1 = V_2 = 0$, $z_2 - z_1 = 3,0$ m, $f = 0,02$, $D = 152 \times 10^{-3}$ m e $l = 61$ m, temos

$$h_p = 3,0 + \left[0,02 \frac{61}{(152 \times 10^{-3})} + (0,5 + 1,5 + 1,0) \right] \frac{V^2}{2(9,8)} \quad (2)$$

Note que nós utilizamos os coeficientes de perda singulares indicados na figura. Como

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{(\pi/4)(152 \times 10^{-3})^2}$$

a Eq. (2) pode ser expressa como

$$h_b = 3,0 + 1708,5 Q^2 \quad (3)$$

A Eq. (3) é a equação do sistema para este arranjo e revela quanta carga precisa ser fornecida ao fluido para manter uma determinada vazão. As curvas mostradas na Fig. E12.4b mostram o comportamento da bomba proposta para este sistema. Deste modo, se combinarmos a Eq. (3) com a curva característica da bomba, nós determinaremos o ponto de operação da bomba (é definido pela interseção da curva característica da bomba com a curva do sistema). A Fig. E12.4c mostra este procedimento. Observe que nós transformamos as unidades da Eq. (3) para que estas se tornem compatíveis com as unidades do gráfico fornecido para a bomba (a carga é dada em pés e a vazão em volume em galões por minuto). Deste modo nós determinamos que a vazão do ponto de operação do bomba é 1600 galões por minuto, ou

$$Q = 0,10 \text{ m}^3/\text{s}$$

e que a carga fornecida pela bomba é 66,5 pés ou 20,3 m.

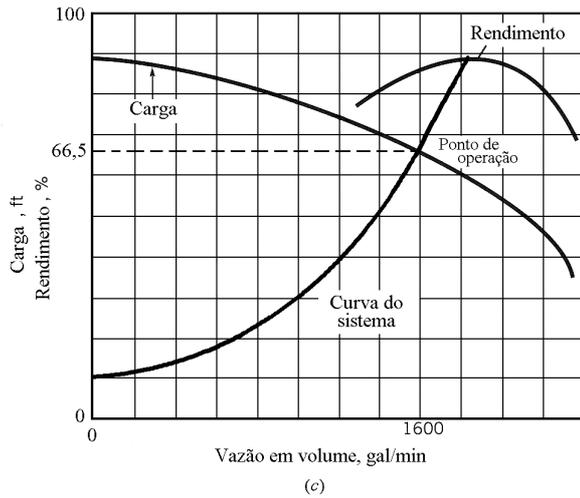


Figura E12.4 (continuação)

Outra preocupação é se a bomba está ou não funcionando de modo eficiente no ponto de operação. Como pode ser visto na Fig. E12.4c, a bomba não opera no pico de eficiência (~86%) e sim num ponto bem próximo dele ($\eta \sim 84\%$). Os resultados obtidos mostram que esta bomba poderá ser utilizada no arranjo se a vazão desejada entre os tanques for próxima ou igual a $0,10 \text{ m}^3/\text{s}$.

O total de carga necessária no eixo da bomba é

$$\frac{20,3}{0,84} = 24.2 \text{ m}$$

A potência necessária para acionar a bomba no ponto de operação do exemplo é

$$\dot{W}_{\text{eixo}} = \frac{\gamma Q h_r}{\eta} = \frac{(9774,8)(0,10)(20,3)}{0,84} = 23622 \text{ W}$$

As bombas podem ser arranjadas em série ou em paralelo para fornecer maior carga ou vazão. Quando duas bombas são colocadas em série, a curva característica do conjunto de bombas é obtida adicionando-se as cargas das bombas na mesma vazão. A Fig. 12.16a mostra duas bombas idênticas em série. Note que a carga transferida ao fluido e a vazão aumentam mas não são dobradas no mesmo sistema. O ponto de operação para um bomba (A) é deslocado para (B) com duas bombas em série. Para duas bombas idênticas em paralelo, a curva característica do conjunto de bombas é obtida adicionando-se as vazões na mesma carga (veja a Fig. 12.16b). Como está ilus-

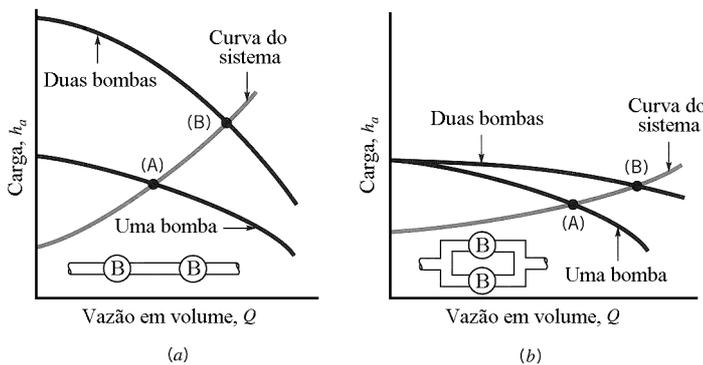


Figura 12.16 Arranjo de bombas em (a) série e (b) paralelo.

trado, a vazão para o sistema não será igual ao dobro do valor original com a utilização de duas bombas em paralelo para o mesmo sistema. Entretanto, para uma curva de sistema relativamente plana, como a mostrada na Fig. 12.16b, é possível obter um aumento significativo da vazão no sistema quando o ponto de operação é deslocado de (A) para (B).

12.5 Parâmetros Adimensionais e Leis de Semelhança

A análise dimensional é particularmente útil no planejamento e na execução de experimentos (veja as discussões apresentadas no Cap. 7). Como as características das bombas são normalmente determinadas experimentalmente, é de se esperar que a análise dimensional e as considerações de similaridade sejam muito úteis no estudo e documentação destas características.

As principais variáveis dependentes de uma bomba são a carga real, h_r , a potência de eixo, \dot{W}_{eixo} , e a eficiência, η . Nós esperamos que estas variáveis dependam da configuração geométrica da bomba (que pode ser representada por algum diâmetro característico, D , e por outros comprimentos característicos, l_i) e também pela rugosidade superficial, ε . Adicionalmente, outras variáveis importantes são a vazão, Q , a rotação da bomba, ω , a viscosidade do fluido, μ , e a massa específica do fluido que escoar na bomba, ρ . Nós iremos considerar o fluido incompressível. Assim, os efeitos de compressibilidade não nos interessam neste momento. Logo, qualquer uma das variáveis dependentes podem ser expressas como

$$\text{Variável dependente} = f(D, l_i, \varepsilon, Q, \omega, \mu, \rho)$$

Aplicando os procedimentos da análise dimensional, obtemos

$$\text{Termo pi dependente} = \phi \left(\frac{l_i}{D}, \frac{\varepsilon}{D}, \frac{Q}{\omega D^3}, \frac{\rho \omega D^2}{\mu} \right) \quad (12.28)$$

O termo pi dependente que envolve a carga é normalmente expresso por $C_H = gh_r / \omega^2 D^2$, onde gh_r é o aumento de carga real em termos de energia por unidade de massa (ao invés de h_r que apresenta dimensão de energia por unidade de peso). Este parâmetro adimensional é denominado coeficiente de aumento de carga. O termo pi dependente que envolve a potência de eixo é expresso por $C_B = \dot{W}_{\text{eixo}} / \rho \omega^3 D^5$ e é denominado coeficiente de potência. A potência presente neste parâmetro adimensional é normalmente baseada na potência de eixo (ou potência de freio). A velocidade angular, ω , que aparece nestes grupos adimensionais apresenta dimensão de rad/s. Finalmente, o outro termo pi dependente é a eficiência, η , que já é um adimensional. Assim, em termos adimensionais, as características do comportamento das bombas podem ser descritas com

$$C_H = \frac{gh_r}{\omega^2 D^2} = \phi_1 \left(\frac{l_i}{D}, \frac{\varepsilon}{D}, \frac{Q}{\omega D^3}, \frac{\rho \omega D^2}{\mu} \right)$$

$$C_B = \frac{\dot{W}_{\text{eixo}}}{\rho \omega^3 D^5} = \phi_2 \left(\frac{l_i}{D}, \frac{\varepsilon}{D}, \frac{Q}{\omega D^3}, \frac{\rho \omega D^2}{\mu} \right)$$

$$\eta = \frac{\rho g Q h_r}{\dot{W}_{\text{eixo}}} = \phi_3 \left(\frac{l_i}{D}, \frac{\varepsilon}{D}, \frac{Q}{\omega D^3}, \frac{\rho \omega D^2}{\mu} \right)$$

O último termo pi em cada uma das equação acima é uma forma do número de Reynolds (representa a influência dos efeitos viscosos). Quando o escoamento na bomba apresenta número de Reynolds alto, como é geralmente o caso, a experiência mostra que o efeito de Re pode ser desprezado. Para simplificar ainda mais, nós vamos desprezar os efeitos da rugosidade relativa, ε/D , nos escoamentos nas bombas (já que os efeitos provocados pela forma irregular da carcaça da bomba são muito mais importantes do que os provocados pela rugosidade relativa). Agora, se considerarmos apenas as bombas geometricamente semelhantes (todas as dimensões características, l_i , apresentam uma escala comum), os termos dependentes pi dependem apenas de $Q/\omega D^3$, ou seja,

$$\frac{gh_r}{\omega^2 D^2} = \phi_1 \left(\frac{Q}{\omega D^3} \right) \quad (12.29)$$

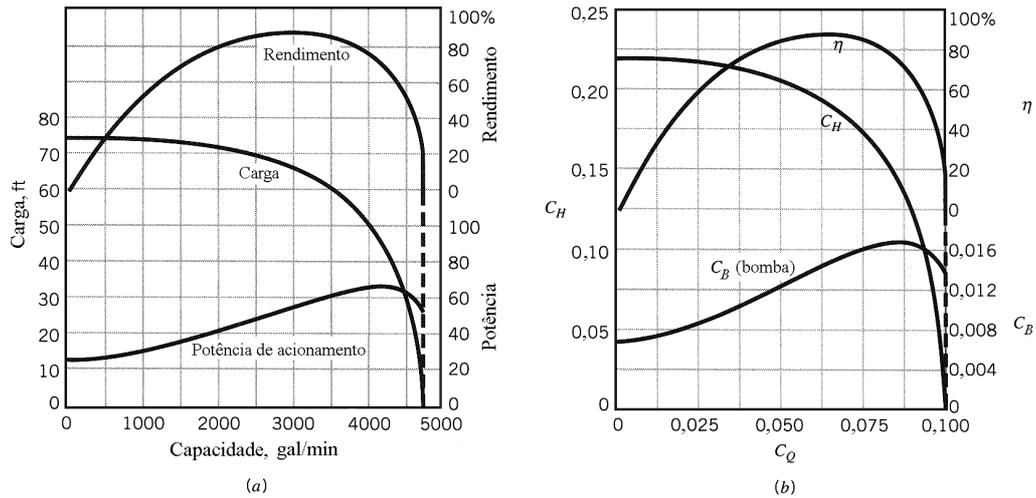


Figura 12.17 Comportamento típico de uma bomba centrífuga: (a) curvas relativas a uma bomba com rotor de 12 polegadas operando a 1000 rpm, (b) curvas características adimensionais (Dados da Ref. [16], reprodução autorizada).

$$\frac{\dot{W}_{\text{eixo}}}{\rho \omega^3 D^5} = \phi_2 \left(\frac{Q}{\omega D^3} \right) \quad (12.30)$$

$$\eta = \phi_3 \left(\frac{Q}{\omega D^3} \right) \quad (12.31)$$

O parâmetro adimensional $C_Q = Q/\omega D^3$ é denominado coeficiente de vazão. Estas três equações fornecem as relações de semelhança desejadas para uma família de bombas geometricamente semelhantes. Se duas bombas de uma mesma família são operadas em pontos que apresentam o mesmo coeficiente de vazão, temos

$$\left(\frac{Q}{\omega D^3} \right)_1 = \left(\frac{Q}{\omega D^3} \right)_2 \quad (12.32)$$

e, assim,

$$\left(\frac{g h_r}{\omega^2 D^2} \right)_1 = \left(\frac{g h_r}{\omega^2 D^2} \right)_2 \quad (12.33)$$

$$\left(\frac{\dot{W}_{\text{eixo}}}{\rho \omega^3 D^5} \right)_1 = \left(\frac{\dot{W}_{\text{eixo}}}{\rho \omega^3 D^5} \right)_2 \quad (12.34)$$

$$\eta_1 = \eta_2 \quad (12.35)$$

onde os subscritos 1 e 2 indicam duas bombas quaisquer de uma mesma família geometricamente semelhante.

Note que estas leis de semelhança (ou de escala) das bombas nos permitem determinar as características de uma bomba em qualquer ponto de operação desde que conheçamos o comportamento de uma bomba da mesma família num ponto de operação. A Fig. 12.17a mostra algumas curvas típicas obtidas numa bomba centrífuga e a Fig. 12.17b mostra as características adimensionais, C_Q , C_H , C_B e η , da mesma bomba. Nós podemos utilizar estas curvas para prever o comportamento de bombas com dimensões diferentes desde que elas sejam geometricamente semelhantes e também para analisar o efeito da variação da rotação no comportamento da bomba. Observe que a eficiência, η , está relacionada aos outros coeficientes através da relação, $\eta = C_Q C_H C_B^{-1}$, (verifique a definição de η).

Exemplo 12.5

Uma bomba com diâmetro igual a 203,2 mm opera a 1200 rpm e é geometricamente semelhante a uma outra bomba, com diâmetro de 304,8 mm, que apresenta as características fornecidas pelas curvas das Figs. 12.17a e 12.17b (quando opera a 1000 rpm). Determine a carga real e a potência de acionamento da bomba pequena quando esta estiver operando em eficiência máxima. Considere que as bombas trabalham com água a 16 °C.

Solução A Eq. 12.31 mostra que, para uma dada eficiência, o coeficiente de vazão é constante numa família de bombas. Analisando a Fig. 12.17b nós concluímos que $C_Q = 0,0625$ no ponto de operação com eficiência máxima. Assim, para a bomba com diâmetro igual a 203,2 mm, temos

$$Q = C_Q \omega D^3 = (0,0625)(1200/60)(2\pi)(203,2 \times 10^{-3})^3 = 0,0659 \text{ m}^3/\text{s}$$

O aumento real de carga e a potência de eixo podem ser determinadas de modo análogo. Observe que, no pico de eficiência, $C_H = 0,19$ e $C_B = 0,014$. Deste modo,

$$h_r = \frac{C_H \omega^2 D^2}{g} = \frac{(0,19)(1200/60)^2 (2\pi)^2 (203,2 \times 10^{-3})^2}{9,8} = 12,6 \text{ m}$$

e

$$\dot{W}_{\text{eixo}} = C_B \rho \omega^3 D^5 = (0,014)(999,88)(1200/60)^3 (2\pi)^3 (203,2 \times 10^{-3})^5 = 9623 \text{ W}$$

Este último resultado fornece a potência de eixo, ou seja, a potência fornecida para a operação da bomba. A potência realmente transferida ao fluido é igual a $\gamma Q h_r$, que neste exemplo é

$$Pot_f = \gamma Q h_r = (9803)(0,0659)(12,6) = 8140 \text{ W}$$

Logo a eficiência da bomba, η , é

$$\eta = \frac{Pot_f}{\dot{W}_{\text{eixo}}} = \frac{8140}{9623} = 85\%$$

Note que este valor está de acordo com o apresentado na curva da Fig. 12.17b.

12.5.1 Leis Especiais de Semelhança para Bombas

Existem duas leis de semelhança muito utilizadas nas análises das operações das bombas. A primeira lei é utilizada nos casos onde estamos interessados em variar a velocidade de operação, ω , de uma certa bomba (note que esta alteração afeta o comportamento das bombas). A Eq. 12.32 mostra que, para o mesmo coeficiente de vazão (e, assim, para a mesma eficiência) e para os mesmos diâmetros (i.e. a mesma bomba, $D_1 = D_2$)

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (12.36)$$

Os subscritos 1 e 2 referem-se a mesma bomba mas que operam com rotações diferentes e apresentam o mesmo coeficiente de vazão. Nestas condições, as Eqs. 12.33 e 12.34 mostram que

$$\frac{h_{r1}}{h_{r2}} = \frac{\omega_1^2}{\omega_2^2} \quad (12.37)$$

e

$$\frac{\dot{W}_{\text{eixo1}}}{\dot{W}_{\text{eixo2}}} = \frac{\omega_1^3}{\omega_2^3} \quad (12.38)$$

Assim, para uma determinada bomba, que opera com um certo coeficiente de vazão, a vazão varia diretamente com a rotação, a carga varia com o quadrado da rotação e a potência varia com o cubo da rotação. Esta lei de semelhança é muito útil para estimar o efeito da mudança da rotação sobre o comportamento da bomba (quando estão disponíveis os dados de operação da bomba numa certa rotação).

A segunda lei é utilizada nos casos onde estamos interessados em conhecer o efeito da mudança de diâmetro do rotor, D , de uma família de bombas geometricamente semelhantes que operam a uma determinada rotação, no comportamento da bomba. Como vimos anteriormente, a Eq. 12.32 indica que, para um mesmo coeficiente de vazão e rotações iguais ($\omega_1 = \omega_2$)

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1^3}{D_2^3} \quad (12.39)$$

Analogamente, da Eqs. 12.33 e 12.34,

$$\frac{h_{r1}}{h_{r2}} = \frac{D_1^2}{D_2^2} \quad (12.40)$$

e

$$\frac{\dot{W}_{\text{eixo1}}}{\dot{W}_{\text{eixo2}}} = \frac{D_1^5}{D_2^5} \quad (12.41)$$

Assim, para uma família de bombas geometricamente semelhantes, operando a uma dada rotação e apresentando o mesmo coeficiente de vazão, a vazão varia com o diâmetro ao cubo, a carga varia com o diâmetro ao quadrado e a potência varia com o diâmetro à quinta potência. Estas relações de escala são baseadas na condição de manutenção da similaridade geométrica através da mudança em escala das variáveis geométricas importantes. Este tipo de mudança de escala geométrica não é sempre possível devido as dificuldades existentes na fabricação das bombas. É muito comum os fabricantes colocarem rotores com diâmetros diferentes numa mesma carcaça. Neste caso não há manutenção de uma similaridade geométrica completa e as relações de escala, Eqs. 12.39, 12.40 e 12.41, não são totalmente válidas. Entretanto, a experiência mostra que estas leis de escala podem ser ainda utilizadas para estimar o efeito da mudança de diâmetro do rotor se a mudança de diâmetro não for muito grande (menor do que 20%). As leis de semelhança das bombas mostradas nas Eqs. 12.36 até 12.41 são, algumas vezes, denominadas de leis de afinidade das bombas.

Note que os efeitos da viscosidade e da rugosidade superficial foram desprezados nas análises que levaram às relações anteriores. Porém, se o tamanho da bomba diminui, estes efeitos podem se tornar significativos (pois as folgas e o tamanho das pás se tornam menores). Uma correlação empírica aproximada que pode ser utilizada para estimar a influência da diminuição do tamanho da bomba na eficiência é (Ref. 15)

$$\frac{1-\eta_2}{1-\eta_1} \approx \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^{1/5} \quad (12.42)$$

Note que a precisão dos resultados propiciados pelas leis de semelhança se torna menor quando os resultados de testes feitos na bomba modelo operando com água forem utilizados para prever o comportamento de uma bomba protótipo que operará com um fluido altamente viscoso (como um óleo). Devido ao número de Reynolds associado ao escoamento de óleo ser muito menor, a física do fenômeno é bem diferente daquela associada ao escoamento da água (que apresenta um número de Reynolds maior).

12.5.2 Rotação Específica

Um termo pi muito útil pode ser obtido com a eliminação do diâmetro D da combinação do coeficiente de vazão com o coeficiente de carga real. Deste modo,

$$\frac{(Q/\omega D^3)^{1/2}}{(gh_r/\omega^2 D^2)^{3/4}} = \frac{\omega \sqrt{Q}}{(gh_r)^{3/4}} = N_s \quad (12.43)$$

O parâmetro adimensional N_s é denominado rotação específica. Observe que este parâmetro varia em função do coeficiente de vazão (como todos os outros coeficientes e a eficiência da bomba). Entretanto, é usual só especificar a rotação específica no coeficiente de vazão correspondente a eficiência máxima. A rotação específica de uma bomba que apresenta Q baixa e h_r alta é menor do que a rotação específica de uma bomba que apresenta Q alta h_r baixa. Normalmente, as vazões nas bombas centrífugas são baixas e carga de bombeamento é alta. Deste modo, estas bombas apresentam rotações específicas baixas.

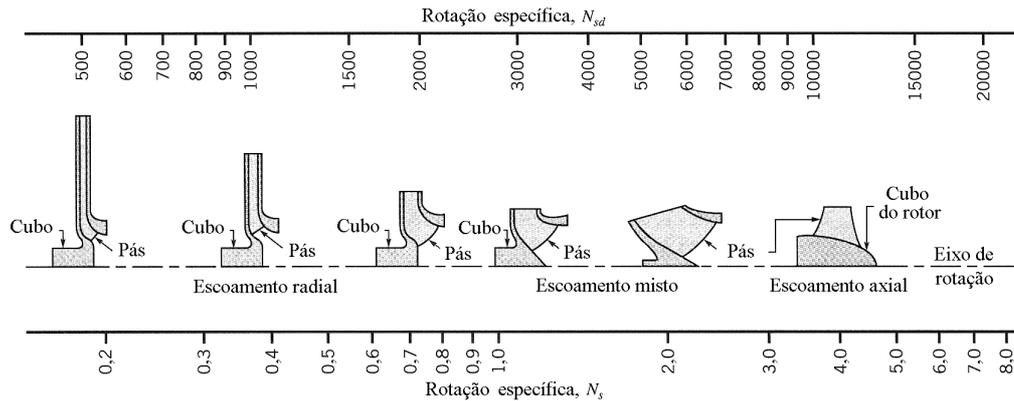


Figura 12.18 Variação da rotação específica com o tipo de bomba (Adaptado da Ref. [17], reprodução autorizada).

A rotação específica, como definida pela Eq. 12.43, é adimensional, e assim independente do sistema de unidades utilizado, desde que as unidades utilizadas no seu cálculo sejam consistentes. Porém, uma forma modificada e dimensional da rotação específica, N_{sd} , normalmente é utilizada nos Estados Unidos. A definição desta rotação específica é

$$N_{sd} = \frac{\omega \text{ (rpm)} \sqrt{Q \text{ (gpm)}}}{[h_r \text{ (pés)}]^{3/4}} \quad (12.44)$$

e, neste caso, N_{sd} é expresso em unidades estadunidenses. As bombas centrífugas apresentam valores típicos de N_{sd} na faixa de $500 < N_{sd} < 4000$. Tanto N_s quanto N_{sd} tem o mesmo significado físico, mas suas magnitudes são diferentes por uma constante ($N_{sd} = 2733 N_s$) quando ω da Eq. 12.43 estiver expresso em rad/s.

Cada família, ou classe de bombas, apresenta uma faixa particular de rotação específica. Logo, as bombas que operam com vazões baixas e cargas altas tem rotações específicas mais baixas do que bombas que operam com vazões altas e cargas baixas. O conceito de rotação específica é muito útil para os engenheiros e projetistas pois é possível selecionar o tipo de bomba mais eficiente para uma determinada aplicação (desde que a carga necessária, a vazão e a rotação forem especificadas). Conforme a rotação específica, N_{sd} , aumenta acima de 2000, o pico de eficiência das bombas centrífugas de escoamento puramente radial começa a cair e outros tipos de bombas mais eficientes são recomendadas. Assim como as bombas centrífugas, as bombas de escoamento axial são bastante utilizadas. As bombas de fluxo axial normalmente operam com vazões altas e cargas baixas e, por este motivo, apresentam rotações específicas altas ($N_{sd} > 9000$) quando comparadas às das bombas centrífugas. As bombas de fluxo misto combinam as características das bombas centrífugas com as de fluxo radial. Assim, os valores das rotações específicas destas bombas estão entre os valores referentes as bombas radiais e axiais. A Fig. 12.18 ilustra como a rotação específica varia de acordo com a configuração da bomba.

12.5.3 Rotação Específica de Sucção

O parâmetro adimensional rotação específica de sucção, S_s , pode ser obtido com uma análise similar àquela utilizada para obter ao termo π de rotação específica. A definição da rotação específica de sucção é

$$S_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{[g (\text{NPSH}_R)]^{3/4}} \quad (12.45)$$

onde o termo h_r da Eq. 12.43 foi substituído pelo NPSH_R . Este parâmetro adimensional é muito útil na determinação das condições operacionais na sucção da bomba. Como é verificado para a rotação específica, N_s , o valor de S_s normalmente é conhecido no ponto de eficiência máxima.

Observe que o valor de S_s é constante numa família de bombas geometricamente semelhantes. Se o valor de S_s é conhecido, então o $NPSH_R$ pode ser estimado para as outras bombas da mesma família que estejam operando com valores diferentes de ω e Q .

A rotação específica de sucção, definida pela Eq. 12.45, é adimensional, e o valor de S_s é independente do sistema de unidades utilizado (desde que seja coerente). Entretanto, como no caso na rotação específica, uma forma dimensional da rotação específica de sucção, S_{sd} , é normalmente utilizada nos Estados Unidos. A definição de S_{sd} é

$$N_{sd} = \frac{\omega (\text{rpm}) \sqrt{Q (\text{gpm})}}{[\text{NPSH}_R (\text{pés})]^{3/4}} \quad (12.46)$$

A vazão Q na Eq. 12.46, no caso de bombas com sucção dupla, deve ser considerada como igual a metade da vazão total.

Os valores típicos de S_{sd} estão na faixa delimitada por 7000 e 12000 (Ref. [18]). Se o valor de S_{sd} é conhecido, a Eq. 12.46 pode ser utilizada para estimar o $NPSH_R$. Entretanto, este cálculo poderá gerar um valor aproximado de $NPSH_R$, e a determinação do $NPSH_R$ para uma bomba específica deve ser feita experimentalmente sempre que possível. Observe que $S_{sd} = 2733 S_s$ se a velocidade angular, ω , da Eq. 12.45 estiver em rad/s.

12.6 Bombas de Fluxo Axial e Misto

Como foi observado anteriormente, as bombas centrífugas são máquinas de fluxo radial que operam mais eficientemente em aplicações que requerem cargas altas e vazões baixas. Esta combinação carga – vazão resulta numa rotação específica (N_{sd}) menor do que 4000. Para muitas aplicações, como aquelas associadas a irrigação e drenagem, que requerem vazões altas e cargas baixas, as bombas centrífugas não são recomendáveis. Nestes casos, as bombas de fluxo axial normalmente são utilizadas. A configuração básica de uma bomba axial é um propulsor confinado num alojamento cilíndrico. As bombas axiais são geralmente denominadas de bombas propulsoras. Para este tipo de bomba, o escoamento entra na direção axial (paralelo ao eixo de rotação da bomba), ao contrário do fluxo radial de uma bomba centrífuga. Enquanto a carga desenvolvida por uma bomba centrífuga inclui uma contribuição devido a ação centrífuga, a carga desenvolvida por uma bomba de fluxo axial é devida basicamente a força tangencial aplicada no fluido pelas pás do propulsor. A Fig. 12.19 mostra o esquema de uma bomba de fluxo axial dedicada a operação vertical. O propulsor é acionado por um motor, e conforme este gira (geralmente a altas velocidades), o fluido é succionado para a seção de entrada da bomba. Normalmente, a descarga do fluido

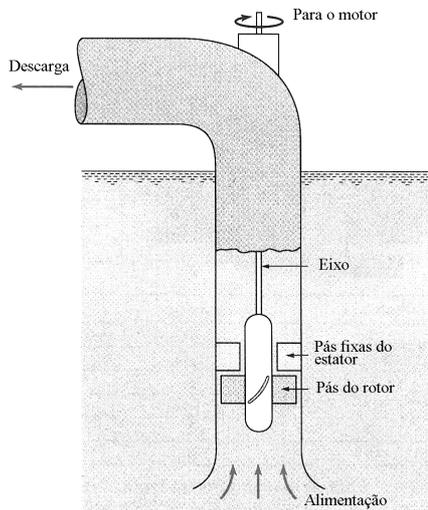


Figura 12.19 Esquema de uma bomba axial dedicada a operação vertical.

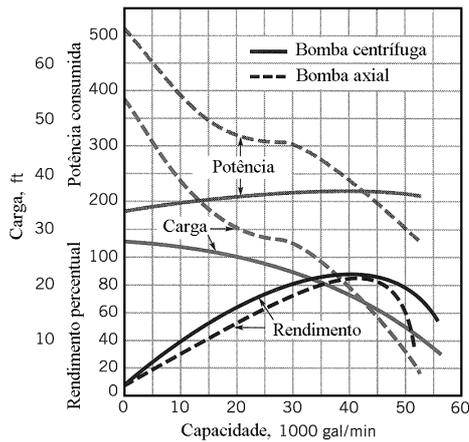
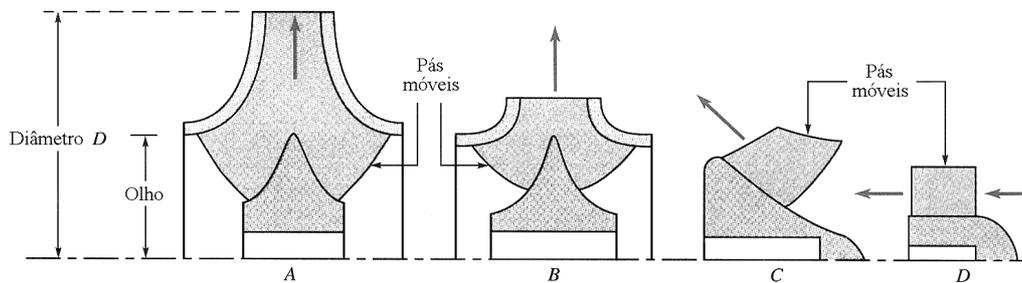


Figura 12.20 Comparação do comportamento de uma bomba centrífuga com o de uma bomba axial. As vazões e as cargas nominais das bombas são 42000 gal/min e 17 pés (Dados da Ref. [17], reprodução autorizada).

ocorre através de pás direcionadoras fixas a um estator (isto é feito para ordenar o escoamento descarregado do rotor). Algumas bombas de fluxo axial também contam com pás direcionadoras na seção de alimentação. Normalmente, as bombas axiais multi-estagiadas, apresentam pares (estágios) de pás móveis (pás do rotor) e pás fixas (pás do estator) colocados em série. As bombas de fluxo axial geralmente apresentam rotações específicas (N_{sd}) maiores do que 9000.

As definições e os conceitos gerais utilizados na análise das bombas centrífugas também são aplicáveis à análise das bombas de fluxo axial. As características reais do escoamento, porém, são muito diferentes. A Fig. 12.20 mostra a comparação do comportamento de uma bomba axial com aquele de uma bomba centrífuga. Observe que, para a vazão de projeto (eficiência máxima), a carga e a potência de eixo são as mesmas para as duas bombas. Mas conforme a vazão diminui, a potência fornecida para uma bomba centrífuga cai para 134 kW no "shutoff" (condição de vazão nula) enquanto que, para a mesma condição, a potência da bomba de fluxo axial aumenta para



Tipo	Centrífuga	Centrífuga	Mista	Axial
N_{sd}	1250	2200	6200	13500
m^3/s	0,15	0,15	0,15	0,15
Carga, m	21	15	10	6
Rpm	870	1160	1750	2600
D , mm	483	305	250	180
D_{olho}/D	0,5	0,7	0,9	1,0

Figura 12.21 Comparação do comportamento de vários tipos de rotores. A rotação específica para as bombas centrífugas são baseadas na de sucção simples (Adaptado da Ref. [19], reprodução autorizada).

388 kW. Esta característica da bomba de fluxo axial causa uma sobrecarga no motor da bomba quando a vazão na bomba é muito menor do que aquela de projeto. Observe também que a curva de carga para a bomba de fluxo axial é muito mais inclinada do que a da bomba centrífuga. Logo, nas bombas de fluxo axial, uma pequena variação na vazão causa uma grande variação na carga, enquanto que para uma bomba centrífuga, com uma curva relativamente plana, há somente uma pequena variação na carga com grandes variações na vazão. A Fig. 12.20 também mostra que, exceto na vazão de projeto, a eficiência da bomba de fluxo axial é mais baixa que a da bomba centrífuga. Algumas bombas de fluxo axial são construídas com pás ajustáveis para melhorar as características operacionais da bomba.

As bombas de fluxo misto foram desenvolvidas para as aplicações que requerem rotações específicas intermediárias (entre as das bombas centrífugas e as das de fluxo axial), ou seja, as bombas de fluxo misto são projetadas para operar na faixa $4000 < N_{sd} < 9000$. Como o próprio nome já diz, os escoamentos nas bombas de fluxo misto apresentam componentes radiais e axiais. A Fig. 12.21 mostra alguns dados típicos para bombas centrífugas, de fluxo axial e de fluxo misto que operam com vazões de projeto iguais. Estes dados indicam que quando mudamos de uma bomba centrífuga, para uma de fluxo misto e para uma de fluxo axial, a velocidade específica aumenta, a carga diminui, a rotação aumenta, o diâmetro do rotor diminui e o diâmetro da seção de alimentação do rotor (olho) aumenta. Estas tendências gerais são normalmente encontradas quando estes tipos de bombas são comparados.

Os parâmetros adimensionais e as relações de escala desenvolvidas nas seções anteriores podem ser utilizados em qualquer tipo de bomba – centrífuga, fluxo misto e fluxo axial – já que a análise adimensional não se restringe a um tipo particular de bomba. Informações complementares sobre as bombas podem ser encontradas na literatura (por exemplo, nas Refs. [3, 10, 14, 15 e 19]).

12.7 Ventiladores

Os ventiladores são utilizados para promover os escoamentos de gases e vapores. Os tipos de ventiladores variam desde os pequenos ventiladores utilizados para resfriar os computadores de mesa até os grandes ventiladores utilizados nas diversas aplicações industriais e na ventilação de grandes edificações. Os ventiladores normalmente operam com uma rotação relativamente baixa e são capazes de movimentar grandes volumes de gás. Ainda que o fluido de interesse seja um gás, a variação da massa específica do gás através do ventilador não excede 7% (Ref. [20]). Para o ar, isto representa uma mudança de pressão de apenas 6895 Pa. Nestas condições, a massa específica do gás que escoar no ventilador pode ser admitida constante e a análise do escoamento é baseada nos modelos incompressíveis. Os ventiladores são normalmente construídos com chapas leves de metal porque as variações de pressão normalmente são pequenas. As turbo máquinas utilizadas para aumentar de modo significativo a pressão dos gases e vapores são denominadas compressores (veja a Sec. 12.9.1).

Como no caso das bombas, existem ventiladores que são centrífugos (fluxo radial), de fluxo misto e de fluxo axial. A análise do comportamento destas máquinas é muito parecida com a utilizada para descrever o comportamento das bombas. As formas típicas das curvas que descrevem o comportamento dos ventiladores centrífugos e de fluxo axial são muito similares àquelas das bombas centrífugas e de fluxo axial mostradas na Fig. 12.20. Entretanto, os dados de aumento de carga são geralmente fornecidos em termos de aumento de pressão estática ou total.

As relações de escala para os ventiladores são as mesma que foram desenvolvidas para as bombas, isto é, as Eqs. 12.32 até 12.35. Como foi dito acima, é usual substituir a carga h_r da Eq. 12.33 pela carga de pressão, $p_r/\rho g$, quando estamos analisando os ventiladores. Deste modo, a Eq. 12.23 pode ser reescrita do seguinte modo:

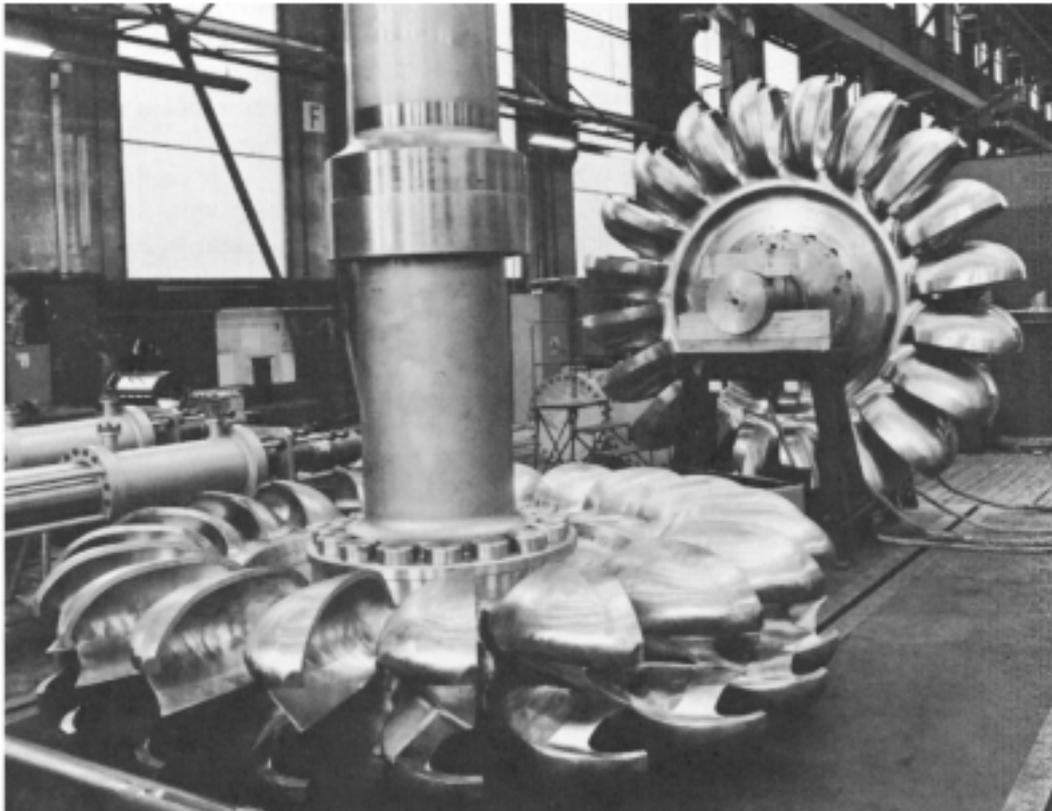
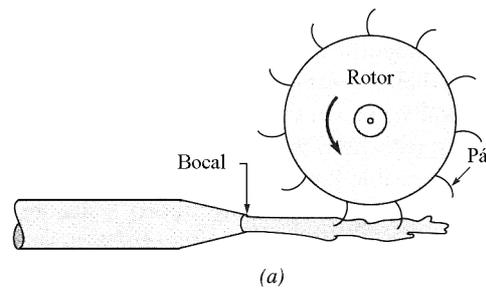
$$\left(\frac{p_r}{\rho \omega^2 D^2} \right)_1 = \left(\frac{p_r}{\rho \omega^2 D^2} \right)_2 \quad (12.47)$$

onde os subscritos 1 e 2 indicam dois ventiladores quaisquer de uma família geometricamente semelhante. As Eqs. 12.47, 12.32 e 12.34 são chamadas de leis dos ventiladores e podem ser utilizadas para as mudanças de escala entre membros de uma mesma família geometricamente semelhante de ventiladores. Informações adicionais sobre os ventiladores podem ser encontradas nas Refs. [20, 21, 22 e 23].

12.8 Turbinas

Como foi discutido na Seção 12.2, as turbinas são dispositivos que extraem energia de um escoamento. A geometria das turbinas é tal que o fluido exerce um torque sobre um rotor na direção de sua rotação. A potência de eixo gerada é disponibilizada para o uso em geradores elétricos e em outros dispositivos.

Nas próximas seções nós apresentaremos vários tópicos ligados, principalmente, a operação de turbinas hidráulicas (aquelas que operam com água) para depois estender a discussão para as turbinas a gás e a vapor (nas quais a massa específica do fluido de trabalho pode variar muito da seção de alimentação para a seção de descarga da turbina).



(b)

Figura 12.22 (a) Esquema de uma turbina Pelton, (b) fotografia da roda de uma turbina Pelton (Cortesia da Voith Hydro).

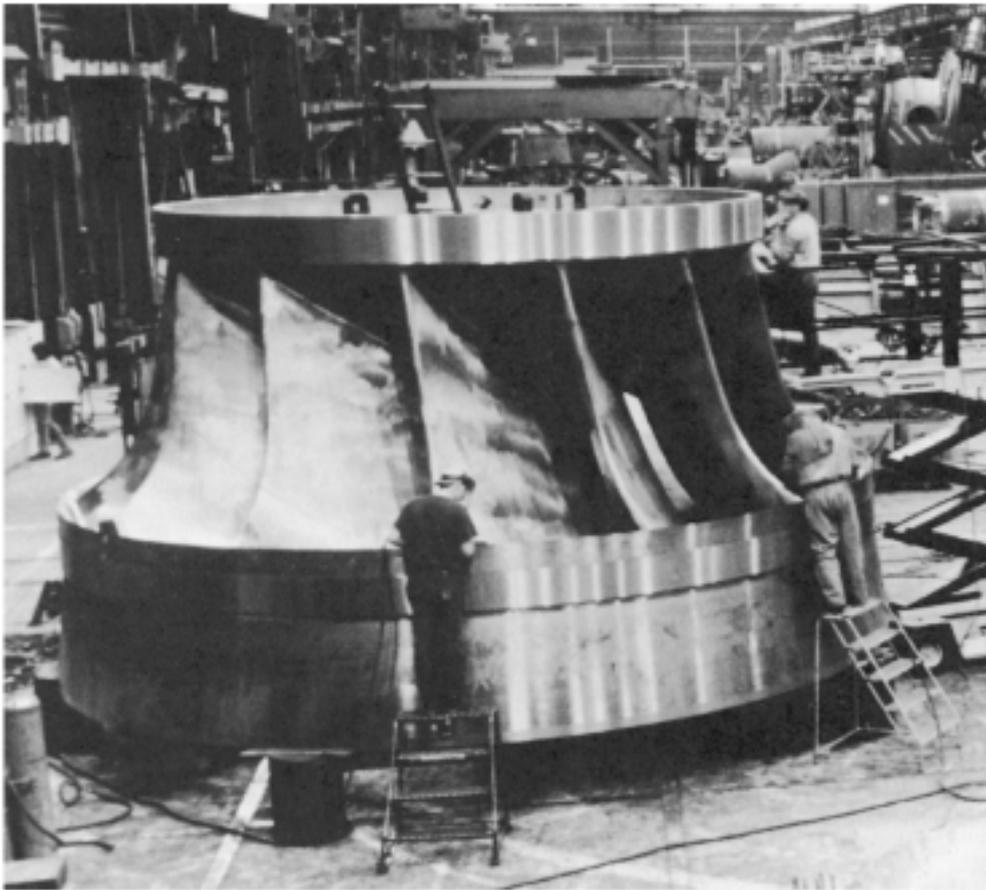
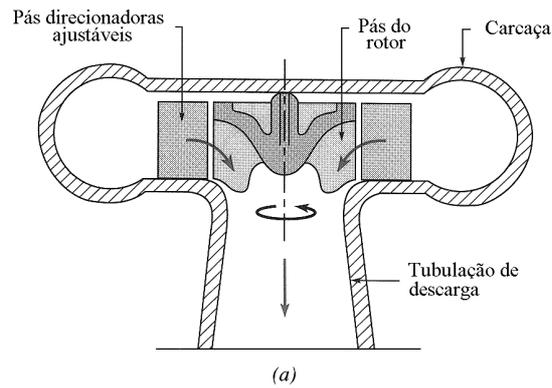


Figura 12.23 (a) Esquema de uma turbina de reação, (b) fotografia de uma turbina de reação (Cortesia da Voith Hydro).

Ainda que existam numerosos projetos de turbinas hidráulicas, a maioria destas turbinas podem ser classificadas em dois tipos básicos - as turbinas de ação (impulso) e as turbinas de reação. (A reação está relacionada com a queda pressão estática que ocorre através do rotor e com a queda da pressão estática através do estágio da turbina. Quanto maior a queda de pressão através do rotor, maior o grau de reação da turbina). A queda de pressão através do rotor é zero nas turbinas de ação e toda a queda de pressão no estágio ocorre num bocal fixo. A turbina do tipo Pelton, veja

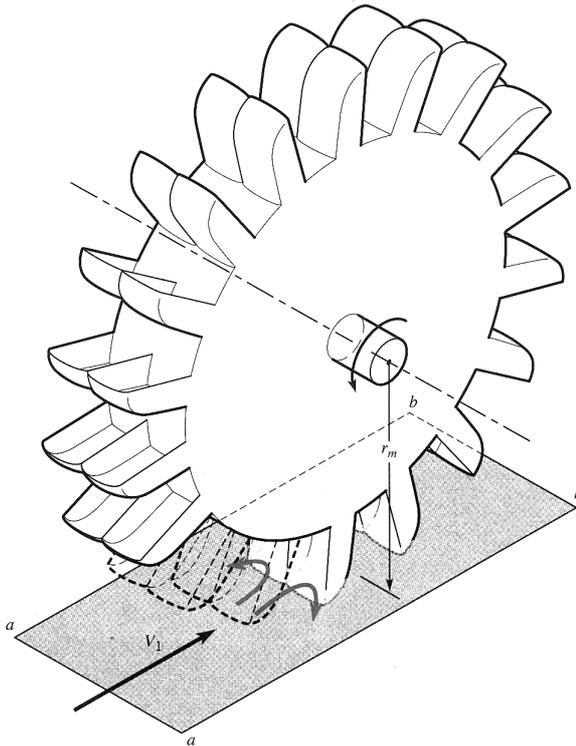


Figura 12. 24 Detalhes da roda de uma turbina Pelton.

a Fig. 12.22, é um exemplo clássico de uma turbina de ação. Nestas máquinas, a carga total do fluido que entra (a soma da carga de pressão, de velocidade e de elevação) é convertida em uma grande carga de velocidade na saída do bocal de alimentação (ou bocais se for utilizada uma configuração de múltiplos bocais). Tanto a queda de pressão nas canecas (pás) quanto a variação na velocidade relativa do escoamento (isto é, a velocidade do fluido em relação as canecas) são desprezíveis. Note que o espaço em torno do rotor não é completamente preenchido com o fluido. É o impulso dos jatos individuais, que empurram as canecas, que produz o torque.

Já nas turbinas de reação, o rotor está envolvido por uma carcaça (ou voluta) e o espaço entre estes dois componentes está completamente preenchido com o fluido de trabalho. Nas turbinas de reação nós detectamos tanto uma queda de pressão quanto uma variação da velocidade relativa no escoamento através do rotor. A Fig. 12.23 mostra uma turbina de reação com alimentação radial onde as pás fixas de alimentação funcionam como bocais e direcionadores do escoamento de alimentação. Assim, parte da queda de pressão ocorre nos bocais fixos e parte no rotor. Sob muitos aspectos, a operação de uma turbina de reação é similar a de uma bomba com escoamento invertido (ainda que este tipo de simplificação possa levar a muitos enganos).

A operação das turbinas de ação e de reação podem ser analisadas com a os princípios do momento da quantidade de movimento discutidos na Seção 12.3. Genericamente, as turbinas de ação são dispositivos de carga alta e vazão baixa, enquanto turbinas de reação são dispositivos de carga baixa e vazão alta.

12.8.1 Turbinas de Ação

Ainda que existam vários tipos de projetos de turbina, talvez, o mais fácil de entender seja a roda de Pelton (veja a Fig. 12.24). Lester Pelton (1829-1908), um engenheiro de minas americano durante a época da mineração de ouro na Califórnia, foi o criador de muitas das características ainda utilizadas neste tipo de turbina. Estas turbinas são mais eficientes quando operadas sob uma grande carga (como aquela fornecida por um lago localizado muito acima da seção de alimentação do bocal da turbina). Note que, nesta condição, a carga pode ser convertida em alta velocidade na

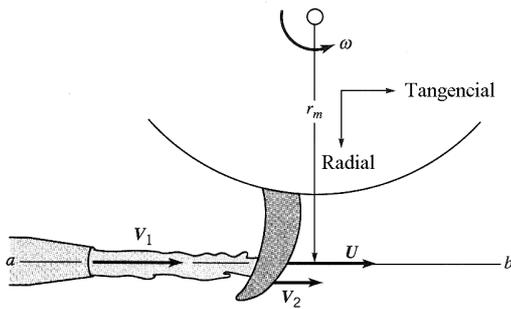


Figura 12. 25 Velocidades ideais para o escoamento na roda de Pelton.

seção de saída do bocal. Os projetos do bocal, das canecas do rotor e da tubulação de alimentação da turbina são importantes para que a turbina de Pelton opere adequadamente.

Analise a Fig. 12.24. Observe que um jato de água, com velocidade alta, incide sobre as canecas da roda de Pelton e é defletido. A água entra e sai do volume de controle que cerca a roda como jatos livres (pressão atmosférica). Adicionalmente, um observador solidário a pá poderia notar que o módulo da velocidade da água não varia enquanto esta desliza pelas pás (isto só ocorreria se os efeitos viscosos forem desprezíveis). Isto é, o módulo da velocidade relativa não muda mas a direção deste vetor é alterada. Esta variação na direção da velocidade do fluido provoca um torque no rotor e, deste modo, nós podemos detectar uma potência no eixo da turbina (© 12.4 – Roda ou rotor Pelton).

O projeto ótimo das canecas (de modo a obter uma turbina com potência máxima) é muito difícil. Idealmente, o fluido entra e sai do volume de controle mostrado na Fig. 12.25 sem componente radial de velocidade (na prática sempre há uma componente radial desprezível) e as canecas podem girar o vetor de velocidade relativa em 180° (no entanto, devido a restrições físicas, o ângulo de saída da pá, β, é menor que 180°). Nestas condições, o fluido sai da caneca com uma componente axial da velocidade (veja a Fig. 12.26).

Nós vamos admitir que os triângulos de velocidade na entrada e na saída de uma caneca são iguais aos mostrados na Fig. 12.27. Estes triângulos de velocidade são referentes a uma seção localizada no raio médio aritmético, r_m. Para calcular o torque e a potência nós devemos conhecer as componentes tangenciais das velocidades absolutas na entrada e na saída da caneca. (Lembre da discussão da Seção 12.3: as componentes radial e a axial não entram nas equações de cálculo de torque ou potência). Da Fig. 12.27 nós observamos que

$$V_{\theta 1} = V_1 = W_1 + U \tag{12.48}$$

e

$$V_{\theta 2} = W_2 \cos \beta + U \tag{12.49}$$

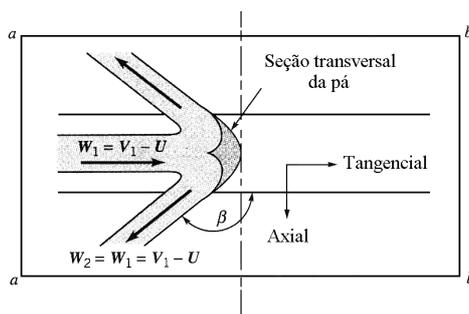


Figura 12. 26 Escoamento visto por um observador solidário a roda de Pelton - velocidades relativas.

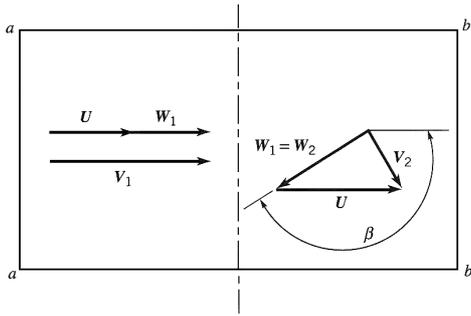


Figura 12.27 Triângulos de velocidade para o escoamento na caneca da roda de Pelton.

Utilizando a hipótese de que $W_1 = W_2$ (isto é, o módulo da velocidade relativa do fluido não varia ao longo do escoamento sobre as canecas), a combinação das Eqs. 12.48 e 12.49 fornece

$$V_{\theta 2} - V_{\theta 1} = (U - V_1)(1 - \cos \beta) \quad (12.50)$$

Esta variação na componente tangencial da velocidade combinada com as equações de torque e potência desenvolvidas na Seção 12.3 (Eqs. 12.2 e 12.4) fornece

$$T_{\text{eixo}} = \dot{m} r_m (U - V_1)(1 - \cos \beta)$$

Como $U = \omega r_m$

$$\dot{W}_{\text{eixo}} = T_{\text{eixo}} \omega = \dot{m} U (U - V_1)(1 - \cos \beta) \quad (12.51)$$

Estes resultados estão colocados no gráfico na Fig. 12.28 juntamente com resultados experimentais. Observe que $V_1 > U$ (i.e., os jatos incidem nas canecas) e $\dot{W}_{\text{eixo}} < 0$ (i.e., a turbina extrai potência do fluido).

Diversos pontos interessantes podem ser observados nos resultados acima. Primeiro, a potência é uma função de β . Entretanto, um valor típico de $\beta = 165^\circ$ (ao invés do valor ótimo de 180°) resulta numa diminuição relativamente baixa na potência já que $1 - \cos 165^\circ = 1,966$ e $1 - \cos 180^\circ = 2$. Segundo, mesmo que o torque seja máximo quando a roda está parada ($U = 0$), não há potência a ser extraída nesta condição. Por outro lado, a potência de saída é máxima quando

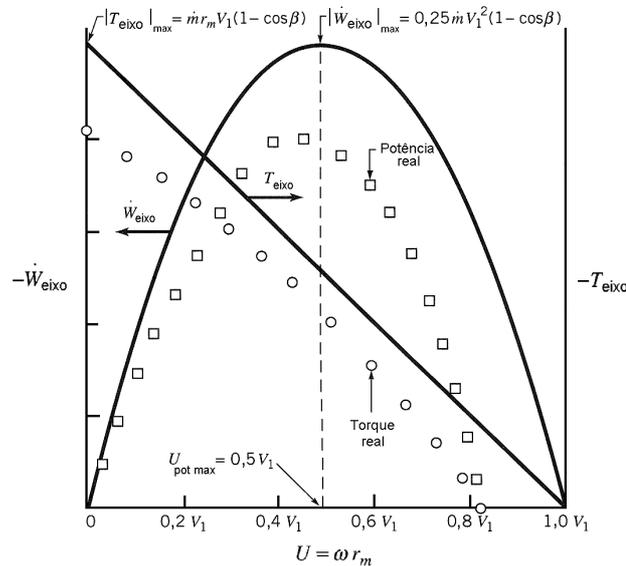


Figura 12.28 Potência e torque (teóricos e experimentais) numa roda de turbina Pelton em função da velocidade da caneca.

$$U|_{\text{potência max}} = \frac{V_1}{2} \quad (12.52)$$

Este resultado pode ser demonstrado com a Eq. 12.51 pois basta procurar o valor de U que fornece $dW_{\text{eixo}}/dU = 0$. Assim, se a velocidade da caneca for igual a metade da velocidade de entrada do fluido (saída do bocal) então a potência será máxima. Terceiro, a velocidade máxima ocorre quando $T_{\text{eixo}} = 0$ (i.e., a carga é completamente removida da turbina). Para este caso $U = \omega R = V_1$ e a turbina se transforma numa "roda livre" (a água passa pelo rotor sem fornecer nenhuma energia para as canecas).

Mesmo que o escoamento real numa roda Pelton seja consideravelmente mais complexo do que o utilizado nesta análise simplificada, a simples aplicação do princípio do momento da quantidade de movimento fornece resultados e tendências bastante razoáveis.

Exemplo 12.6

A água proveniente de um lago move uma turbina Pelton (veja a Fig. E12.6a). Determine o diâmetro do bocal, D_1 , para que a turbina forneça potência máxima. Determine, também, os valores da potência e da velocidade angular do rotor nesta condição.

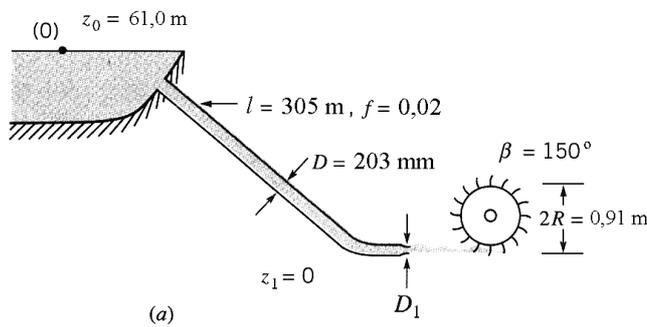


Figura E12.6

Solução Como indica a Eq. 12.51, a potência da turbina depende da vazão em volume, $Q = \dot{m}/\rho$, e da velocidade do jato na saída do bocal, V_1 . Note que estes dois valores dependem do diâmetro do bocal, D_1 , e da perda de carga do escoamento na tubulação de alimentação. Isto é,

$$\dot{W}_{\text{eixo}} = \rho Q U (U - V_1) (1 - \cos \beta) \quad (1)$$

A velocidade na seção de descarga do bocal, V_1 , pode ser obtida com a aplicação da equação da energia (Eq. 5.85) entre um ponto na superfície do lago (onde $V_0 = p_0 = 0$) e a seção de descarga do bocal (onde $z_1 = p_1 = 0$). Deste modo,

$$z_0 = \frac{V_1^2}{2g} + h_L \quad (2)$$

onde a perda de carga é dada em função do fator de atrito, f . Assim, (veja a Eq. 8.34)

$$h_L = f \frac{l}{D} \frac{V^2}{2g}$$

A velocidade do fluido, V , no tubo com diâmetro D é obtida com a equação da continuidade, ou seja,

$$V = \frac{A_1 V_1}{A} = \left(\frac{D_1}{D} \right)^2 V_1$$

Note que nós desprezamos as perdas de carga localizadas associadas aos escoamentos na entrada do duto e no bocal. Nestas condições, a Eq. (2) pode ser reescrita do seguinte modo:

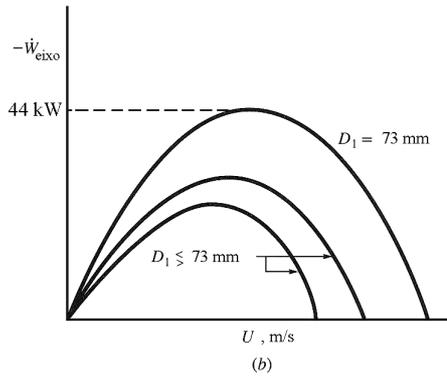


Figura E12.6 (continuação)

$$z_0 = \left[1 + f \frac{l}{D} \left(\frac{D_1}{D} \right)^4 \right] \frac{V_1^2}{2g} \quad (3)$$

ou

$$V_1 = \left[\frac{2gz_0}{1 + f \frac{l}{D} \left(\frac{D_1}{D} \right)^4} \right]^{1/2} = \left[\frac{2(9,8)(61)}{1 + 0,02 \left(\frac{305}{0,203} \right) \left(\frac{D_1}{0,203} \right)^4} \right]^{1/2} = \frac{34,58}{\sqrt{1 + 1,77 \times 10^4 D_1^4}} \quad (4)$$

Nós podemos determinar a potência em função de D_1 e U a partir de uma combinação das Eqs. (1) e (4) e utilizando $Q = \pi D_1^2 V_1 / 4$. Deste modo,

$$\dot{W}_{\text{eixo}} = \frac{5,07 \times 10^4 U D_1^2}{\sqrt{1 + 1,77 \times 10^4 D_1^4}} \left[U - \frac{34,58}{\sqrt{1 + 1,77 \times 10^4 D_1^4}} \right] \quad (5)$$

onde U está em m/s e \dot{W}_{eixo} está em W. A Fig. E12.6b apresenta, na forma gráfica, a potência de eixo em função de U para alguns valores de D_1 .

A Eq. 12.52 mostra que a potência é máxima quando $U = V_1/2$. Combinando este resultado com as Eqs. (4) e (5),

$$\dot{W}_{\text{eixo}} = - \frac{1,52 \times 10^7 D_1^2}{(1 + 1,77 \times 10^4 D_1^4)^{3/2}} \quad (6)$$

A potência máxima ocorre quando $d\dot{W}_{\text{eixo}}/dD_1 = 0$. Nesta condição, temos

$$D_1 = 0,073 \text{ m}$$

e potência máxima pode ser determinada através da Eq. (6),

$$\dot{W}_{\text{eixo}} = - \frac{1,52 \times 10^7 (0,073)^2}{(1 + 1,77 \times 10^4 (0,073)^4)^{3/2}} = -43975 \text{ W} \quad (\text{resposta})$$

A rotação do rotor na condição de potência máxima pode ser obtida com a equação,

$$U = \omega R = \frac{V_1}{2}$$

onde V_1 é dada pela Eq. (4). Assim,

$$\omega = \frac{V_1}{2R} = \frac{1}{(0,91)} \frac{34,58}{\left(1 + 1,77 \times 10^4 (0,073)^4\right)^{1/2}} = 31 \text{ rad/s} = 295 \text{ rpm}$$

A razão para a existência de um diâmetro ótimo de bocal é explicada a seguir. Um diâmetro maior de bocal permitiria uma maior vazão mas o jato produzido apresentaria velocidade mais baixa (porque?). Um diâmetro de bocal menor iria reduzir a vazão, mas a velocidade do jato seria maior. Como a potência depende do produto da vazão pela velocidade do jato (veja a Eq. 1), existe um diâmetro ótimo de bocal que fornece a máxima potência.

Os resultados acima podem ser generalizados. Combinando as Eqs. (1) e (3) juntamente com a condição $U = V_1/2$, temos

$$\dot{W}_{\text{eixo}}|_{U=V_1/2} = -\frac{\pi}{16} \rho (1 - \cos \beta) (2gz_0)^{3/2} D_1^2 \left/ \left(1 + f \frac{l}{D^5} D_1^4 \right)^{3/2} \right.$$

Fazendo $d\dot{W}_{\text{eixo}}/dD_1 = 0$ (veja o Exercício 12.52) nós determinamos que a potência é máxima quando

$$D_1 = D \left/ \left(2f \frac{l}{D} \right)^{1/4} \right.$$

Note que este resultado está coerente com o valor numérico obtido no exemplo. Observe que a condição ótima depende somente do fator de atrito e da relação comprimento/diâmetro da tubulação de alimentação. O que acontece se o escoamento no duto de alimentação não apresentar atrito ou se o duto tiver comprimento nulo?

Nos capítulos anteriores nós tratamos as turbinas (ou bombas) como "caixas pretas" pois consideramos que estes dispositivos removiam uma determinada carga (a carga de turbina, h_T) ou adicionavam (a carga de bomba h_b) para o fluido. A relação entre a carga da turbina e a potência produzida na turbina será estudada no Exemplo 12.7. Para isto nós vamos analisar a operação da turbina com o princípio do momento da quantidade de movimento.

Exemplo 12.7

Água escoo numa turbina Pelton como a mostrada na Fig. 12.24. Para simplificar, nós vamos admitir que a água é desviada em 180° na caneca. Utilize a equação da energia (Eq. 5.84) para mostrar que a potência da turbina é máxima quando a velocidade absoluta de saída do fluido da turbina é nula.

Solução A Eq. 12.51 indica que a potência da turbina é dada por

$$\dot{W}_{\text{eixo}} = \rho Q U (U - V_1) (1 - \cos \beta) = 2 \rho Q (U^2 - V_1 U) \quad (1)$$

Os triângulos de velocidade para esta turbina de ação com $\beta = 180^\circ$ estão mostrados na Fig. E12.7. Note que existem três possibilidades: **(a)** a velocidade absoluta de saída, \mathbf{V}_2 , está apontada para o bocal, **(b)** a velocidade absoluta na saída é nula, ou **(c)** o escoamento de saída tem o mesmo sentido do escoamento de entrada.

De acordo com a Eq. 12.52, a potência máxima ocorre quando $U = V_1/2$ (esta situação corresponde àquela mostrada na Fig. E12.7b). Isto é, $U = V_1/2 = W_1$. Se os efeitos viscosos forem desprezados, então $W_1 = W_2$ e nós temos que $U = W_2$. Assim,

$$V_2 = 0$$

O resultado da aplicação da equação da energia (Eq. 5.84) ao escoamento através do rotor é,

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_1 + h_T + h_L$$

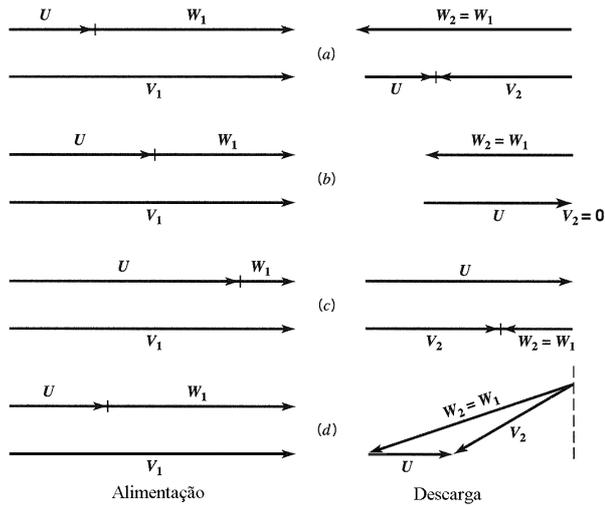


Figura E12.7

onde h_T é a carga da turbina. Como $p_1 = p_2$ e $z_1 = z_2$, temos

$$h_T = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} - h_L \tag{2}$$

Observe que a turbina de ação obtém sua energia através de uma redução da carga de velocidade. A maior carga de velocidade possível (e assim a maior potência) ocorre quando toda a energia cinética disponível é extraída pela turbina. Deste modo

$$V_2 = 0$$

Isto é consistente com a condição de máxima potência representada pela Fig. E12.7b.

De acordo com a Eq. (1), se a velocidade absoluta na saída não está no plano do rotor (isto é, $\beta < 180^\circ$), há uma redução na potência disponível (pelo fator $1 - \cos \beta$). Observe que este fato é confirmado pela equação da energia, Eq. (2). A Fig. E12.7d mostra os triângulos de velocidade relativos a $\beta < 180^\circ$. Não é possível reduzir o valor de V_2 para zero qualquer que seja o valor de U . Assim, sempre existirá uma componente na direção axial neste escoamento. A Eq. (2) mostra que a turbina não pode extrair a carga total de velocidade e, deste modo, o fluido que é descarregado da turbina sempre apresentará energia cinética.

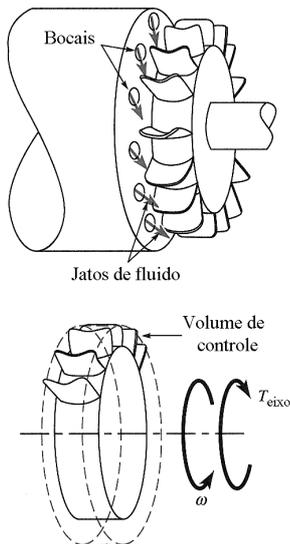


Figura 12.29 Turbina de ação com bocais múltiplos (normalmente é acionada com ar comprimido).

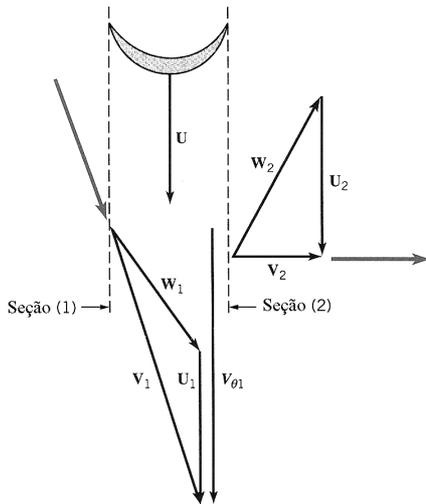


Figura 12.30 Triângulos de velocidade nas seções de entrada e saída da turbina de impulso mostrada na Fig. 12.29.

A Fig. 12.29 mostra um segundo tipo de turbina de ação que é muito utilizado (o fluido utilizado nestas turbinas normalmente é um gás). Observe que um conjunto circunferencial de jatos de fluido incide sobre as pás móveis que alteram a direção e o módulo da velocidade absoluta do escoamento (como na turbina Pelton). As pressões na entrada e na saída das pás (i. é., nos dois lados do rotor) são iguais, e o módulo da velocidade relativa não varia conforme o fluido desliza sobre as pás do rotor (se os efeitos de atrito forem desprezíveis). A Fig. 12.30 mostra os triângulos de velocidade típicos desta turbina (velocidades relativa, absoluta e da pá).

Exemplo 12.8

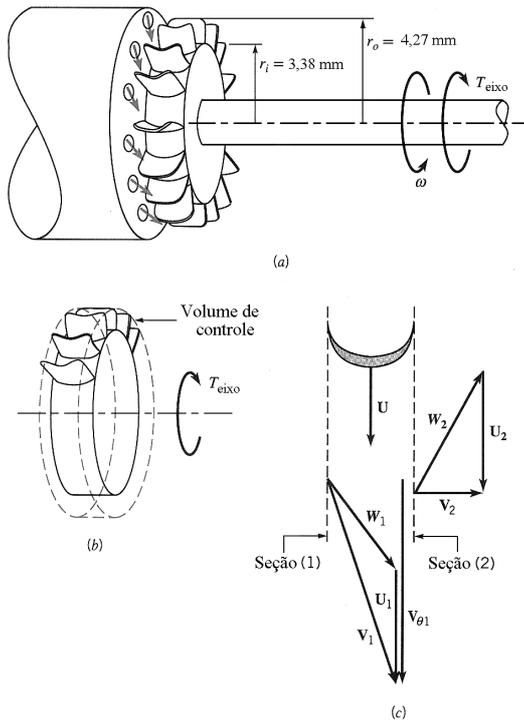


Figura E12.8

A Fig. E12.8a mostra uma turbina a ar utilizada para girar as brocas odontológicas de alta velocidade (© 12.5 – Turbina odontológica). O ar que sai de bocais indicados na figura força as pás da turbina a se movimentarem. Estime o trabalho de eixo por unidade de massa de ar que escoo na turbina sob as seguintes condições: a rotação da turbina é 300 000 rpm, a componente tangencial da velocidade do jato descarregado do bocal é o dobro da velocidade das pás e a componente tangencial da velocidade absoluta do escoamento na saída do rotor é nula.

Solução Nós vamos utilizar o volume de controle fixo e indeformável mostrado na Fig. E12.8b para analisar o escoamento deste problema. O único torque que atua no volume de controle é o torque de eixo. Para simplificar, nós vamos analisar o escoamento na seção que apresenta raio igual ao raio médio aritmético, r_m , ou seja,

$$r_m = \frac{1}{2}(r_o + r_i)$$

A Fig. E12.8c mostra um esboço dos triângulos de velocidade referentes as seções de entrada e saída do rotor. O resultado da aplicação da Eq. 12.5 (uma forma da equação do momento da quantidade de movimento) é

$$w_{\text{eixo}} = -U_1 V_{\theta 1} + U_2 V_{\theta 2} \quad (1)$$

onde w_{eixo} é o trabalho de eixo por unidade de massa que escoo pela turbina. A partir dos dados do problema, $V_{\theta 1} = 2U$ e $V_{\theta 2} = 0$, onde

$$U = \omega r_m = (300000)(1/60)(2\pi) \times (4,27 + 3,38) \times 10^{-3} / 2 = 120 \text{ m/s} \quad (2)$$

é a velocidade da pá no raio médio. Aplicando este resultado na Eq. (1),

$$w_{\text{eixo}} = -U_1 V_{\theta} = -2U^2 = -2(120)^2 = -28800 \text{ J/kg}$$

Observe que existe uma disponibilidade de 28,8 kJ para cada quilograma de ar que escoo pela turbina. Entretanto, devido ao atrito no escoamento, a quantidade real de energia fornecida por um quilograma de ar será maior do que a energia disponibilizada no eixo. Note que a diferença entre estas energias é inversamente proporcional a eficiência da transferência de energia mecânica do fluido para as pás da turbina.

Lembrando que a potência de eixo, \dot{W}_{eixo} , é dada por

$$\dot{W}_{\text{eixo}} = \dot{m} w_{\text{eixo}}$$

Assim, nós precisamos conhecer a vazão em massa do escoamento, \dot{m} , para determinar a potência de eixo da turbina. Note que esta vazão depende do tamanho e do número de bocais. Ainda que a energia por unidade de massa seja grande (isto é 28800 J/kg), a vazão é pequena.

12.8.2 Turbinas de Reação

Como foi indicado na seção anterior, as turbinas de ação são recomendadas (isto é, são mais eficientes) para as aplicações onde a vazão é baixa e a carga é alta. Já as turbinas de reação são recomendadas para as situações onde a vazão é alta e a carga é baixa (estas condições são encontradas na maioria das hidrelétricas).

Numa turbina de reação, o fluido de trabalho preenche completamente as passagens (ao contrário da turbina de ação, que apresentam um ou mais jatos não-confinados de fluido). O momento da quantidade de movimento, a pressão e a velocidade do fluido diminuem conforme o fluido escoo pelo rotor da turbina e, deste modo, o rotor da turbina extrai energia do fluido.

Assim como nas bombas, as turbinas são fabricadas com configurações muito variadas – escoamento radial, misto e axial. As turbinas hidráulicas que apresentam escoamentos misto e radial normalmente são chamadas de turbinas Francis (em honra ao engenheiro americano James B. Francis). Quando a carga na seção de alimentação da turbina é muito baixa, o tipo mais eficiente é a turbina de fluxo axial. A turbina Kaplan (em homenagem ao professor alemão Victor Kaplan) é uma turbina axial com pás ajustáveis bastante eficiente. A Fig. 12.31 mostra os esboços das seções transversais de turbinas do tipo Francis e do tipo Kaplan.

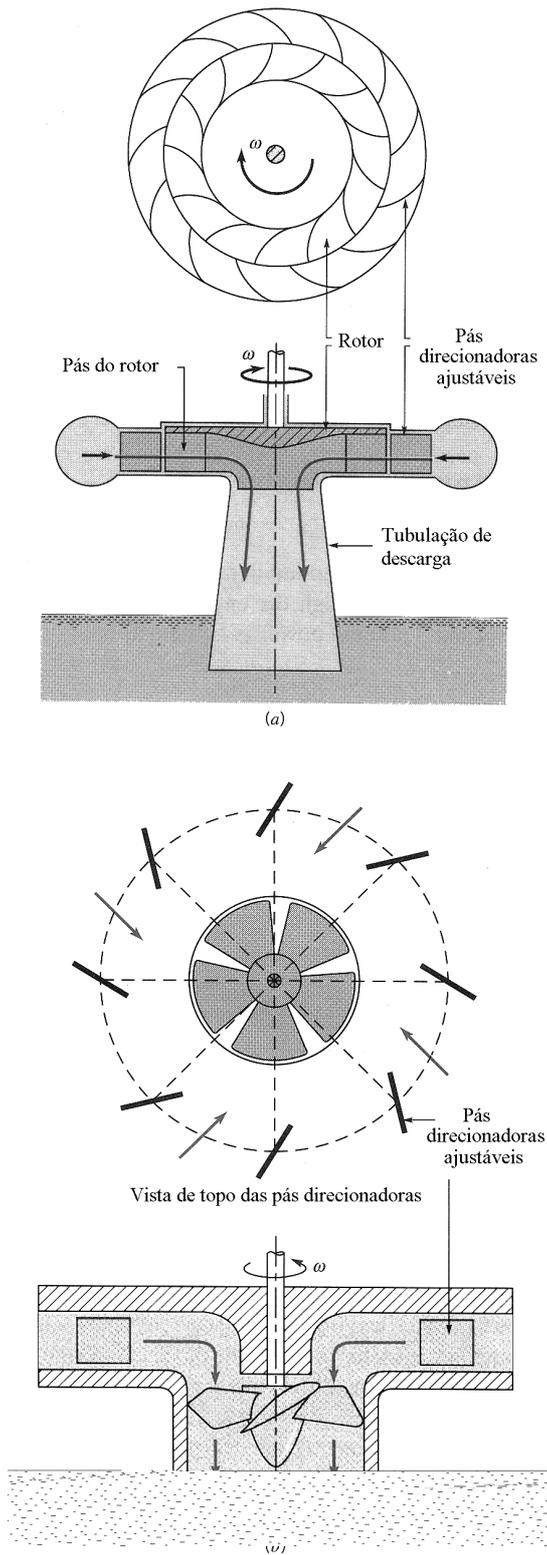


Figura 12. 31 (a) Turbina radial típica do tipo Francis, (b) turbina axial típica do tipo Kaplan.

A Fig. 12.31a mostra que o escoamento pelas pás do rotor de uma turbina com alimentação radial é praticamente radial. As pás direcionadoras de entrada (que podem ser ajustadas para melhorar o rendimento da turbina) direcionam o escoamento para o rotor com uma componente tangencial de velocidade. A velocidade absoluta da água na saída do rotor praticamente não apresenta componente tangencial. Assim, o rotor diminui a quantidade de movimento do fluido e, deste modo, o fluido aplica um torque no rotor. A equação de Euler das turbomáquinas (Eq. 12.2) e a equação da potência (Eq. 12.4) também podem ser aplicadas para analisar os escoamentos nestas turbinas (veja a Sec. 12.4).

A Fig. 12.31b mostra que o fluido escoava pelas pás direcionadoras de entrada e adquire uma componente tangencial de velocidade antes de atingir o rotor da turbina axial do tipo Kaplan. Observe que a direção principal do escoamento no rotor da turbina Kaplan é axial. Tanto as pás direcionadoras de entrada quanto as pás móveis do rotor podem ser ajustadas (variação do ângulo de configuração) para que a eficiência da turbina seja máxima na condição de operação. Este arranjo é utilizado porque a condição de operação das turbinas pode variar ao longo do tempo (por exemplo, a carga operacional disponível pode mudar sazonalmente).

Nós podemos considerar que uma bomba é o "inverso" de uma turbina e vice versa. As bombas adicionam energia ao fluido e as turbinas removem energia do fluido. O propulsor de um motor de popa (uma bomba) e o propulsor de uma turbina Kaplan são geometricamente similares, em alguns aspectos, mas executam tarefas diferentes. Comparações análogas podem ser feitas entre as bombas centrífugas e as turbinas Francis. De fato, algumas grandes turbomáquinas de usinas hidrelétricas são projetadas para funcionarem como turbinas em períodos de alta demanda de energia (durante o dia) e para trabalharem como bombas para reabastecer o reservatório durante os períodos de baixa demanda (à noite). Logo, um tipo de bomba tem seu tipo de turbina correspondente. Entretanto, é possível a existência de uma turbina Pelton "invertida" - uma bomba de ação?

Assim como nas bombas, o comportamento das turbinas que operam com escoamentos incompressíveis é normalmente descrito em termos de parâmetros adimensionais apropriados. O coeficiente de vazão, $C_Q = Q/\omega D^3$, o coeficiente de carga, $C_H = gh_T/\omega^2 D^2$, e o coeficiente de potência, $C_{pot} = \dot{W}_{eixo}/\rho \omega^3 D^5$, são definidos tanto para as bombas quanto para as turbinas. Porém, a eficiência da turbina, η , é definida diferentemente da eficiência da bomba. Isto é, a eficiência é a razão entre a potência de eixo e a potência disponível no escoamento. Deste modo,

$$\eta = \frac{\dot{W}_{eixo}}{\rho g Q h_T}$$

Nós podemos utilizar as Eqs. 12.29, 12.30 e 12.31 para estabelecer as relações entre os parâmetros adimensionais de turbinas geometricamente semelhantes (nestas condições, os efeitos dos números de Reynolds e da rugosidade superficial não são levados em consideração). Deste modo,

$$C_H = \phi_1(C_Q) \quad , \quad C_{pot} = \phi_2(C_Q) \quad \text{e} \quad \eta = \phi_3(C_Q)$$

onde as funções ϕ_1 , ϕ_2 e ϕ_3 dependem do tipo de turbina que está sendo analisado. Note que a eficiência da turbina também está relacionada com os outros coeficientes, ou seja, $\eta = C_{pot} / C_H C_Q$.

O material exposto anteriormente mostra que nós podemos utilizar várias turbinas numa determinada aplicação. Então, é necessário escolher qual o tipo de turbina é o mais adequado (i.e., o mais eficiente) para a aplicação antes de entrar no detalhamento do projeto. Como no caso das bombas, a utilização de uma rotação específica nos ajuda a encontrar a solução deste problema. O diâmetro do rotor D é eliminado, para as turbinas hidráulicas, do coeficiente de vazão e o do coeficiente de potência para obtenção da rotação específica de potência, N'_s , ou seja,

$$N'_s = \frac{\omega \sqrt{\dot{W}_{eixo}/\rho}}{(g h_T)^{5/4}}$$

Uma outra definição da rotação específica de potência (dimensional), bastante utilizada nos Estados Unidos é

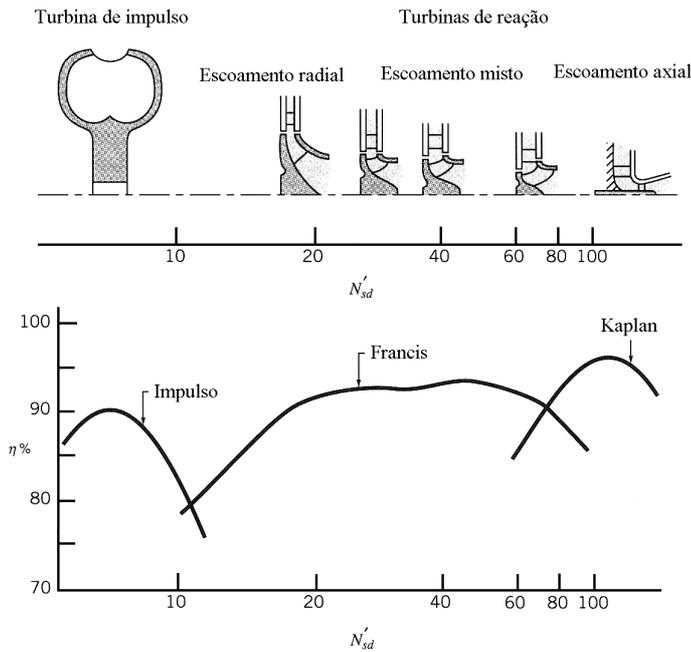


Figura 12.32 Seções transversais típicas de algumas turbinas e eficiências máximas em função da rotação específica.

$$N'_{sd} = \frac{\omega \sqrt{\dot{W}_{eixo}}}{(h_T)^{5/4}} \quad (12.53)$$

onde a velocidade angular, ω , está em rpm, a potência de eixo, \dot{W}_{eixo} , em hp e a carga, h_T , em pés. A Fig. 12.32 mostra como as eficiências máximas das grandes turbinas varia em função da rotação específica e também os esboços das seções transversais dos rotores e das carcaças das turbinas. Observe que as turbinas de ação são melhores em baixas rotações específicas, ou seja, quando operam sob condições de altas cargas e baixas vazões. Noutro extremo, estão as turbinas axiais, que são mais eficientes para baixas cargas e altas vazões. As turbinas radiais e de fluxo misto apresentam eficiências melhores na faixa das rotações específicas intermediárias.

Os dados mostrados na Fig. 12.32 fornecem uma diretriz para a escolha da turbina mais adequada para uma determinada aplicação. A eficiência real de uma certa turbina depende muito de suas características construtivas. Entretanto, os dados mostrados na Fig. 12.32 são representativos. Informações complementares podem ser encontradas na literatura (por exemplo, na Ref. [1]).

Exemplo 12.9

Uma turbina hidráulica deve operar nas seguintes condições: velocidade angular de 6 rps, vazão igual a 0,283 m³/s e carga de 6,1 m. Qual o tipo de turbina mais adequado para esta aplicação? Explique.

Solução O tipo mais eficiente de turbina pode ser determinado com o cálculo da rotação específica, N'_{sd} e com a utilização da Fig. 12.32. As unidades devem ser convertidas apropriadamente para o uso da rotação específica na forma dimensional. A rotação do rotor é

$$\omega = 6 \times 60 = 360 \text{ rpm}$$

Para estimar a potência de eixo, nós vamos admitir que toda a carga disponível é convertida em potência com uma eficiência de 94% (este valor também foi admitido). Assim,

$$\dot{W}_{eixo} = \gamma Q z \eta = (9800) (0,283) (6,1) (0,94) = 15903 \text{ W} = 21,3 \text{ hp}$$

Utilizando a Eq. 12.53, temos

$$N'_{sd} = \frac{\omega \sqrt{\dot{W}_{\text{eixo}}}}{(h_T)^{5/4}} = \frac{360 \sqrt{21,3}}{(6,1/0,3048)^{5/4}} = 39,3$$

A Fig. 12.32 mostra que uma turbina Francis de fluxo misto provavelmente fornecerá a melhor eficiência e que a eficiência utilizada na resolução do problema (94%) é adequada.

O que será que acontece se utilizarmos uma turbina Pelton nesta aplicação? Observe que com 6,1 m de carga, a velocidade máxima do jato, V_1 , que pode ser obtida é (desprezando-se os efeitos viscosos)

$$V_1 = \sqrt{2gz} = \sqrt{2 \times 9,81 \times 6,1} = 10,94 \text{ m/s}$$

A Eq. 12.52 indica que a eficiência da turbina Pelton é máxima quando $V_1 = 2\omega R$, onde R é o raio da roda de Pelton. Assim,

$$D = \frac{V_1}{\omega} = \frac{10,94}{(6 \times 2\pi)} = 0,29 \text{ m}$$

Para obter a vazão $Q = 0,283 \text{ m}^3/\text{s}$ com uma velocidade de jato $V_1 = 10,94 \text{ m/s}$, o diâmetro do bocal do jato, d_1 , deve ser compatível com

$$Q = \frac{\pi}{4} d_1^2 V_1$$

Assim,

$$d_1 = \left[\frac{4Q}{\pi V_1} \right]^{1/2} = \left[\frac{4 \times 0,283}{\pi \times 10,94} \right]^{1/2} = 0,18 \text{ m}$$

Uma turbina Pelton, com um rotor que apresenta diâmetro igual a 290 mm, alimentada por jato de água proveniente de um bocal de $d_1 = 180 \text{ mm}$, não é um projeto muito prático. Normalmente, $d_1 \ll D$ (veja a Fig. 12.22). É possível reduzir o diâmetro do bocal com a utilização de jatos múltiplos. Porém, ainda que utilizemos 8 jatos, o diâmetro dos bocais seria igual a 64 mm (este valor ainda é muito grande em relação ao diâmetro do rotor). Estes cálculos reforçam os resultados da Fig. 12.32 - uma turbina Pelton não seria viável nesta aplicação. Se a vazão fosse bem menor, a rotação específica poderia ser reduzida para a faixa na qual a turbina Pelton é o tipo de máquina recomendada (ao invés de uma turbina de reação de fluxo misto).

12.9 Máquinas de Fluxo com Escoamento Compressível

As máquinas de fluxo com escoamento compressível são similares, de diversas formas, as bombas e turbinas de escoamento incompressível descritas nas seções anteriores deste capítulo. A principal diferença entre elas é que a massa específica do fluido (gás ou vapor) varia significativamente da seção de entrada para a de saída do equipamento. Esta característica adicional traz consequências interessantes, benefícios e complicações.

Os compressores são "bombas" que adicionam energia ao fluido e provocam um aumento de pressão e um aumento significativo na massa específica do fluido. Já as turbinas de escoamento compressível removem energia do fluido e provocam uma diminuição na pressão e da massa específica do fluido que escoam na turbina. As considerações básicas sobre energia (Seção 12.2) e sobre o momento da quantidade de movimento (Seção 12.3) também são aplicáveis na análise destas máquinas.

Como foi discutido no Capítulo 11, o estudo do escoamento compressível requer o entendimento dos princípios da termodinâmica. De modo análogo, a análise das máquinas que operam com escoamentos compressíveis requer a utilização de vários conceitos termodinâmicos. Nesta seção nós apresentaremos apenas uma breve discussão sobre algumas características principais dos compressores e das turbinas que operam com escoamentos compressíveis. O leitor interessado pode encontrar mais informações sobre o assunto na bibliografia (por exemplo, nas Refs. [2, 4, 8, 26 e 27]).

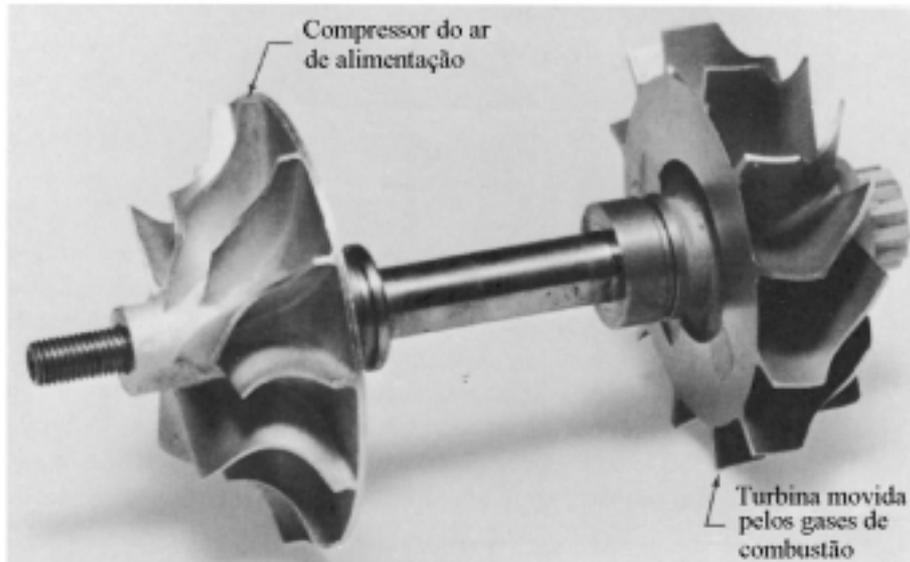


Figura 12.33 Fotografia do rotor de um turboalimentador automotivo.

12.9.1 Compressores

Os compressores rotativos comprimem continuamente um gás. Como o aumento de pressão é significativo, nós detectamos um aumento considerável da massa específica e da temperatura do fluido.

Os compressores de fluxo radial (ou centrífugos) são muito semelhantes às bombas (veja a Sec. 12.4) mas operam com um gás ao invés de um líquido. Os compressores centrífugos normalmente apresentam relações de compressão altas, vazões nominais baixas e são bastante compactos. A Fig. 12.33 mostra uma fotografia do rotor de um compressor centrífugo de um turbo compressor automotivo.

A compressão nestes equipamentos é quantificada através da razão de compressão, $PR = p_{02}/p_{01}$, onde as pressões são absolutas. Logo, um compressor de fluxo radial com $PR = 3,0$ pode comprimir ar da condição padrão atmosférica ($1,013 \times 10^5$ Pa) até a pressão de $3,04 \times 10^5$ Pa.

É possível obter razões de compressão mais altas com a utilização de dispositivos com múltiplos estágios, nos quais o escoamento de saída de um estágio segue para a entrada do próximo estágio. Se cada estágio tiver a mesma razão de compressão, PR , a razão de pressão total depois de n estágios será PR^n . Logo um compressor de quatro estágios com PR para cada estágio igual a 2,0, comprime ar das condições padrão, $1,013 \times 10^5$ Pa, para $2^4 \times 1,013 \times 10^5 = 1,621 \times 10^6$ Pa. A compressão adiabática (ou seja, sem transferência de calor) de um gás provoca o aumento da temperatura do fluido e requer mais trabalho que uma compressão isotérmica (a temperatura constante). A Fig. 12.34 mostra um resfriador intermediário ("intercooler", ou seja, um trocador de calor intermediário) que é utilizado para reduzir a temperatura do gás comprimido e também o trabalho necessário para a compressão.

A rotação encontrada nos compressores radiais são maiores do que as encontrada nas bombas centrífugas de água que apresentam dimensões equivalentes. Não é incomum que a velocidade da pá e a velocidade absoluta do fluido na saída do rotor sejam tão altas quanto a velocidade do som. Estas grandes velocidades são necessárias para que os compressores possam descarregar o fluido a alta pressão (lembre que o aumento de pressão está relacionado com a variação do quadrado da velocidade).

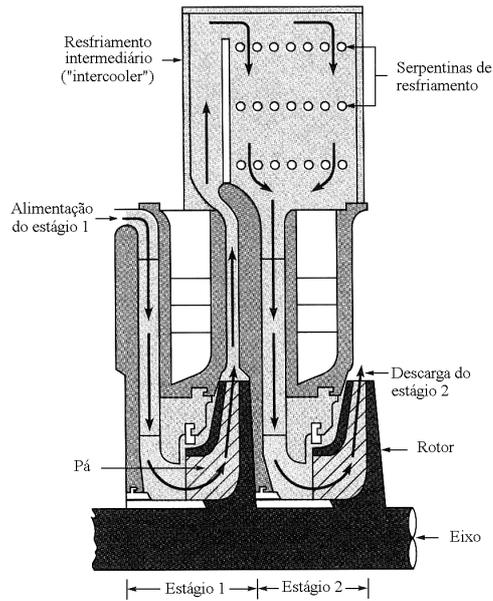


Figura 12.34 Compressor centrífugo de dois estágios com resfriamento intermediário.

O compressor axial também é bastante utilizado. Esta máquina de fluxo opera com um pequeno aumento de pressão por estágio, com altas vazões e é radialmente mais compacto que um compressor centrífugo. Como está ilustrado na Fig. 12.35, os compressores axiais normalmente apresentam muitos estágios. Cada estágio é formado por uma pá móvel (rotor) e uma pá fixa (estator). Um compressor de 11 estágios, com razão de compressão $PR = 1,2$ por estágio, fornece uma razão total de compressão de $p_{02}/p_{01} = 1,2^{11} = 7,4$. Observe que, nos compressores, a massa específica do gás aumenta ao longo do processo de compressão. Este é o motivo para que as dimensões dos canais de escoamento diminuam ao longo deste tipo de máquina. O compressor axial é um dos principais componentes do propulsor (turbina) dos aviões a jato (veja a Fig. 12.36).

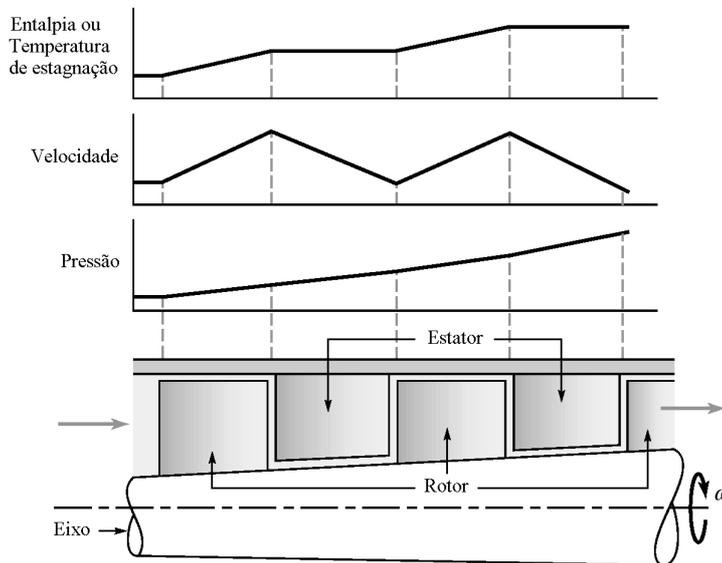


Figura 11.35 Escoamento num compressor axial – distribuições de entalpia, velocidade e pressão.

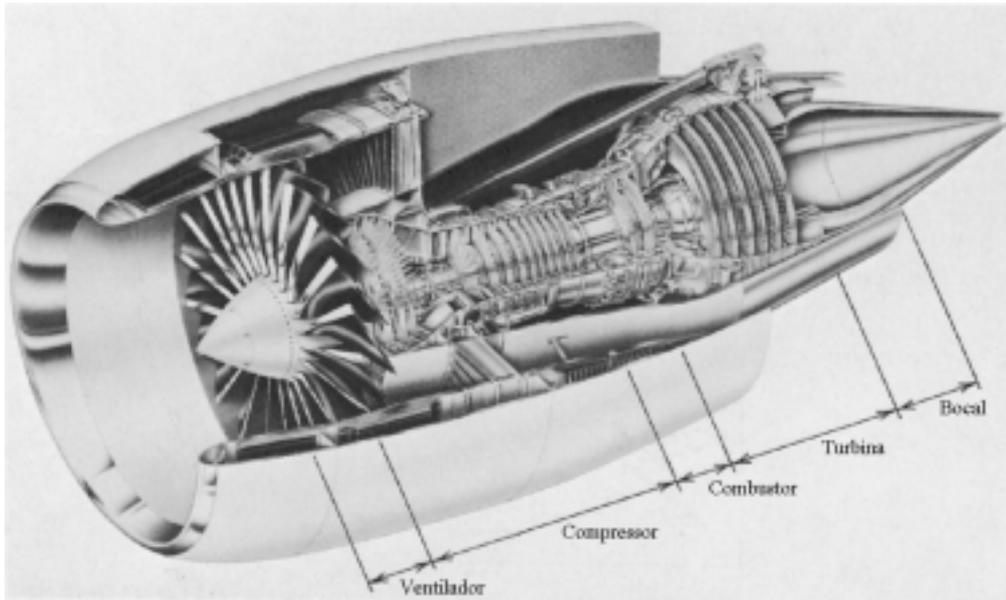


Figura 12.36 Turbina de propulsão GE 90 (Cortesia da GE Aircraft Engines).

Um compressor de escoamento axial pode ter um conjunto de pás direcionadoras de entrada posicionado a montante do primeiro estágio do rotor. Estas pás fixas são utilizadas para direcionar adequadamente a velocidade relativa para o primeiro estágio. As pás do rotor empurram o gás na direção de seu movimento e adicionam energia ao fluido (como numa bomba axial). As pás do estator atuam como difusores e direcionam o escoamento. A Fig. 12.35 mostra as distribuições típicas de pressão, velocidade e entalpia ao longo da direção axial do compressor. [Se você não está familiarizado com o conceito termodinâmico de entalpia (vide Seção 11.1), você pode substituir, aproximadamente, "entalpia" por temperatura]. O grau de reação do estágio de um com-

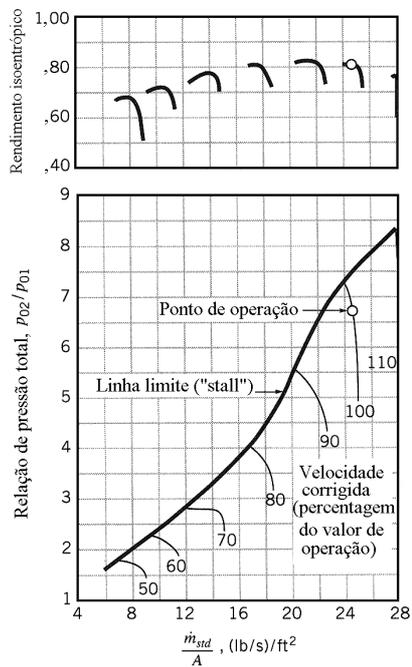


Figura 12.37 Características do comportamento de um compressor axial (Ref. [26]).

pressor é igual a razão entre o aumento da entalpia estática, ou temperatura estática, atingido no rotor e o aumento de entalpia estática, ou temperatura estática, no estágio. Os compressores mais modernos apresentam graus de reação iguais ou superiores a 50%.

As pás de um compressor axial são aerofólios cuidadosamente projetados para produzir forças de sustentação e arrasto apropriadas no fluxo de gás. Assim como nas asas de um avião, as pás de um compressor podem perder sustentação (estolar – veja a Sec. 9.4). Quando a vazão é diminuída a partir do valor de projeto, o triângulo de velocidades na entrada do rotor indica que o escoamento incide sobre o bordo de ataque da pá com ângulos de incidência maiores que os de projeto. Quando o ângulo de incidência se torna muito grande, nós detectamos a perda de sustentação da pá. Este fenômeno leva o compressor a estola ("surge" e "stall"), ou seja, a operação do compressor se torna instável, as vibrações se tornam excessivas e a produção de ruídos aumenta. Normalmente a operação da máquina nesta condição é danosa. O limite mínimo de vazão para a operação do compressor está relacionado ao início destas instabilidades (veja a Fig. 12.37).

Outros fenômenos encontrados nos escoamentos compressíveis – como as variações do cone de Mach (Sec. 11.3), ondas de choque (Sec. 11.5.3) e escoamento bloqueado – podem ser importantes na operação destas máquinas de fluxo. Lembre que estes fenômenos são muito sensíveis a qualquer pequena variação na geometria do equipamento.

Os dados experimentais do comportamento de compressores são sistematicamente tratados com os critérios fornecidos pela análise dimensional. Como dito anteriormente, a razão de compressão, p_{02}/p_{01} , é utilizada no lugar do coeficiente de carga associado as bombas, sopradores e ventiladores.

As eficiências politrópica ou isoentrópica são utilizadas para caracterizar o comportamento de um compressor. Uma explicação mais detalhada destas eficiências está além do escopo deste texto. Aqueles que tenham algum interesse em aprender mais sobre a natureza destes parâmetros devem consultar a bibliografia (por exemplo, as Refs. [7, 8, 9]). Basicamente, cada uma destas eficiências é uma razão entre o trabalho ideal e o trabalho real necessário para a compressão. A eficiência isoentrópica é a razão do trabalho ideal (compressão adiabática e sem atrito ou perdas) e o trabalho real envolvido no processo de compressão. A eficiência politrópica é definida como a razão do trabalho ideal necessário para uma compressão do estado de estagnação inicial até o de estagnação final real, através de um processo politrópico e sem atrito, e o trabalho real fornecido ao equipamento.

O parâmetro de escoamento normalmente utilizado na análise de compressores é baseado no seguinte grupo adimensional

$$\frac{R\dot{m}\sqrt{kRT_{01}}}{D^2 p_{01}}$$

onde R é a constante do gás, \dot{m} é a vazão em massa, k é a razão dos calores específicos, T_{01} é a temperatura de estagnação na entrada do compressor, D é um comprimento característico, e p_{01} é a pressão de estagnação na entrada do compressor.

A seguinte estratégia pode ser utilizada para calcular as condições operacionais num teste. Nós tomamos

$$\left(\frac{R\dot{m}\sqrt{kRT_{01}}}{D^2 p_{01}} \right)_{\text{teste}} = \left(\frac{R\dot{m}\sqrt{kRT_{01}}}{D^2 p_{01}} \right)_{\text{padrão}}$$

onde o subscrito "teste" refere-se a uma condição de teste específica e "padrão" a condição de atmosfera padrão ($p_0 = 1,0135 \times 10^5$ Pa, $T_0 = 298,15$ K). Quando nós consideramos um determinado compressor que opera com um dado fluido (então R , k , e D constantes), a equação anterior fica reduzida a

$$\dot{m}_{\text{padrão}} = \frac{\dot{m}_{\text{teste}} \sqrt{T_{0\text{teste}}/T_{0\text{padrão}}}}{p_{0\text{teste}}/p_{0\text{padrão}}} \quad (12.54)$$

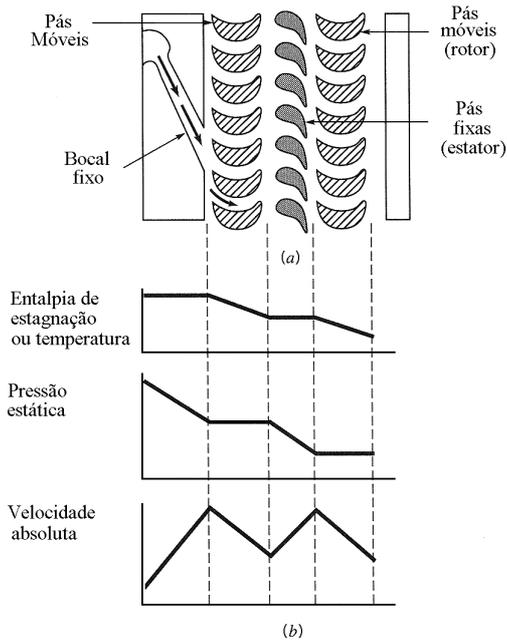


Figura 12. 38 Distribuições de entalpia, velocidade e pressão numa turbina de ação com dois estágios.

Essencialmente, $\dot{m}_{\text{padrão}}$ é a vazão em massa de teste do compressor "corrigida" para uma condição atmosférica padrão de entrada. A vazão mássica corrigida do compressor, $\dot{m}_{\text{padrão}}$, é utilizada no lugar do coeficiente de vazão. Usualmente, $\dot{m}_{\text{padrão}}$ é dividida por A , que é a área da seção de alimentação do compressor.

Enquanto que para as bombas, sopradores e ventiladores, a rotação do rotor entra no cálculo do coeficiente de vazão, a rotação não está presente na equação anterior. Assim, para compressores, a rotação é considerada em outro grupo adimensional. Este grupo é

$$\frac{ND}{\sqrt{kRT_{01}}}$$

Para o mesmo compressor, que opera com o mesmo gás, nós podemos eliminar D , k , e R , para obter a rotação corrigida, $N_{\text{padrão}}$. Assim,

$$N_{\text{padrão}} = \frac{N}{\sqrt{T_{01}/T_{\text{padrão}}}} \quad (12.55)$$

Freqüentemente, os fabricantes de compressores, em vez de indicarem a rotação corrigida, fornecem a percentagem da rotação corrigida de projeto. A Fig. 12.37 mostra o modo usual de apresentar os dados de operação dos compressores.

12.9.2 Turbinas com Escoamento Compressível

As turbinas que operam com vapor ou gás são, em muitos aspectos, semelhantes as turbinas hidráulicas (veja a Sec. 12.8). As turbinas com escoamentos compressíveis podem ser de ação ou de reação e o escoamento na turbina pode ser radial, axial ou misto. Entretanto, como o gás expande durante sua passagem pela turbina (o escoamento é compressível), é possível encontrar alguns fenômenos nas turbinas com escoamento compressível que não ocorrem numa turbina hidráulica. (Nota: É bastante comum denominar as turbinas que operam com gás de turbinas a gás. Entretanto, a terminologia "turbina a gás" é normalmente utilizada para denominar a máquina térmica (motor) que é empregada, por exemplo, na propulsão dos aviões a jato e na geração estacionária de potência. Estes motores geralmente tem um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina).

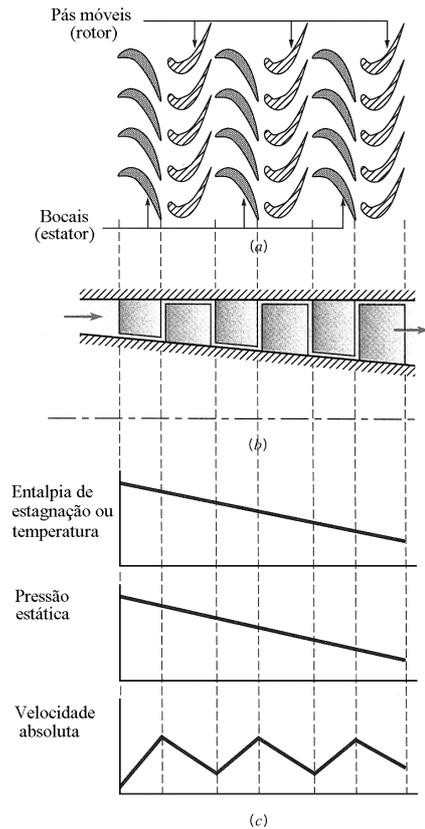


Figura 12.39 Distribuições de entalpia, pressão e velocidade numa turbina de reação com três estágios.

Ainda que as turbinas com escoamento compressível mais comuns sejam as de fluxo axial, a turbina de alimentação radial também é utilizada em várias aplicações. Por exemplo, a turbina do turbo compressor automotivo apresenta alimentação radial (veja a Fig. 12.33). As principais vantagens da turbina com alimentação radial são: (1) é robusta e durável; (2) é axialmente compacta e (3) é relativamente barata. Uma turbina de alimentação radial normalmente apresenta eficiência mais baixa do que aquela de uma turbina axial mas o custo inicial pode justificar a escolha da turbina radial.

As turbinas utilizadas nas centrais termoelétricas e na propulsão marítima são axiais. As turbinas axiais normalmente apresentam múltiplos estágios (ainda que turbinas de um único estágio ainda sejam produzidas) e estas podem ser de ação ou de reação. Para determinar o grau de reação de uma turbina, calcula-se a razão entre a variação de entalpia de estagnação, ou temperatura, no rotor e a variação através do estágio (ao invés das diferenças de pressões estáticas). As turbinas ditas "de ação pura" (queda de pressão nula) apresentam grau de reação levemente negativo; a entalpia de estagnação, ou a temperatura de estagnação, aumentam através do rotor. Turbinas de reação zero não tem variação da entalpia de estagnação ou temperatura pelo rotor mas apresentam uma leve queda de pressão.

A Fig. 12.38a mostra o esquema de uma turbina axial com dois estágios de ação. O gás é acelerado pelos bocais de alimentação. Uma parte da energia do escoamento é removida pelas pás móveis do primeiro estágio (rotor). Então, o escoamento é acelerado novamente pelo segundo estágio de bocais fixos e as pás móveis do segundo estágio retiram mais energia do escoamento. Observe que a pressão estática diminui, a velocidade absoluta aumenta e a entalpia de estagnação (temperatura) permanece constante no escoamento através dos bocais fixos do segundo estágio. O escoamento no segundo estágio é semelhante aquele que ocorre no primeiro estágio. Como o fluido de trabalho é um gás, a diminuição significativa da pressão estática pela turbina causa uma

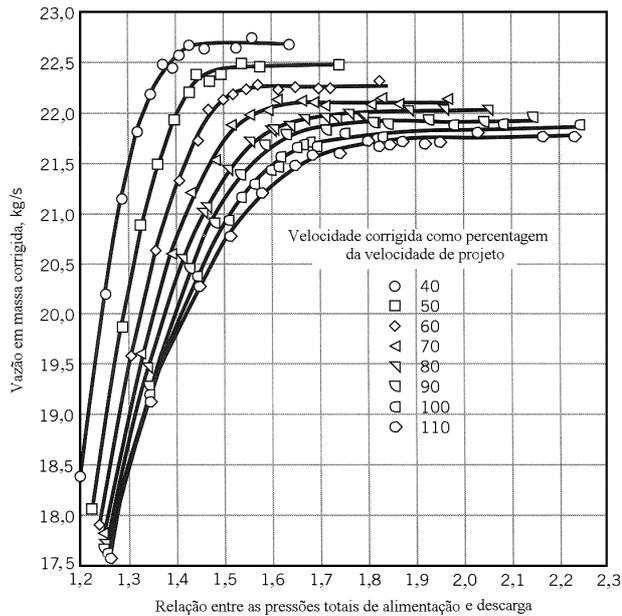


Figura 12.40 Mapa de operação de uma turbina com escoamento compressível (Ref. [27]).

significativa diminuição na massa específica do fluido – o escoamento é compressível. Logo, uma análise mais detalhada deste escoamento deve incorporar vários conceitos de escoamento compressível apresentados no Cap. 11. Assim, é possível encontrar ondas de choque e bloqueio nos escoamentos em turbinas que operam com escoamentos compressíveis. Informações adicionais sobre estas máquinas podem ser encontradas na bibliografia (por exemplo, as Refs. [8, 9 e 27]).

As Figs. 12.39a e b mostram as pás do rotor e do estator de uma turbina de reação axial com três estágios. As variações da pressão e de velocidade estão mostradas na Fig. 12.39c. Observe que tanto as pás móveis como as fixas atuam como bocais. Isto é, a pressão estática e a entalpia (temperatura) diminuem sempre na direção do escoamento. Isto diferencia uma turbina de reação de uma turbina de ação (veja a Fig. 12.38b). Note que a energia é removida do fluido somente pelas pás móveis (a entalpia de estagnação é constante no escoamento adiabático através das pás fixas).

O gás, ou vapor, que escoar pela turbina expande continuamente. Assim, a área de escoamento deve aumentar da seção de entrada para a de saída das turbinas. Isto pode ser visto na Fig. 12.39b.

O comportamento das turbinas que operam com escoamento compressível pode ser descrito, de modo generalizado, com os parâmetros deduzidos a partir da análise dimensional. As eficiências isoentrópicas e politrópicas, a razão de pressões (p_{01}/p_{02}), a rotação específica corrigida (veja a Eq. 12.55) e a vazão em massa corrigida (veja a Eq. 12.54) podem ser utilizadas para descrever o comportamento destas máquinas de fluxo (veja as Refs. [8, 9 e 27]). A Fig. 12.40 mostrado um mapa de operação de uma turbina que opera com escoamento compressível.

Referências

1. Balje, O. E., *Turbomachines: A Guide to Design, Selection, and Theory*, Wiley, New York, 1981
2. Bathie, W.W., *Fundamentals of Gas Turbines*, Wiley, New York, 1984
3. Karassick, I.J. e outros, *Pump Handbook*, MacGraw-Hill, New York, 1985
4. Boyce, M.P., *Gas Turbine Engineering Handbook*, Gulf Publishing, Houston, 1982
5. Betz, A., *Introduction to the Theory of Flow Machines*, Pergamon, London, 1966

6. Daugherty, R.L., Franzini, J. B., e Finnemore, E. J., *Fluid Mechanics with Engineering Applications*, 8ª Ed., MacGraw-Hill, New York, 1985
7. Cumpsty, N. A., *Compressor Aerodynamics*, Longman Scientific & Technical, Essex, UK, Wiley, New York, 1989
8. Cohen, H., Rogers, G. F. C., Saravanamutto, H. I. H., *Gas Turbine Theory*, 3ª Ed., Longman Scientific & Technical, Essex, UK, e Wiley, New York, 1987
9. Wilson, D. G., *The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines*, The MIT Press, Cambridge, 1984
10. Stepanoff, H.J., *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, 2ª Ed., Wiley, New York, 1957
11. Shepherd, D.G., *Principles of Turbomachinery*, Macmillan, New York, 1956
12. Wislicenus, G. F. *Preliminary Design of Turbopumps and Related Machinery*, NASA Reference Publication 1170, 1986
13. Neumann, B., *The Interaction Between Geometry and Performance of a Centrifugal Pump*, Mechanical Engineering Publications Limited, London, 1981
14. Garay, P. N., *Pump Application Desk Book*, Fairmont Press, Lilburn, Georgia, 1990
15. Moody, L.F., e Zowski, T., "Hydraulic Machinery", in *Handbook of Applied Hydraulics*, 3ª Ed., por C. V. Davis e K. E. Sorensen, MacGraw-Hill, New York, 1969
16. Rouse, H., *Elementary Mechanics of Fluids*, Wiley, New York, 1946
17. Hydraulic Institute, *Hydraulic Institute Standards*, 14ª Ed., Hydraulic Institute, Cleveland, Ohio, 1983
18. Kristal, F.A., e Annett, F.A., *Pumps: Types, Selection, Installation, Operation and Maintenance*, MacGraw-Hill, New York, 1953
19. Stepanoff, A. J., *Turboblowers*, Wiley, New York, 1955
20. Berry, C. H., *Flow and Fan-Principles of Moving Air Through Ducts*, Industrial Press, New York, 1954
21. Berry, C. H., *Flow and Fan-Principles of Moving Air Through Ducts*, Industrial Press, New York, 1954
22. Wallis, R. A., *Axial Flow Fans and Ducts*, Wiley, New York, 1983
23. Reason, J., "Fans", *Power*, Vol. 127, No 9, 103-128, 1983
24. Brown, R. N., *Compressors: Selection & Sizing*, Gulf Publishing, Houston, 1986
25. Kováts, A., *Design and Performance of Centrifugal and Axial Flow Pumps and Compressors*, Pergamon Press, Oxford, 1964.
26. Johnson, I. A., e Bullock, R. D., Eds., *Aerodynamic Design of Axial-Flow Compressors*, NASA SP-36, National Aeronautics and Space Administration, Washington, 1965
27. Glassman, A. J., Ed., *Turbine Design and Application*, Vol. 3, NASA SP-290, National Aeronautics and Space Administration, Washington, 1975

Problemas

Nota: Se o valor de uma propriedade não for especificado no problema, utilize o valor fornecido na Tab. 1.5 ou 1.6 do Cap. 1. Os problemas com a indicação (*) devem ser resolvidos com uma calculadora programável ou computador. Os problemas com a indicação (+) são do tipo aberto (requerem uma análise crítica, a formulação de hipóteses e a adoção de dados). Não existe uma solução única para este tipo de problema.

12.1 Água escoa no irrigador rotativo mostrado na Fig. P12.1 (veja também o 12.2). Determine a vazão para que a velocidade angular seja igual a 150 rpm. Admita que o atrito é desprezível.

12.2 Água escoa no irrigador rotativo mostrado na Fig. P12.1 (veja também o 12.2). Determine, utilizando a equação do momento da quantidade de movimento, a vazão mínima de água para que o irrigador inicie o seu movimento. O que ocorre com o irrigador quando a vazão de água se torna maior do que o valor mínimo calculado?

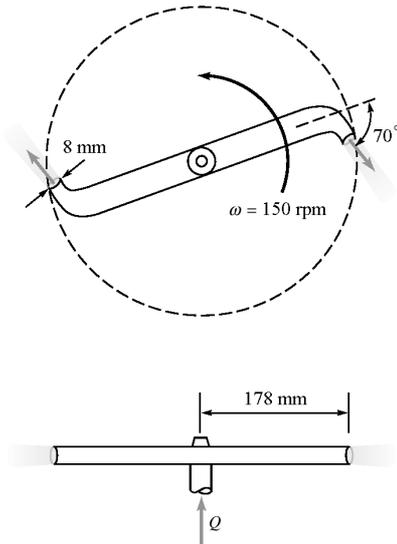


Figura P12.1

12.3 O rotor mostrado na Fig. P12.3 gira com uma velocidade angular de 2000 rpm. Admita que o fluido entra na direção radial e que a velocidade relativa é tangente às pás através de todo o rotor. Este dispositivo é uma bomba ou uma turbina? Justifique sua resposta.

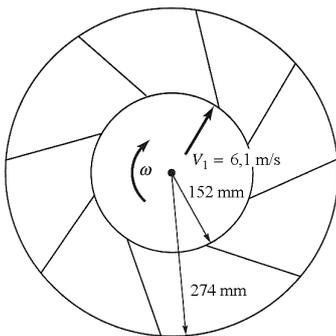


Figura P12.3

12.4 A Fig. P12.4 mostra os triângulos de velocidade a montante (1) e a jusante (2) de uma máquina de fluxo axial. Esta máquina é uma turbina ou um ventilador? Esboce uma seção apropriada da pá e determine a energia transferida por unidade de massa de fluido que escoo pela máquina.

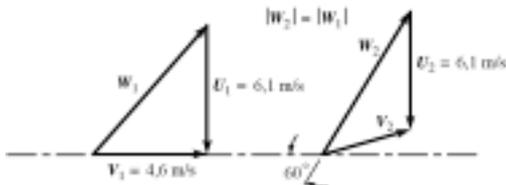


Figura P12.4

12.5 Considere quatro lâminas rígidas de metal com largura e altura respectivamente iguais a 76 e

300 mm. Como você montaria um cata-vento, do tipo daquele mostrado no 12.1, com estas lâminas? Discuta, com a ajuda dos triângulos de velocidade, como deve ser a montagem de cada uma das pás do rotor e como o cata-vento deve ser posicionado em relação ao vento.

12.6 Os triângulos de velocidade a montante [seção (1)] e a jusante [seção (2)] do rotor de uma máquina de fluxo axial estão esboçados na Fig. P12.6. Estes triângulos são referentes ao raio médio do rotor. A componente axial da velocidade do escoamento vale 30,5 m/s nas seções (1) e (2). (a) Denomine cada vetor velocidade apropriadamente. Utilize **V** para as velocidades absolutas, **W** para as relativas e **U** para a velocidade da pá. (b) Você está lidando com uma turbina ou com um ventilador? (c) Calcule o trabalho por unidade de massa. (d) Esboce uma seção da pá desta máquina.

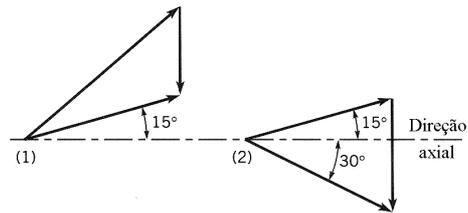


Figura P12.6

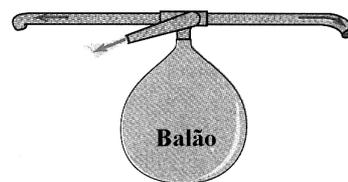
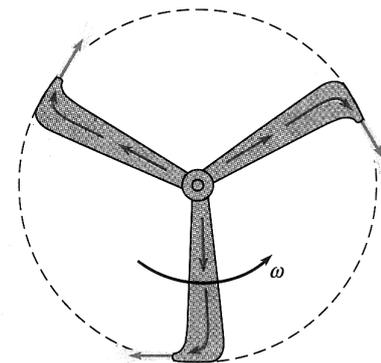


Figura P12.7

12.7 A Fig. P12.7 mostra um "helicóptero" de brinquedo movido pelo ar que escapa de um balão. O ar do balão escoo radialmente através de cada uma das três pás propulsoras e é descarregado pelos pequenos bocais posicionados nas pontas das pás. Note que os bocais apresentam um pequeno ângulo

de inclinação. Esboce o triângulo de velocidades (ou seja, velocidade absoluta, relativa e da pá) para o escoamento descarregado dos bocais.

12.8 O rotor de uma bomba centrífuga que opera com água apresenta diâmetro igual a 0,5 m e gira a 900 rpm. A água entra na bomba paralela ao eixo desta. Se o ângulo de saída, β_2 , for 25° (veja a Fig. 12.8), determine o torque necessário para girar o rotor quando a vazão na bomba for igual a $0,16 \text{ m}^3/\text{s}$. Considere que a altura da pá é uniforme e igual a 50 mm.

12.9 Discuta as diferenças que existem entre uma bomba centrífuga e uma bomba de deslocamento positivo (o \odot 12.3 mostra o rotor de uma bomba com deslocamento positivo parecido com o de uma bomba centrífuga).

12.10 O rotor de uma bomba centrífuga gira a 1200 rpm na direção mostrada na Fig. P12.10. O escoamento entra paralelamente ao eixo de rotação e sai com um ângulo de 30° em relação a direção radial. A velocidade absoluta, V_2 , é $27,43 \text{ m/s}$. (a) Desenhe o triângulo de velocidades para o escoamento na saída do rotor. (b) Estime o torque necessário para operar a bomba sabendo que a massa específica do fluido que escoo na bomba é igual a $1030,8 \text{ kg/m}^3$.

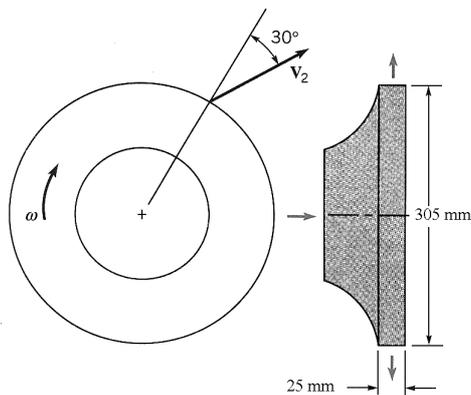


Figura P12.10

12.11 Quais são as principais hipóteses simplificadoras utilizadas para a formulação da Eq. 12.13? Mostre que o aumento de carga real no escoamento é sempre menor do que o valor ideal.

12.12 Uma bomba radial centrífuga apresenta as dimensões mostradas na Fig. P12.12. A vazão de água na bomba é $7,08 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e a velocidade absoluta na entrada do rotor é radial. A velocidade angular do rotor é igual a 960 rpm. A velocidade de saída, vista por um observador solidário ao rotor, é tangente ao bordo de fuga da pá. Calcule a potência necessária para operar esta bomba.

12.13 A vazão de água numa bomba centrífuga é $0,015 \text{ m}^3/\text{s}$ e a potência utilizada para acionar a bomba é igual a 4474 W. Qual é a carga adicionada a água pela bomba sabendo que esta opera com eficiência igual a 62%?

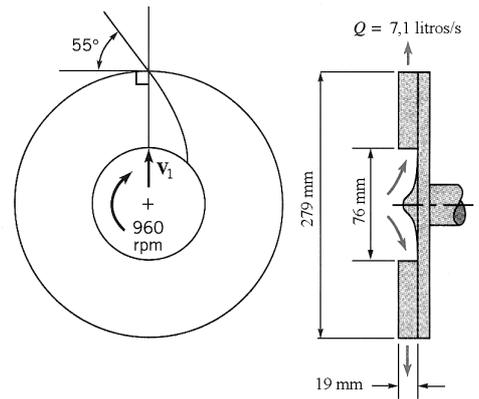


Figura P12.12

12.14 As características do comportamento de uma certa bomba centrífuga foram determinadas num aparato experimental similar ao apresentado na Fig. 12.10. Quando a vazão do líquido (densidade = 0,9) na bomba era de $7,57 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, o medidor de pressão em (1) indicou um vácuo de 95 mm de mercúrio e o medidor em (2) indicou uma pressão de 80 kPa. O diâmetro do tubo de sucção é igual a 110 mm e o da tubulação de descarga é 55 mm. Se $z_2 - z_1 = 0,5 \text{ m}$, qual foi a carga transferida ao líquido pela bomba?

12.15 As características do comportamento de uma bomba centrífuga com diâmetro de rotor igual a 229 mm e que opera a 1750 rpm foram determinadas utilizando um aparato experimental similar aquele mostrado na Fig. 12.10. Os seguintes dados foram obtidos durante uma série de testes com água (nos quais $z_2 - z_1 = 0, V_2 = V_1$).

Q (m^3/h)	$p_2 - p_1$ (kPa)	Potência de acionamento (kW)
4,5	277	1,18
9,0	276	1,69
13,5	263	2,00
18,0	250	2,20
22,5	231	2,37
27,0	208	2,60
31,5	178	2,98

Baseado nestes dados, construa os gráfico da carga, h_r , e da eficiência da bomba, η , em função da vazão. Qual é a vazão de projeto desta bomba?

12.16 Algumas vezes é útil ter a curva de h_r em função de Q na forma de uma equação. Ajuste uma curva $h_r = h_r(Q)$ para os dados do Prob. 12.15. Utilize a forma $h_r = h_0 - kQ^2$ e compare os valores de h_r determinados com a equação com os determinados experimentalmente. (Obs: Faça o gráfico de h_r em função de Q e utilize o método dos mínimos quadrados para ajustar a curva).

12.17 Reconsidere o Exemplo 12.3. Qual é a altura máxima permissível para a bomba se (a) a tempe-

ratura da água fosse aumentada para 49 °C ou (b) o fluido fosse alterado de água para gasolina a 16 °C?

12.18 Uma bomba centrífuga com um rotor de 178 mm apresenta as características mostradas na Fig. 12.12. A máquina é utilizada para bombear água a 38 °C e a entrada da bomba está localizada 3,66 m acima da superfície livre da água. Quando a vazão é 0,013 m³/s, a perda de carga entre a superfície da água e a bomba é igual a 1,83 m de coluna d'água. Será que vai ocorrer cavitação na bomba? Admita que o valor da pressão atmosférica é o padrão. Explique como você chegou a sua resposta.

12.19 Água a 40 °C é bombeada de um tanque aberto através de uma tubulação horizontal com 200 m de comprimento e 50 mm de diâmetro. A água é descarregada na atmosfera com velocidade de 3 m/s (veja a Fig. P12.19). As perdas de carga localizadas são desprezíveis. (a) Se a eficiência da bomba for 70%, qual é a potência que está sendo fornecida a bomba? (b) Qual é o NPSH_r na entrada da bomba? Despreze as perdas na tubulação de sucção da bomba e admita que o valor da pressão atmosférica é o padrão.

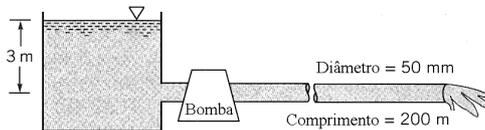


Figura P12.19

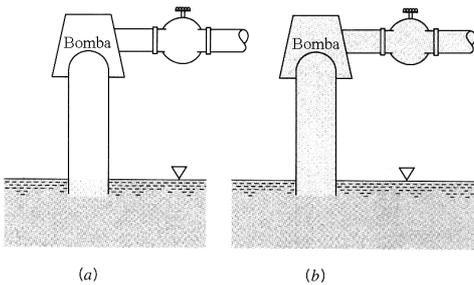


Figura P12.20

12.20 A bomba centrífuga da Fig. P12.20 não é auto escorvante. Ou seja, se a água for drenada da bomba e do duto como está mostrado na Fig. P12.20(a), a bomba não succionará a água e nem começará a funcionar quando for ligada. Entretanto se a bomba for escorvada [isto é cheia de água como na Fig. P12.23(b)], ela começará a bombear quando for ligada. Explique este comportamento.

12.21 O fator de atrito do duto do Exemplo 12.4 aumenta de 0,02 para 0,03 devido a presença de incrustações. Determine a nova vazão, admitindo que todas as outras condições de operação permaneçam as mesmas. Qual será a eficiência da bomba nesta nova vazão?

12.22 Uma bomba centrífuga com curva característica expressa por $h_p = 54,86 - 4,67 \times 10^4 Q^2$, com h_p em metros e Q em m³/s, é utilizada num sistema

similar aquele mostrado na Fig. 12.14. Para $z_2 - z_1 = 15,3$ m, qual é vazão esperada se o comprimento total do tubo for igual a 183 m e se o fluido for água? Admita que o diâmetro do tubo é 101,6 mm e que o fator de atrito é igual a 0,02. Despreze as perdas de carga singulares.

12.23 Uma bomba centrífuga, com um rotor de 152 mm e que apresenta as características mostradas na Fig. 12.12, é utilizada para bombear gasolina num tubo de aço comercial com 1220 m de comprimento e 76 mm de diâmetro. O tubo conecta dois reservatórios que apresentam superfícies livres na mesma elevação. Determine a vazão. Despreze as perdas de cargas localizadas.

12.24 Reconsidere o Prob. 12.23. Determine a nova vazão na tubulação se o diâmetro dos tubos for aumentado de 76 mm para 102 mm.

12.25 Uma bomba centrífuga que apresenta as características mostradas no Exemplo 12.4 é utilizada para bombear água entre dois grandes tanques abertos e separados por 30,48 m. O diâmetro da tubulação que liga os tanques é igual a 203 mm. A tubulação contém quatro cotovelos flangeados de 90°, uma válvula de retenção e uma válvula globo totalmente aberta. Admita que o fator de atrito na tubulação seja igual a 0,02. As outras perdas de carga localizadas que não estão relacionadas acima são desprezíveis. Se a carga estática (a diferença de nível entre as duas superfícies livres de líquido nos tanques) é 9,1 m, qual é a vazão esperada na tubulação? Você acha que esta bomba é uma boa escolha? Explique.

12.26 Numa planta de processamento químico, um líquido é bombeado de um grande tanque aberto para outro grande tanque aberto através de um tubo vertical com 0,1 m de diâmetro (veja a Fig. P12.26a). Uma válvula, que apresenta as características mostradas na Fig. P12.26b, está instalada na tubulação. A curva característica da bomba é dada pela equação $h_p = 52,0 - 1,01 \times 10^3 Q^2$ (h_p em metros e Q em m³/s). Admita que o fator de atrito seja igual a 0,02 na tubulação e que todas as outras perdas de carga singulares, exceto aquela na válvula, são desprezíveis. O nível de fluido nos tanques é constante. (a) Determine a vazão com a válvula totalmente aberta. (b) Determine a posição da válvula (porcentagem de abertura) para que a vazão se torne igual a metade do valor calculado no item anterior.

12.27 Uma bomba centrífuga, com rotor de 1 m de diâmetro, será construída para suprir um aumento de carga de 200 m a uma vazão de 4,1 m³/s de água. Esta bomba operará a 1200 rpm. Para estudar as características desta bomba, um modelo de escala 1/5, geometricamente semelhante e operado a mesma rotação, é testado no laboratório. Determine a vazão e o aumento de carga no teste do modelo. Admita que o modelo e o protótipo operam com a mesma eficiência.

12.28 Como a Fig. 12.18 foi construída? Por que a utilização da velocidade específica é importante neste caso?

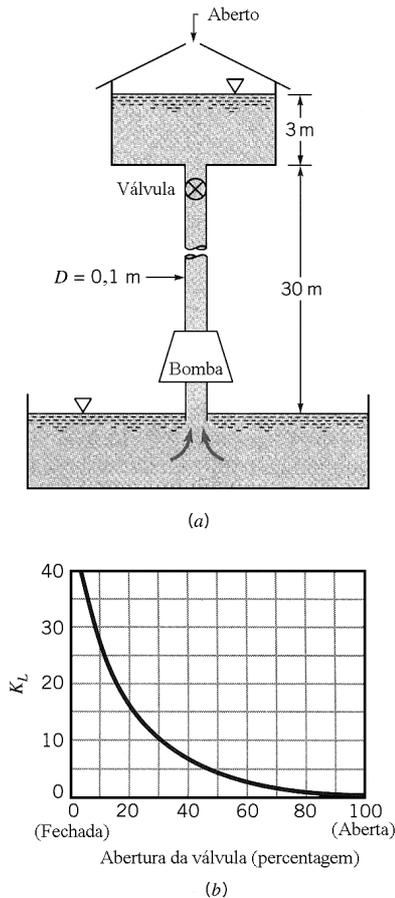


Figura P12.26

12.29 Utilize os dados do Prob. 12.15 para construir um gráfico dos coeficientes adimensionais C_H , C_B e η em função de C_Q .

12.30 Uma bomba centrífuga fornece uma vazão de $0,032 \text{ m}^3/\text{s}$ quando opera a 1750 rpm e fornece 61 m de carga. Determine a vazão e a carga desenvolvida pela bomba quando a rotação for aumentada para 3500 rpm.

12.31 Uma bomba centrífuga, diâmetro do rotor = 305 mm, requer uma potência de eixo igual a 44,7 kW quando a vazão e a carga são $0,202 \text{ m}^3/\text{s}$ e 18,3 m. O rotor original é trocado por um outro que apresenta diâmetro igual a 254 mm. Determine a vazão esperada, a carga, e a nova potência de eixo se a rotação da bomba for mantida constante.

12.32 Os dados indicados na Fig. 12.12 parecem seguir as leis de semelhança expressadas pelas Eqs. 12.39 e 12.40? Explique.

12.33 Uma bomba centrífuga apresenta as características da bomba com rotor de 152,4 mm de diâmetro descrita na Fig. 12.12. Qual é a carga esperada se a rotação é reduzida para 2800 rpm enquanto a vazão de $0,013 \text{ m}^3/\text{s}$ é mantida constante?

12.34 É necessário escolher uma bomba para distribuir $0,315 \text{ m}^3/\text{s}$ de água com uma carga de 91,44 m a 1200 rpm. Qual o tipo de bomba que você recomenda?

12.35 Uma determinada bomba axial apresenta rotação específica, N_s , igual a 5,0. Se a bomba tem que distribuir $0,189 \text{ m}^3/\text{s}$ de água quando opera contra uma carga de 4,6 m, qual é a rotação esperada para a bomba?

12.36 Uma certa bomba tem capacidade de $3 \text{ m}^3/\text{s}$ quando opera numa rotação de 60 rad/s contra uma carga de 20 m. Utilize as informações da Fig. 12.18 para determinar se esta bomba é radial, mista ou axial.

12.37 Óleo combustível leve (peso específico = 7540 N/m^3 , viscosidade = $9,58 \times 10^{-4} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$) é bombeado pelo sistema mostrado na Fig. P12.37 com uma velocidade de 1,4 m/s. A pressão a 61 m (a montante) da bomba é de 34 kPa. A perda de carga distribuída no tubo a jusante da bomba é desprezível mas as perdas localizadas não o são. (a) Determine a carga que deve ser adicionada pela bomba sabendo que o diâmetro do tubo e a rugosidade relativa são iguais a 50,8 mm e 0,001. (b) Se a bomba deve operar a 1750 rpm, qual o tipo de bomba (radial, mista ou axial) você recomendaria para esta aplicação.

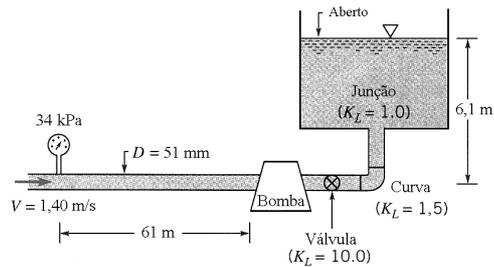


Figura P12.37

12.38 Água é bombeada entre os dois tanques descritos no Exemplo 12.4 uma vez por dia e 365 dias por ano. A duração de cada período de bombeamento é igual a 2 horas. Os níveis nos tanques permanecem aproximadamente constantes. Estime o custo anual da potência elétrica consumida na instalação se esta estivesse localizada na sua cidade. Note que você também tem que estimar a eficiência do motor utilizado para acionar a bomba. Devido a incrustação, espera-se que a resistência total do sistema aumente com o tempo. Se o ponto de operação mostrado na Fig. E12.4c muda para um ponto no qual a vazão é $0,063 \text{ m}^3/\text{s}$, qual o novo custo anual de operação da bomba? Admita que o custo do kWh de energia elétrica é constante.

12.39 A bomba axial mostrada na Fig. 12.19 foi projetada para operar com água e na condição onde a vazão em volume e a carga são iguais a $0,32 \text{ m}^3/\text{s}$ e 1,52 m de coluna de água. Estime a potência

necessária para acionar esta bomba e o valor de $U_2 V_{\theta 2}$ necessário para que o equipamento opere em regime permanente. Quais devem ser os cuidados para que a instalação vertical desta bomba não apresente problemas operacionais?

+ 12.40 Explique porque a afirmação “as bombas movem os fluidos e os fluidos em movimento acionam as turbinas” é verdadeira.

12.41 A Fig. P12.41 mostra o esquema de uma turbina Pelton. O raio da linha de ação da força tangencial de reação em cada pá é igual a 0,305 m. Cada pá obriga o escoamento a defletir de 135° . Admita que todos os escoamentos ocorrem num plano horizontal. Cada um dos jatos incide sobre as pás com velocidade de 30,5 m/s e os jatos apresentam diâmetros iguais a 25,4 mm. O módulo da velocidade do jato permanece constante ao longo da superfície. (a) Qual é o torque necessário para manter a roda estacionária? (b) Qual é a rotação da roda se o atrito for desprezível e qual é a potência de eixo nestas condições?

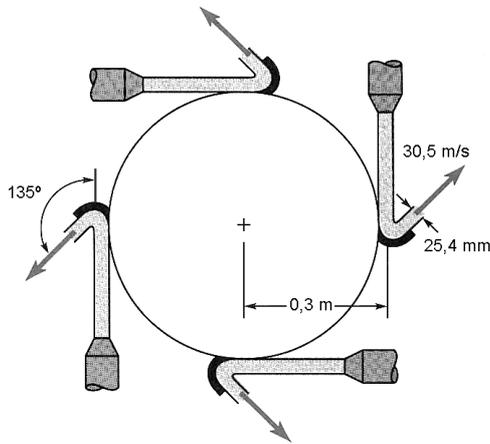


Figura P12.41

12.42 Considere uma turbina Pelton como as mostradas nas Figs. 12.24, 12.25, 12.26 e 12.27. Este tipo de turbina é utilizado para acionar o irrigador de jardim mostrado no 12.4. Explique como é início da operação do irrigador e, também, como o irrigador opera com velocidade oscilatória constante. Qual é o significado físico da condição de torque nulo quando a roda Pelton está girando?

12.43 A Fig. P12.43 mostra um irrigador acionado por uma turbina Pelton (veja o 12.4). O raio médio aritmético da rotor da turbina e o ângulo de saída da pá, em relação ao movimento da pá, são iguais a 25,4 mm e 135° . O rotor é acionado por um jato único de água que é descarregado de um bocal que apresenta diâmetro igual a 5 mm. Sabendo que a velocidade da água na seção de descarga do bocal é 15,2 m/s, determine a vazão de água na seção de alimentação da turbina, o torque máximo e a potência máxima desta turbina.

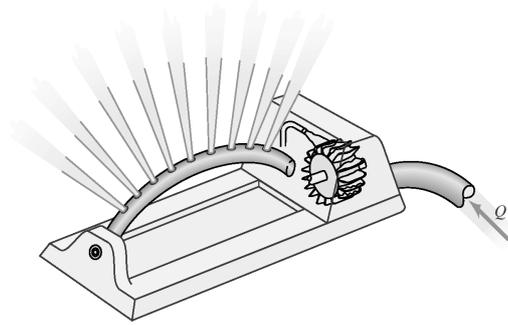


Figura P12.43

12.44 Uma turbina hidráulica gira a 100 rpm na direção mostrada na Fig. P12.44. O raio interno, r_2 , da pá é 0,31 m e o externo, r_1 , é igual a 0,62 m. O vetor velocidade absoluta do escoamento na seção de entrada do rotor faz um ângulo de 20° com a direção tangencial. O ângulo de entrada da pá é 60° em relação a direção tangencial. O ângulo de saída da pá é 120° . A vazão é de $0,283 \text{ m}^3/\text{s}$. Sabendo que o escoamento é sempre tangente a superfície das pás do rotor, determine uma altura apropriada de pá, b , e a potência disponível no eixo.

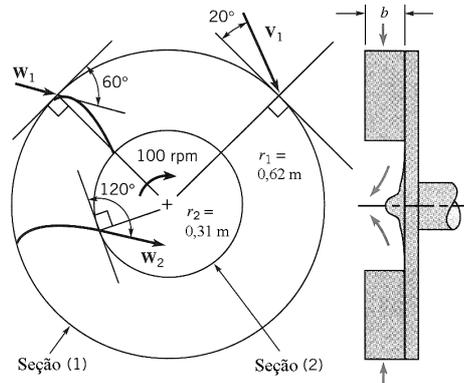


Figura P12.44

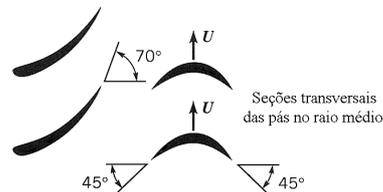
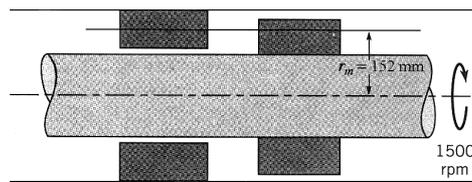


Figura P12.45

12.45 A Fig. P12.45 mostra o esboço das seções transversais (no raio médio) das pás de uma turbina hidráulica axial. A rotação da turbina é 1500 rpm. **(a)** Construa os triângulos de velocidade relativos a este arranjo (para os escoamentos de entrada e saída do estágio). Admita que os escoamentos nas seções de entrada e saída das pás apresentam os ângulos mostrados na figura. **(b)** Calcule o trabalho por unidade de massa fornecido ao eixo.

12.46 Uma turbina radial (veja Fig. P12.46) apresenta ângulo de bocal igual a 60° e a velocidade da ponta de pá, U_1 , é 9 m/s. A razão entre o diâmetro de entrada e o de saída do rotor é 2,0. A componente radial da velocidade do escoamento ao longo do rotor é constante e igual a 6 m/s e o escoamento na saída do rotor [seção (2)] não apresenta momento de quantidade de movimento. **(a)** Se o fluido que escoar na turbina for água e a queda de pressão de estagnação pelo rotor for igual a 110 kPa, determine a perda de energia disponível no rotor e a eficiência da turbina. **(b)** Se o fluido que escoar na turbina for ar e a queda de pressão de estagnação pelo rotor for igual a 0,07 kPa, determine a perda de energia disponível no rotor e a eficiência da turbina.

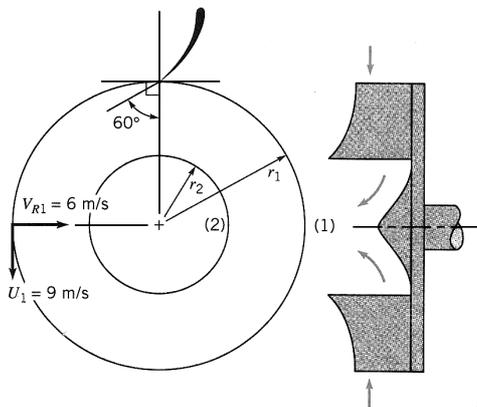


Figura P12.46

12.47 Considere uma turbina a ar utilizada em serviços odontológicos (veja a Fig. E12.8 e o \odot 12.5). Calcule a velocidade média da pá deste tipo de turbina sabendo que o rotor gira a 350.000 rpm. Estime a pressão do ar, a montante da turbina, necessária para acionar o equipamento.

12.48 Considere uma turbina a ar de alta velocidade que aciona um broca odontológica (veja a Fig. 12.8 e o \odot 12.5). Nós mostramos, no Exemplo 12.8, que a disponibilidade de energia no eixo da turbina é igual a 28,8 kJ por quilograma de ar que escoar pelo equipamento. Uma das hipóteses feitas para obter este resultado é que a componente tangencial da velocidade absoluta na seção descarga da rotor é nula. Suponha que esta hipótese não seja verdadeira (mas todos os outros parâmetros numéricos do problema continuem os mesmos). Como varia a disponibilidade de energia no eixo da turbina em função do valor da componente tangen-

cial da velocidade absoluta na seção descarga da rotor?

+ 12.49 Uma turbina Pelton deve desenvolver 7,46 MW sob uma carga de 304,8 m. Faça o projeto básico (conceitual) desta turbina. Liste todas as suas hipóteses e organize seus cálculos.

12.50 Uma turbina Pelton tem 2 m de diâmetro e desenvolve 500 kW quando gira a 500 rpm. Qual é a força média contra as pás? Se a turbina estiver operando na sua eficiência máxima, determine a velocidade do jato de água do bocal e a vazão em massa no tubo de alimentação da turbina.

12.51 Água escoar de um reservatório para uma turbina Pelton através da tubulação de alimentação mostrada na Fig. P12.51. O fator de atrito efetivo desta tubulação, válvulas de controle, e outros acessórios é 0,032 e o diâmetro do jato é igual a 0,20 m. Determine a potência máxima da turbina.

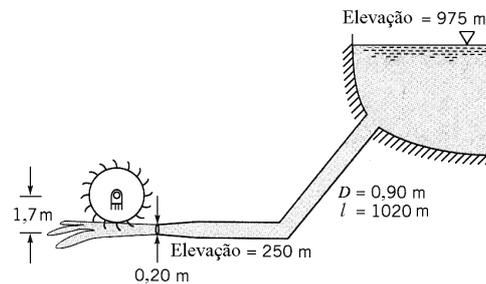


Figura P12.51

12.52 Água é fornecida para uma turbina Pelton através de uma tubulação que apresenta comprimento l e diâmetro D . O fator de atrito nesta tubulação vale f . Se as únicas perdas associadas com o escoamento são as devidas ao atrito, mostre que a potência máxima da turbina ocorre quando o diâmetro do bocal, D_1 , é dado por $D_1 = D/(2fl/D)^{1/4}$.

12.53 Uma turbina Pelton é alimentada com água de um lago cuja superfície livre está H acima da turbina. A tubulação de alimentação tem comprimento l , diâmetro D e o fator de atrito do escoamento na tubulação de alimentação da turbina é f . As perdas de carga singulares são desprezíveis. Mostre que a potência desenvolvida pela turbina é máxima quando a carga de velocidade no bocal é $2H/3$. Observação: O resultado do Problema 12.52 pode ser útil.

12.54 A velocidade relativa do escoamento sobre uma caneca de turbina Pelton permanece constante se o atrito no escoamento for desprezível. Nesta condição, a turbina Pelton opera em potência máxima quando a velocidade da pá é igual a metade da velocidade do jato (veja a Eq. 12.52). Considere o caso em que o atrito não é desprezível e a velocidade relativa de saída da pá é uma fração, c , da velocidade relativa de entrada (isto é $W_2 = cW_1$). Mostre que a Eq. 12.52 também é válida neste caso.

12.55 A potência produzida por uma turbina hidráulica é igual a 14,91 MW quando esta opera a

180 rpm e com uma carga de 51,82 m. Estime a potência e a rotação da turbina se esta passa a operar sob uma carga de 57,9 m.

12.56 Os tubos de descarga (tubos "draft") são normalmente instalados na seção de descarga das turbinas Kaplan e Francis (veja a Fig. P12.56). Explique porque a instalação deste tubos é vantajosa.

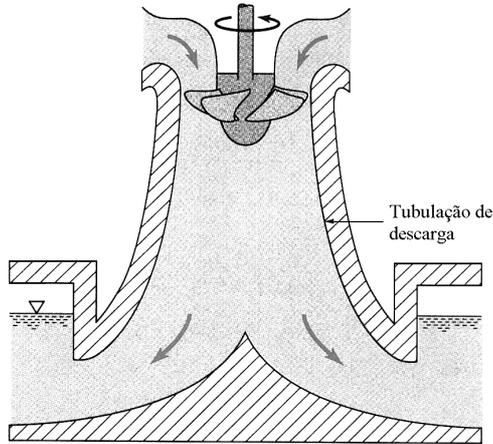


Figura P12.56

12.57 Nós devemos escolher uma turbina com potência de 22,4 MW e que deve operar a 60 rpm quando a carga manométrica for igual a 21,4 m. Qual tipo de turbina é mais recomendável para esta aplicação. Estime a vazão de água necessária para a operação da turbina.

12.58 Considere um cata-vento do tipo mostrado no 12.1. Qual é a relação que existe entre o tamanho do cata-vento e a produção de potência no eixo do dispositivo.

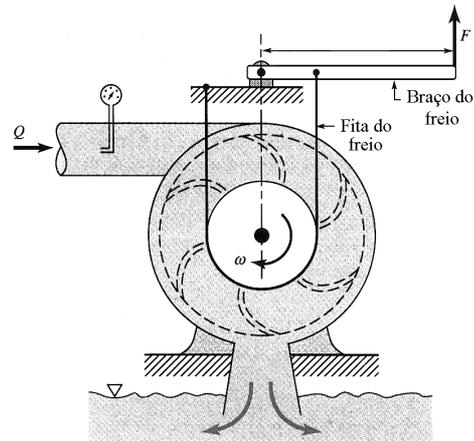
12.59 Água a 27,57 MPa está disponível para girar uma turbina a 1750 rpm. Qual o tipo de turbina você sugeriria sabendo que a potência de eixo da turbina deve ser próxima de 150 kW?

12.60 Considere os escoamentos numa turbina a gás. Será que é possível resolve-los analiticamente? Quais são os maiores problemas não resolvidos da mecânica dos fluidos que são facilmente identificados nestes escoamentos?

+ **12.61** A turbina a gás mostrada na Fig. 12.36 é utilizada em que avião? Qual é o custo aproximado de uma turbina deste tipo? Estime a razão entre o custo da turbina e o custo do avião que é movido pela turbina?

12.62 Os dados do teste de uma pequena turbina Francis (veja a Fig. P12.62) estão mostrados na próxima tabela. O teste foi realizado com uma carga manométrica constante e igual a 10 m. O freio de Prony, instalado no eixo de saída da turbina, foi ajustado para fornecer várias velocidades angulares e a força no braço do freio foi registrada. Utilize

estes dados para fazer as curvas de torque e de eficiência em função da rotação da turbina.



ω (rpm)	Q (m ³ /h)	F (N)
0	13,2	11,7
1000	13,2	10,7
1500	13,2	9,9
1870	12,6	8,5
2170	12,0	6,6
2350	9,6	3,9
2580	7,8	1,5
2710	6,9	0,4

Figura P12.62

+**12.63** É possível gerar uma potência mecânica utilizando a água descarregada de uma mangueira de jardim para acionar uma pequena turbina Pelton. Faça o projeto básico (conceitual) desta turbina e estime a potência que pode ser gerada na turbina projetada. Liste todas as hipóteses utilizadas no seu projeto e organize seus cálculos.

12.64 O dispositivo mostrado na Fig. P12.64 é utilizado para investigar a potência produzida por uma turbina Pelton. A turbina é alimentada com uma vazão constante de água. A rotação da turbina, ω , é variada pelo ajuste da tensão da mola do freio de Prony. Deste modo nós conseguimos variar o T_{eixo} aplicado no eixo da turbina. Este torque pode ser determinado através da medição da força R necessária para manter o braço do freio estacionário. Logo $T_{\text{eixo}} = F l$, onde l é o braço da alavanca da força no freio.

A próxima tabela apresenta um conjunto de valores experimentais de ω e R . Utilize estes resultados para construir um gráfico do torque em função da rotação e outro da potência de eixo em função da rotação. Superponha, em cada um dos gráficos, a curva que pode ser obtida teoricamente. Admita, para a construção destas curvas, que a eficiência da turbina é igual a 100%.

Compare os resultados experimentais com os teóricos e discuta algumas das possíveis razões para as diferenças que podem existir entre eles.

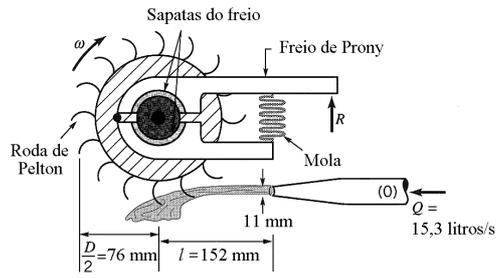


Figura P12.64

ω (rpm)	R (N)
0	11
360	8,5
450	8,2
600	7,5
700	6,9
940	5,2
1120	4,0
1480	0,7