

Roteiro de experiência de laboratório:

Estudo das bombas: aplicação da análise dimensional e da teoria da semelhança

1 Introdução

Uma máquina de fluxo é um dispositivo que realiza trabalho sobre um fluido ou extrai trabalho de um fluido. As máquinas de fluxo têm um papel importante na sociedade moderna, principalmente porque apresentam uma densidade de potência alta, ou seja, a potência desenvolvida dividida pelo volume da máquina, ou pela massa da máquina, é grande. Além disso, essas máquinas tipicamente têm poucas partes móveis e uma eficiência razoável.

As máquinas de fluxo podem ser divididas em duas categorias principais: *máquinas de deslocamento positivo* (denominadas estáticas) e *turbomáquinas* (denominadas dinâmicas). Nas máquinas de deslocamento positivo, a transferência de energia é feita por variações de volume que ocorrem devido ao movimento da fronteira na qual o fluido está confinado. Essas incluem dispositivos do tipo cilindro-pistão, bombas de engrenagens (por exemplo, bomba de óleo de um motor de carro) e bomba de lóbulos. A figura 1 mostra alguns exemplos típicos de máquinas de deslocamento positivo.

As turbomáquinas, por sua vez, direcionam o fluxo com lâminas ou pás fixadas em um elemento rotativo, chamado rotor. Todas as interações de trabalho numa turbomáquina resultam de efeitos dinâmicos do rotor sobre a corrente de fluido. De modo geral as turbomáquinas que adicionam energia a um fluido, realizando trabalho sobre o fluido, são denominadas *turbobombas*, ou simplesmente *bombas*, quando o escoamento é líquido ou pastoso, e *ventiladores*, *sopradores* ou *compressores* para unidades que lidam com gás ou vapor, dependendo do aumento de pressão. Em geral, os ventiladores geram um pequeno aumento de pressão, os sopradores geram um aumento de pressão moderado e compressores e bombas podem ter aumentos de pressão muito grandes. Por outro lado, as turbomáquinas que extraem energia do fluido são genericamente chamadas de *turbinas*. Alguns exemplos deste tipo de máquina são as turbinas a vapor utilizadas para mover geradores em termelétricas, as turbinas hidráulicas e as pequenas turbinas a ar comprimido utilizadas pelos dentistas.

O objeto de estudo desta experiência é uma bomba centrífuga. Sendo assim, no restante deste documento nos limitaremos a analisar turbomáquinas que fornecem energia ao escoamento de um líquido. Portanto, o escoamento será considerado incompressível.

1.1 Partes constituintes de uma turbobomba

Uma turbobomba típica é mostrada na figura 2 e consiste em duas partes principais: um *rotor* ou *impelidor*, que impõe um movimento giratório ao líquido, e um tubo coletor, ou *carcaça*, que direciona o líquido para a região do impelidor e transporta-o para fora sob uma pressão mais alta. A parte da carcaça que circunda o impelidor é chamada de *caracol* ou *voluta* e a área de sua seção transversal aumenta gradualmente à medida que se aproxima da saída da máquina. O rotor contém uma série de pás arranjadas de um modo regular em torno do eixo e pode ser fechado (envolto) ou aberto, como mostrado na figura 3. As pás do rotor podem ser quase retas, ou encurvadas para tornarem-se não radiais na saída.

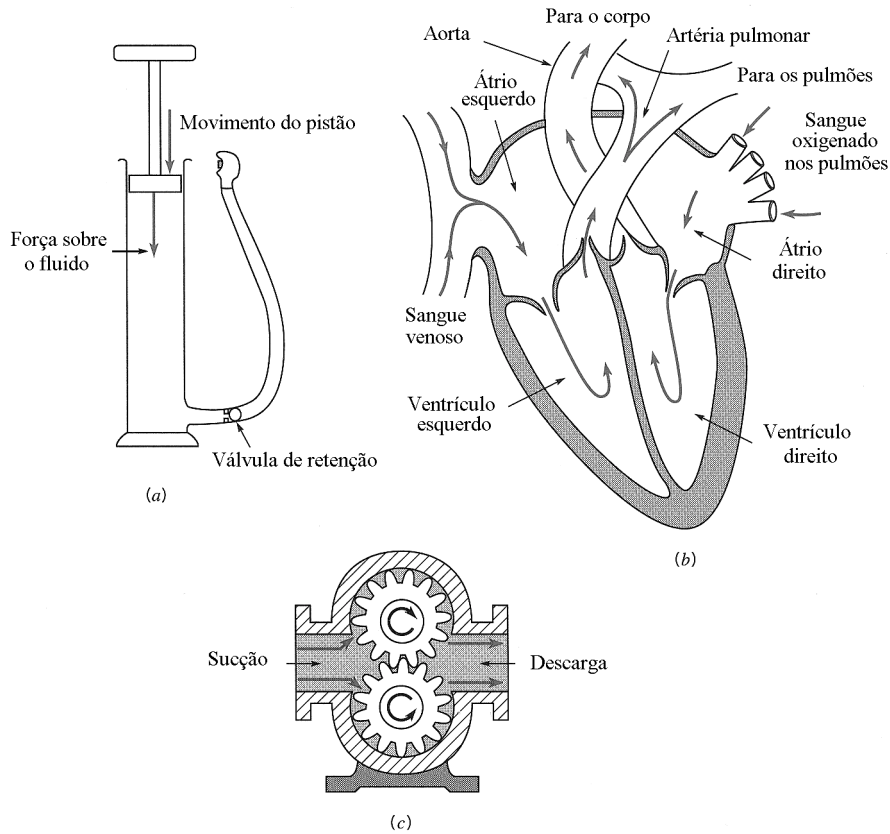


FIGURA 1 – Exemplos de máquinas de deslocamento positivo: (a) bomba de encher pneus, (b) coração humano, (c) bomba de engrenagens. Extraído de Munson *et al.* (2004).

O eixo que transfere energia mecânica para o rotor penetra em geral na carcaça e é geralmente acionado por um motor elétrico; um sistema de mancais e selos é necessário para completar o projeto mecânico da unidade. 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.

1.2 Classificação conforme a direção do escoamento

Uma distinção adicional entre os tipos de turbomáquinas é fundamentada na geometria do percurso do fluido. Os rotores de turbobombas de cada um destes tipos estão mostrados na

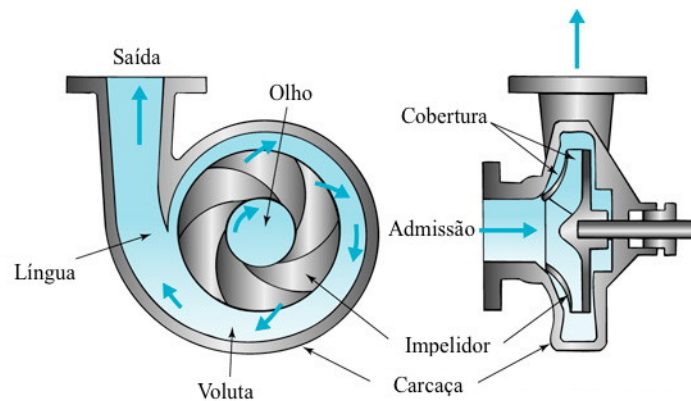


FIGURA 2 – Vistas em corte de uma bomba centrífuga. Extraído e adaptado de Potter & Wiggert (2010).



FIGURA 3 – (a) Rotor do tipo aberto, (b) Rotor do tipo fechado. Extraído de Munson *et al.* (2004).

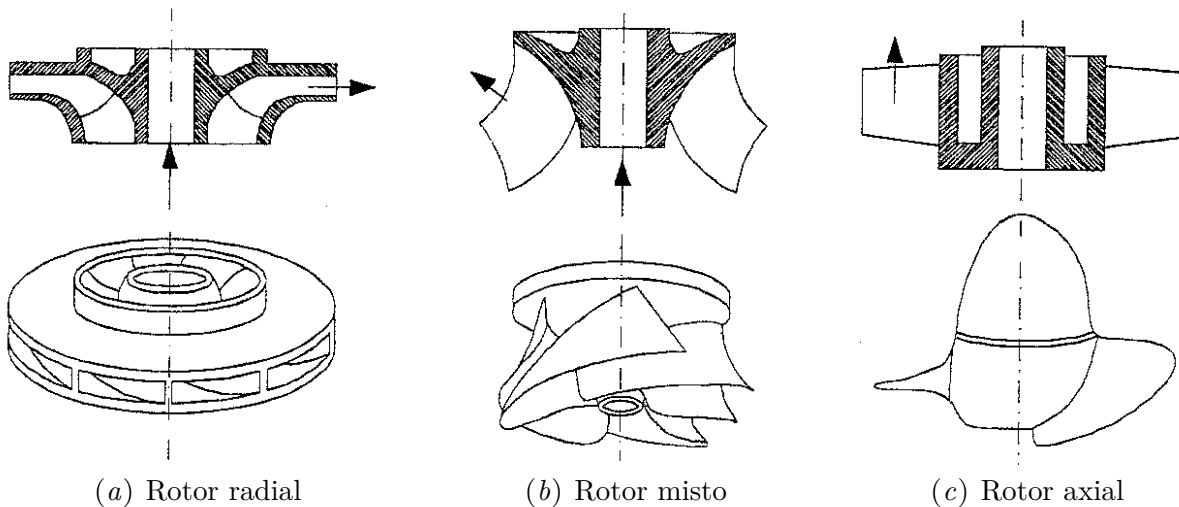


FIGURA 4 – Diferentes tipos de rotores de turbobombas.

figura 4.

- Nas máquinas de *fluxo radial*, figura 4(a), a trajetória do fluido é essencialmente radial, com mudanças significativas no raio da entrada para a saída. Tais máquinas são, por vezes, denominadas *centrífugas* e nelas as pás do rotor são geralmente curvadas para trás e o rotor é relativamente estreito.
- Nas máquinas de *fluxo misto*, figura 4(b), o raio da trajetória do fluido varia moderadamente. Nestas máquinas o rotor é mais largo e as pás têm uma curvatura dupla, entortando-se na extremidade de sucção. Bombas deste tipo transportam líquidos gerando aumento de pressão menor que as bombas de fluxo radial.
- Nas máquinas de *fluxo axial*, figura 4(c), a trajetória do fluido é aproximadamente paralela à linha de centro da máquina, e o raio de percurso não varia significativamente. Tipicamente, uma bomba de fluxo axial fornece o líquido com um acréscimo de pressão relativamente baixo.

1.3 Princípio de funcionamento de uma bomba centrífuga

Uma bomba centrífuga é projetada para fornecer uma descarga relativamente pequena com uma carga elevada. Conforme o rotor gira, o fluido é succionado para o olho do impelidor através

da seção de alimentação da bomba e escoam radialmente para fora do impelidor, desenvolvendo um movimento rotativo. 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 voluta, cujo formato 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.

Na prática, a potência do rotor e a taxa de variação de energia do fluido não são iguais. A transferência de energia entre o rotor e o fluido sofre perdas por causa de efeitos viscosos, de separação do escoamento, de escoamento nas folgas entre o rotor e a carcaça e de outros efeitos típicos de escoamentos tridimensionais. Além disso, dissipação de energia ocorre em selos e mancais.

Devido à 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. Assim, 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.

2 Objetivos

Esta experiência tem como objetivos:

- a) levantar as características de uma máquina de fluxo através de medições de vazão, pressões e grandezas elétricas;
- b) empregar os conceitos de análise dimensional e semelhança para definir o comportamento de máquinas dinamicamente semelhantes às estudadas em laboratório.

3 Fundamentos

Para especificar máquinas de fluxo para sistemas de escoamento, o projetista deve conhecer o aumento de pressão (ou de altura de carga), o requisito de potência e a eficiência de uma máquina. Para uma dada máquina, cada uma destas características é uma função da vazão; as características para máquinas similares dependem do tamanho e da velocidade de operação.

Para determinar o desempenho de uma bomba, a mesma deve ser instalada sobre uma bancada de testes instrumentada, com capacidade de medir vazão, potência fornecida à bomba e aumento de pressão. As medições devem ser feitas enquanto a vazão é variada desde o bloqueio (vazão zero) até a descarga máxima, por meio da variação da carga do máximo até o mínimo (iniciando com uma válvula fechada e abrindo-a em estágios até sua abertura total). A partir dos dados coletados, as curvas características da bomba e curvas representativas de bombas da mesma família são traçadas.

Nesta seção, são definidas características de desempenho para bombas e discutidos parâmetros adimensionais a fim de ilustrar as semelhanças entre famílias de máquinas. Além disso, tópicos referentes à medição do aumento de carga e da potência consumida pela bomba nas instalações do laboratório são abordados.

3.1 Análise energética e curva característica de uma bomba

O aumento real da carga do fluido promovido por uma bomba pode ser determinado com um arranjo experimental do tipo mostrado na figura 5 e utilizando a equação da energia. Chamando

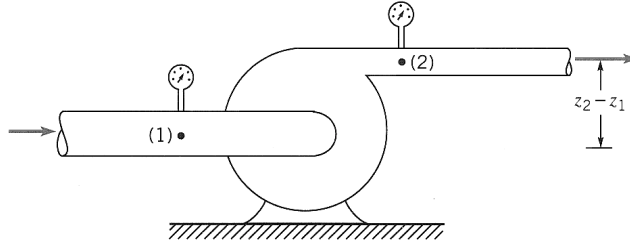


FIGURA 5 – Arranjo típico para a determinação do aumento de carga do escoamento promovido por uma bomba. Extraído de Munson *et al.* (2004).

o aumento real da carga de h_r , temos então

$$h_r = h_e - h_L = \left(\frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha \bar{V}^2}{2g} + z \right)_2 - \left(\frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha \bar{V}^2}{2g} + z \right)_1,$$

onde h_e é a carga do trabalho de eixo, h_L é a perda de carga na bomba, γ o peso específico do fluido e g a aceleração da gravidade. As seções (1) e (2) são, respectivamente, as seções de alimentação e descarga da bomba e p , α , \bar{V} e z são, respectivamente, os valores de pressão, coeficiente de energia cinética, velocidade média e elevação na seção. Se os diâmetros das tubulações na admissão e descarga da bomba não forem muito diferentes, a parcela de h_r relativa à diferença de energia cinética (pressão dinâmica) pode ser desprezada.

A potência transferida ao fluido, \dot{W}_f , é dada pela equação

$$\dot{W}_f = \gamma Q h_r,$$

onde Q é a vazão volumétrica. A partir disso, podemos definir a eficiência global da bomba (ou rendimento global da bomba), η , por

$$\eta = \frac{\dot{W}_f}{\dot{W}_m} = \frac{\gamma Q h_r}{\omega T}, \quad (1)$$

onde \dot{W}_m é a potência mecânica fornecida à bomba pelo motor, produto da velocidade angular do rotor, ω , pelo torque no eixo, T .

A figura 6 mostra como variam a carga, a potência de eixo e o rendimento de uma determinada bomba que opera numa dada rotação em função da vazão. Note que apenas duas curvas são necessárias já que h_r , η e \dot{W}_f estão relacionados através da equação (1). Observe que para a bomba caracterizada pelos dados na figura 6, a altura de carga é máxima no bloqueio e decresce continuamente à medida que a vazão aumenta, enquanto que a potência absorvida é mínima no bloqueio e aumenta com o aumento da vazão. Já o rendimento é zero para vazão nula e cresce até atingir um valor máximo na chamada vazão de projeto. As lâminas do impelidor são projetadas para ser mais eficientes no suposto projeto de descarga; em qualquer outra descarga – isto é, “fora do projeto” –, o desempenho terá uma degradação. Portanto, é muito interessante que a bomba sempre opere numa condição próxima àquela que apresenta rendimento máximo.

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 descarga fechada. Como não há escoamento com a válvula fechada, a eficiência é nula e a potência fornecida a bomba 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 o superaquecimento e as tensões mecânicas resultantes poderão provocar danos à bomba.

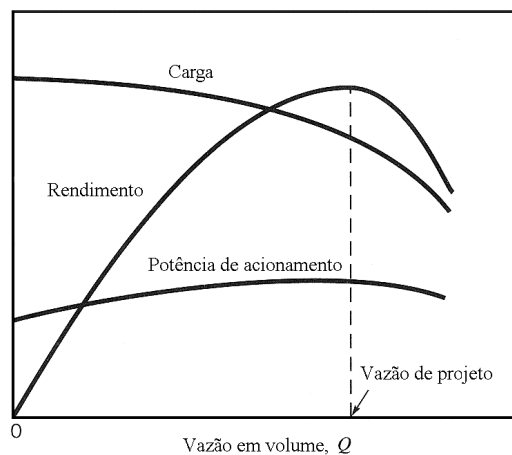


FIGURA 6 – Curvas características de uma bomba centrífuga que opera com rotação constante. Extraído e adaptado de Munson *et al.* (2004).

3.2 Parâmetros adimensionais e curvas representativas

A análise dimensional é particularmente útil no planejamento e na execução de experimentos. 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. De fato, o desenvolvimento e utilização de turbomáquinas em práticas de engenharia tem-se beneficiado muito da aplicação da análise dimensional, provavelmente a uma extensão maior que qualquer outra área da mecânica dos fluidos aplicada (Potter & Wiggert, 2010). Esta técnica tem capacitado fabricantes de bombas e turbinas a testar e desenvolver um número relativamente pequeno de turbomáquinas e, subsequentemente, produzir uma série de unidades comerciais que cobrem um amplo espectro de demandas de carga e de escoamento.

As grandezas que intervêm no fenômeno de escoamento incompressível de um fluido, através de uma bomba, são:

ρ : massa específica do fluido

μ : viscosidade dinâmica do fluido

D : diâmetro do rotor da bomba

N : rotação do rotor

Q : vazão em volume

E : energia por unidade de massa fornecida ao fluido ($E = gh_r$)

\dot{W}_m : potência consumida pela bomba

Pode-se então escrever a função representativa do fenômeno:

$$f(\rho, \mu, D, N, Q, E, \dot{W}_m) = 0.$$

Através do Teorema dos Π de Buckingham a função pode ser simplificada para

$$\left(\frac{gh_r}{N^2 D^2}, \frac{Q}{ND^3}, \frac{\dot{W}_m}{\rho N^3 D^5}, \frac{\rho N D^2}{\mu} \right) = 0,$$

onde:

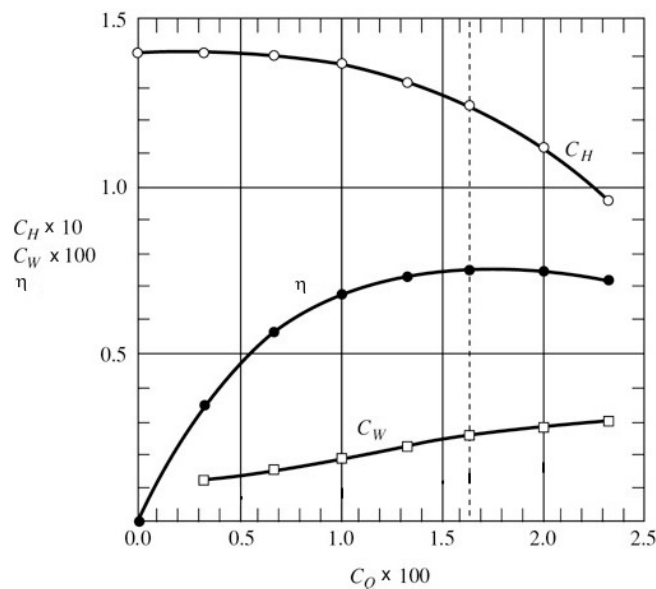


FIGURA 7 – Curvas representativas de bomba de fluxo radial. Extraído e adaptado de Potter & Wiggert (2010).

$$\Pi_1 = \frac{gh_r}{N^2 D^2} = C_H : \text{coeficiente manométrico}$$

$$\Pi_2 = \frac{Q}{ND^3} = C_Q : \text{coeficiente de vazão}$$

$$\Pi_3 = \frac{\dot{W}_m}{\rho N^3 D^5} = C_W : \text{coeficiente de potência}$$

$$\Pi_4 = \frac{\rho ND^2}{\mu} = Re : \text{número de Reynolds}$$

Constata-se, porém que no estudo das máquinas de fluxo o emprego da combinação dos adimensionais C_W , C_Q e C_H , isto é, o adimensional Π'_3 ,

$$\Pi'_3 = \frac{C_W}{C_Q C_H} = \frac{\gamma Q h_r}{\dot{W}_m} = \eta$$

é mais importante que a utilização de C_W , uma vez que Π'_3 caracteriza a eficiência da bomba. Este adimensional é o rendimento (η), definido na equação (1), e considera as perdas de potência que ocorrem nas bombas.

As máquinas hidráulicas normalmente operam com números de Reynolds elevados, atingindo o regime completamente turbulento, de forma que as variações no número de Reynolds não têm praticamente nenhuma influência nos demais adimensionais. Assim, para o estudo das máquinas hidráulicas devem ser analisados os adimensionais C_H , C_Q e η .

As relações entre os parâmetros adimensionais são expressas na forma de curvas de desempenho adimensionais, chamadas de *curvas representativas*, como mostrado na figura 7. Podem-se 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.

3.3 Medição da pressão

As medições de pressão nesta experiência são feitas através de um manômetro e um vacuômetro do tipo Bourdon; um manômetro deste tipo está mostrado na figura 8. O funcionamento deste medidor de pressão se baseia da deformação de um tubo elástico curvado, chamado tubo de Bourdon, que está conectado à tomada de pressão, como mostra a figura 8(a). O tubo tende a

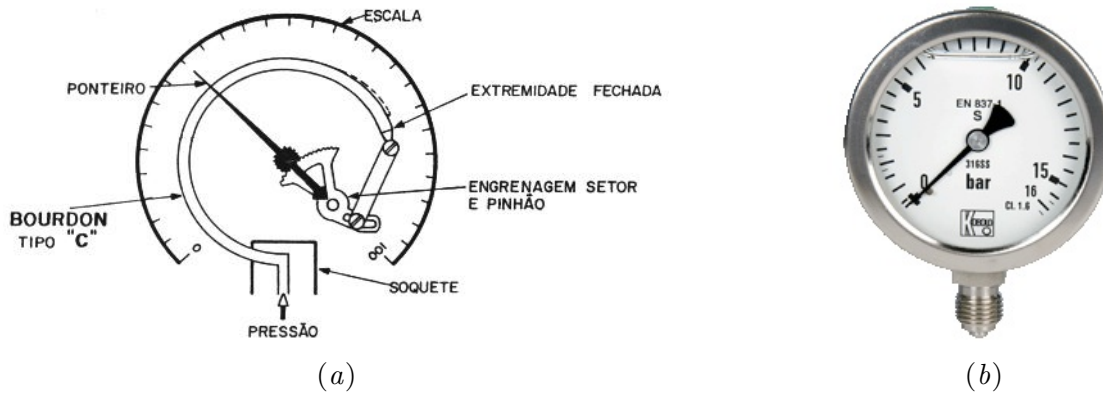


FIGURA 8 – Manômetro do tipo Bourdon. (a) desenho esquemático do mecanismo interno; (b) modelo comercial.

aumentar o seu raio de curvatura quando a pressão aumenta. Esta deformação é transformada num movimento de um ponteiro localizado num mostrador através de um sistema de alavanca e engrenagens. Manômetros deste tipo medem a pressão relativa, pois a deformação do tubo está relacionada com a diferença entre a pressão interna e a do meio ambiente. A diferença entre um manômetro e um vacuômetro é que o primeiro mede pressões positivas (maiores que a atmosférica) enquanto o segundo mede pressões negativas (menores que a atmosférica).

A pressão estática é geralmente medida em trechos retos de tubos a montante da entrada da bomba e a jusante da saída da bomba. A elevação de cada manômetro pode ser registrada, ou as leituras de pressão estática podem ser corrigidas para a mesma elevação. A linha de centro da bomba fornece um nível de referência conveniente. A figura 9 mostra a bomba de uma das bancadas do laboratório e como registrar a diferença de elevação a ser considerada, dado que um dos medidores é um manômetro e o outro é um vacuômetro¹.

3.4 Determinação da potência fornecida pelo motor elétrico à bomba

Nesta experiência, a potência fornecida ao eixo de acionamento da bomba pelo motor elétrico não será medida diretamente, mas calculada a partir de medições das grandezas elétricas na linha de alimentação do motor. Apresentam-se a seguir alguns conceitos envolvidos e um roteiro para cálculo dessa potência no eixo, denominada *potência útil* ($P_{\text{útil}}$), considerando-se conhecidas as curvas características para o motor elétrico.

Os motores acoplados às bombas do laboratório são do tipo trifásicos de indução assíncronos. Este tipo de motor opera em corrente alternada, alimentado por uma fonte de tensão trifásica. São chamados assíncronos porque apresentam velocidade variável, em função do valor da carga mecânica que os solicita. Entretanto, nesta experiência a rotação dos motores será admitida constante.

Num circuito de corrente alternada monofásico, o valor da corrente instantânea na carga é dado por

$$i = I_M \cos(\omega t),$$

onde I_M é a amplitude da corrente, ω é a frequência da corrente e t o tempo. Estamos considerando, sem perda de generalidade, que a fase da corrente é nula. Já o valor da tensão instantânea na carga é dado por

$$v = V_M \cos(\omega t + \phi),$$

¹O tubo que liga o manômetro ao sistema tem água, enquanto que o tubo que liga o vacuômetro ao sistema não tem.

MANÔMETRO DE ENTRADA (ASPIRAÇÃO) M_e	MANÔMETRO DE SAÍDA (RECALQUE) M_s	MEDIDA DO Δh A SER CONSIDERADA	ESQUEMA
ABAIXO DA PRESSÃO ATMOSFÉRICA	ACIMA DA PRESSÃO ATMOSFÉRICA	Δh_1	
ABAIXO DA PRESSÃO ATMOSFÉRICA	ABAIXO DA PRESSÃO ATMOSFÉRICA	Δh_2	
ACIMA DA PRESSÃO ATMOSFÉRICA	ACIMA DA PRESSÃO ATMOSFÉRICA	Δh_3	

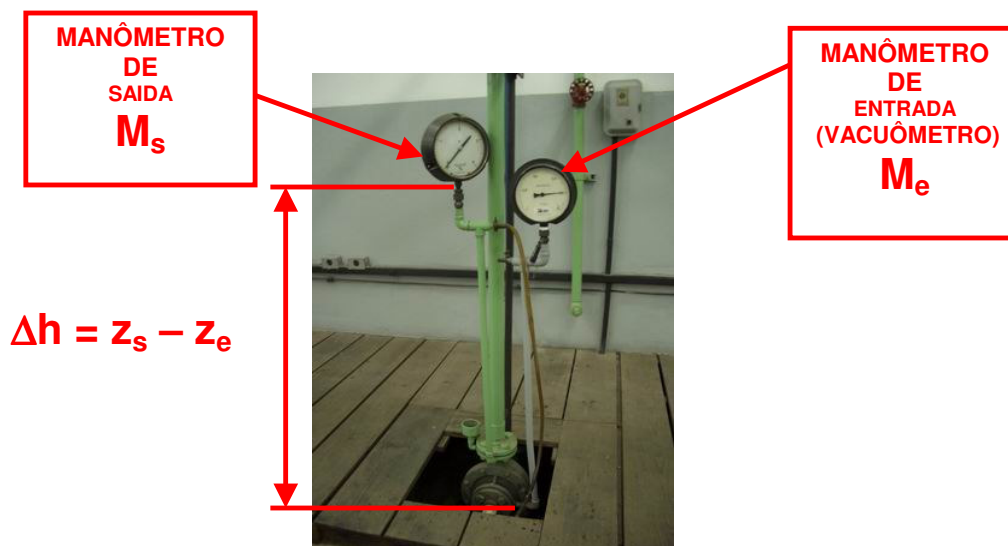


FIGURA 9 – Método de medição da diferença de cotas entre os medidores de pressão em função do posicionamento e das respectivas indicações em manômetros metálicos.

onde V_M é a amplitude da tensão e ϕ o ângulo de fase entre a tensão e a corrente na carga. O cosseno deste ângulo, $\cos \phi$, recebe o nome de *fator de potência*.

Num circuito trifásico simétrico e de carga equilibrada, como é o caso das instalações do laboratório, pode-se mostrar que os ângulos de fase e amplitudes de corrente e tensão das três fases são iguais. Considerando que o circuito trifásico que alimenta um motor de indução tenha tensão e corrente de linha dados por V_L e I_L respectivamente, podem ser distinguidas três potências:

Potência Ativa (P_{ativa}):

- Aquela que é convertida em trabalho mecânico.
- Medida diretamente através de um *wattímetro*.

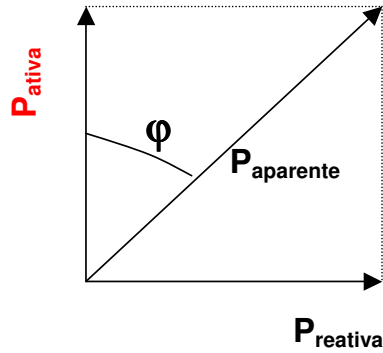


FIGURA 10 – Representação gráfica das potências ativa, reativa e aparente.

- Sua unidade de medida é o Watt (W) ou, mais comumente, o kilowatt (kW).
- $P_{ativa} = \sqrt{3}V_L I_L \cos \phi$.

Potência Reativa ($P_{reativa}$):

- Utilizada para produzir campos magnéticos (não produz trabalho).
- $P_{reativa} = \sqrt{3}V_L I_L \sin \phi$.

Potência Aparente ($P_{aparente}$):

- Determinada através das leituras de um *amperímetro* e de um *voltímetro*, que medem respectivamente a corrente e a tensão na linha (I_L e V_L).
- $P_{aparente} = \sqrt{3}V_L I_L$.
- Sua unidade de medida é o volt-ampère (VA) ou, mais comumente, o kilovolt-ampère (kVA).
- É igual à soma vetorial das potências ativa e reativa ($P_{aparente} = \sqrt{P_{ativa}^2 + P_{reativa}^2}$), veja figura 10.

O fator de potência pode ser, portanto, calculado pela expressão:

$$\cos \phi = \frac{P_{ativa}}{P_{aparente}} = \frac{P_{ativa}}{\sqrt{3}V_L I_L},$$

onde P_{ativa} , V_L e I_L são medidos com o wattímetro, voltímetro e amperímetro, respectivamente.

A potência ativa é aquela consumida pelo motor elétrico, mas esta potência não é transmitida integralmente à bomba na forma de potência útil ($P_{útil} = \dot{W}_m$), devido a perdas que ocorrem no motor. Relacionamos a potência ativa com a potência útil através do rendimento do motor, η_{motor} :

$$\eta_{motor} = \frac{P_{útil}}{P_{ativa}}.$$

Nesta experiência, admitiremos que o rendimento do motor é aproximadamente igual ao valor numérico do fator de potência, baseando-nos no comportamento típico deste tipo de máquina, ilustrado na figura 11.

Assim, o roteiro para a determinação do rendimento da bomba é:

- Medir a potência ativa, a tensão e a corrente na linha (P_{ativa} , V_L e I_L) através do wattímetro, voltímetro e amperímetro, respectivamente.

8.2. IMPORTÂNCIA DO RENDIMENTO — É importante que o motor tenha um rendimento alto, por dois motivos: Primeiro, porque um rendimento alto significa perdas baixas e, portanto, um menor aquecimento do motor. Segundo, porque, quanto maior o rendimento, menor a potência absorvida da linha, e portanto, menor o custo da energia elétrica paga na contas mensais. O rendimento varia com a carga do motor. A tabela 7 indica os valores típicos destas variações que também são representados na figura 5.

I = Corrente
 I_N = Corrente Nominal
 P = Potência
 P_N = Potência Nominal
 n = Rotação
 n_S = Rotação Síncrona
 η = Rendimento
 $\cos \varphi$ = Fator de Potência

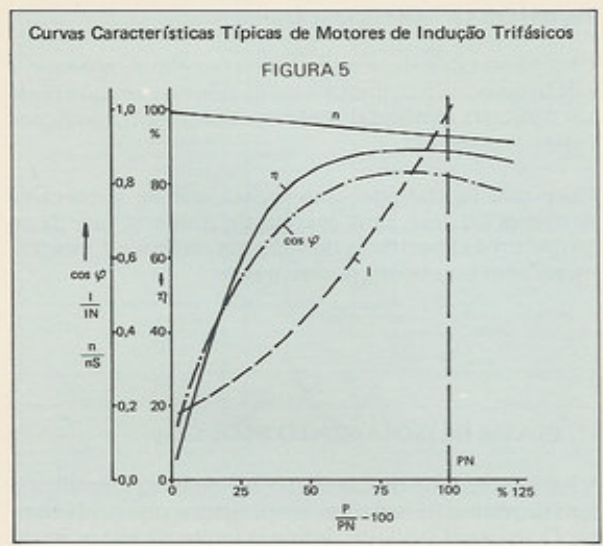


FIGURA 11 – Curvas características de motores elétricos de indução trifásicos (Manual de Motores Elétricos – WEG).

- b) Calcular a potência aparente: $P_{aparente} = \sqrt{3}V_L I_L$.
- c) Calcular o fator de potência, e aproximar o rendimento do motor pelo seu valor numérico:
 $\eta_{motor} \approx \cos \phi = P_{ativa} / P_{aparente}$.
- d) Determinar a potência útil: $P_{útil} = \eta_{motor} P_{ativa}$.
- e) Determinar o rendimento da bomba:

$$\eta = \frac{\gamma Q h_r}{\dot{W}_m} = \frac{\gamma Q h_r}{P_{útil}}$$

4 Aparato experimental

O equipamento que será utilizado nesta experiência (figura 12) é constituído por:

1. um conjunto bomba centrífuga – motor;
2. um manômetro na seção de saída da bomba;
3. um vacuômetro na seção de entrada da bomba;
4. uma balança;
5. uma válvula de três vias;
6. um registro regulador de vazão;
7. um amperímetro;
8. um voltímetro;
9. um wattímetro

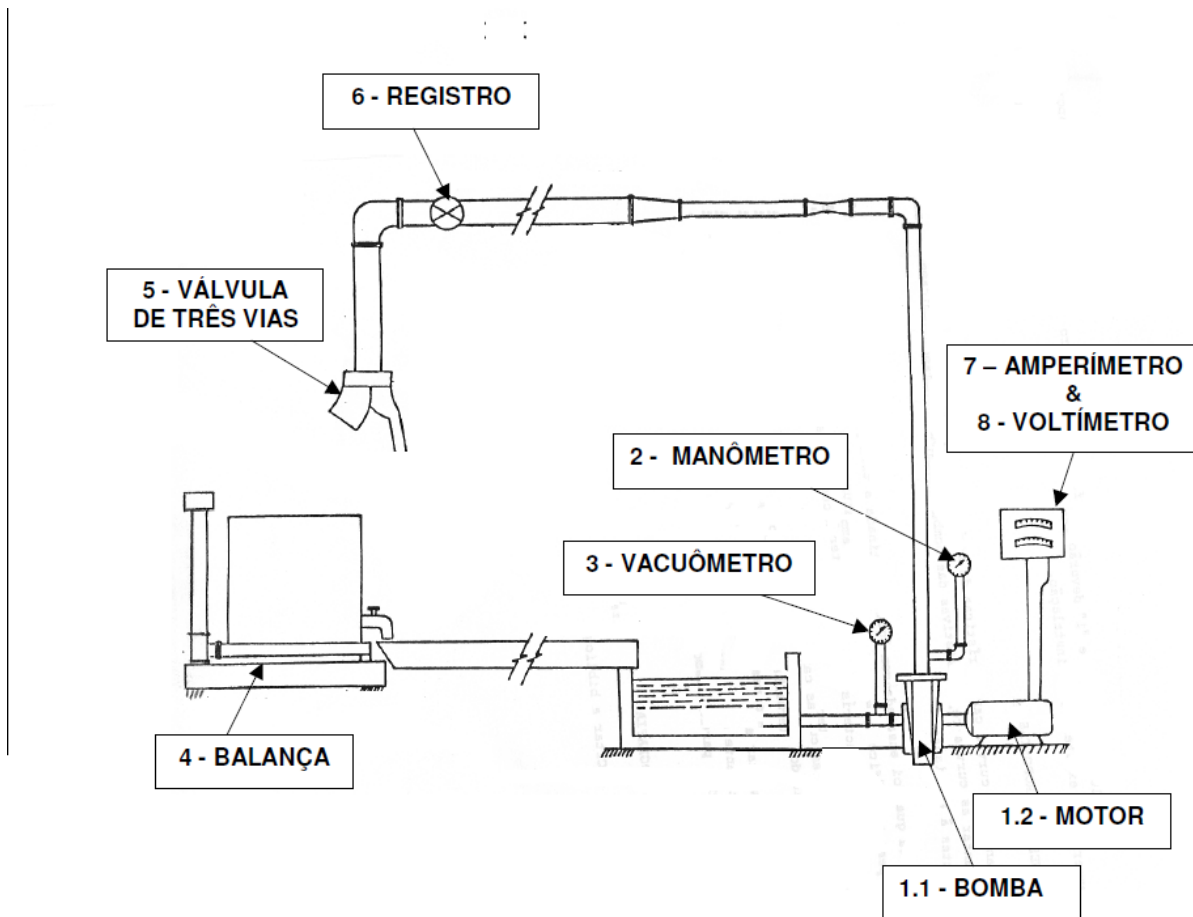


FIGURA 12 – Esquema da instalação do laboratório com equipamentos.

5 Procedimento experimental

A parte prática da experiência consiste em efetuar uma série de medidas de grandezas hidráulicas e elétricas para um conjunto de seis vazões, a fim de levantar as curvas características e representativas da bomba centrífuga instalada na bancada. A vazão é regulada pelo registro, e os valores extremos devem ser obtidos com o registro totalmente fechado (vazão nula) e totalmente aberto (vazão máxima). Para cada condição de abertura do registro, medir

- a) A vazão pelo método das pesagens:

Registrar a massa inicial do reservatório sobre a balança e em seguida coletar uma quantidade de fluido no reservatório, mudando a posição da válvula de três vias. O tempo de coleta deve ser medido com um cronômetro e a quantidade de fluido coletada superior a três quartos da capacidade do reservatório, para diminuir a incerteza experimental. A massa final do reservatório cheio deve ser registrada. A vazão mássica pode ser então calculada dividindo a diferença entre massa final e massa inicial pelo tempo de enchimento. A vazão volumétrica é igual à vazão mássica dividida pela massa específica do fluido.

- b) A carga manométrica,

$$h_r = \left(\frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha \bar{V}^2}{2g} + z \right)_2 - \left(\frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha \bar{V}^2}{2g} + z \right)_1,$$

lembrando que as seções (1) e (2) são, respectivamente, as seções de alimentação e descarga da bomba. Como o escoamento é turbulento, $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$. Substituindo as equações e

os valores de α , temos:

$$h_r = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g} + z_2 - z_1 = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g} + \Delta h$$

Observações:

- As pressões deverão ser lidas no manômetro e no vacuômetro.
 - As velocidades médias serão obtidas a partir dos valores das vazões e dos diâmetros da tubulação de entrada e saída da bomba.
 - A diferença de cotas $\Delta h = z_2 - z_1$ será medida na instalação, conforme figura 9.
- c) As grandezas elétricas registradas no wattímetro, amperímetro e voltímetro, a fim de calcular a potência consumida pela bomba conforme procedimento descrito na seção 3.4.

6 Questões propostas

1. Levantar as curvas características da bomba: $h_r = f(Q)$ e $\dot{W}_m = f(Q)$. Compare qualitativamente o gráfico obtido com aquele mostrado na figura 6.
2. Levantar as curvas representativas das bombas dinamicamente semelhantes à ensaiada: $C_H = f(C_Q)$ e $\eta = f(C_Q)$. Compare qualitativamente o gráfico obtido com aquele mostrado na figura 7.
3. Expresse as escalas de carga (λ_{h_r}), vazão (λ_Q) e potência consumida ($\lambda_{\dot{W}_m}$) em função das escalas de rotação (λ_N), diâmetro (λ_D) e massa específica (λ_ρ) para bombas centrífugas dinamicamente semelhantes.
4. A bomba que foi ensaiada com água é destinada a transportar óleo de peso específico $\gamma = 800 \text{ kgf/m}^3$ à temperatura $\theta = 20^\circ\text{C}$. Traçar as curvas características que se alteram com a mudança de fluido.
5. Levantar as curvas características de uma bomba (protótipo) dinamicamente semelhante à ensaiada (modelo) com $D_P = 1/3D_M$ e $N_P = 2N_M$, considerando o mesmo fluido da experiência.

Referências

- MUNSON, B. R., YOUNG, D. F., & OKIISHI, T. H. 2004. *Fundamentos da Mecânica dos Fluidos*. 4ª ed. São Paulo: Blucher.
- POTTER, M. C., & WIGGERT, D. C. 2010. *Mecânica dos Fluidos*. 1ª ed. São Paulo: Cengage Learning.