

5 Bombas Centrífugas

Bombas centrífugas fornecem a energia que provoca o escoamento e o aumento de pressão num sistema hidráulico utilizando o princípio da aceleração do fluido como mecanismo de adição de energia.

De forma análoga, compressores são utilizados para obter consideráveis aumentos de pressão em sistemas de transporte de gás. Neste caso a compressibilidade do fluido tem que ser considerada e um novo conjunto de equações deve ser incluído na análise de desempenho do compressor. O tópico relativo a compressores será estudado posteriormente.

5.1 Transferência de Energia em Máquinas de Fluxo Rotativas

Numa bomba centrífuga, Fig. 5.1, o fluido entra no rotor por um núcleo central, sendo acelerado radialmente por forças centrífugas até deixá-lo numa velocidade bastante elevada. Esta é então reduzida aumentando-se a área do escoamento (por uma voluta ou difusor), provocando o aumento da pressão, conforme previsto pela equação de Bernoulli, ou de energia. O aumento de pressão provoca uma variação desprezível na massa específica uma vez que os líquidos são praticamente incompressíveis.

O princípio do aumento da velocidade do fluido, e a subsequente redução da mesma para ganhar pressão, é também utilizado em máquinas de fluxo mista ou axial. Uma máquina de fluxo mista é uma na qual a aceleração do fluido ocorre tanto na direção radial quanto axial. Numa máquina axial a aceleração é basicamente axial, embora, na prática, seja também parcialmente radial, especialmente em ventiladores ou propulsores sem guia para prevenir o escoamento radial.

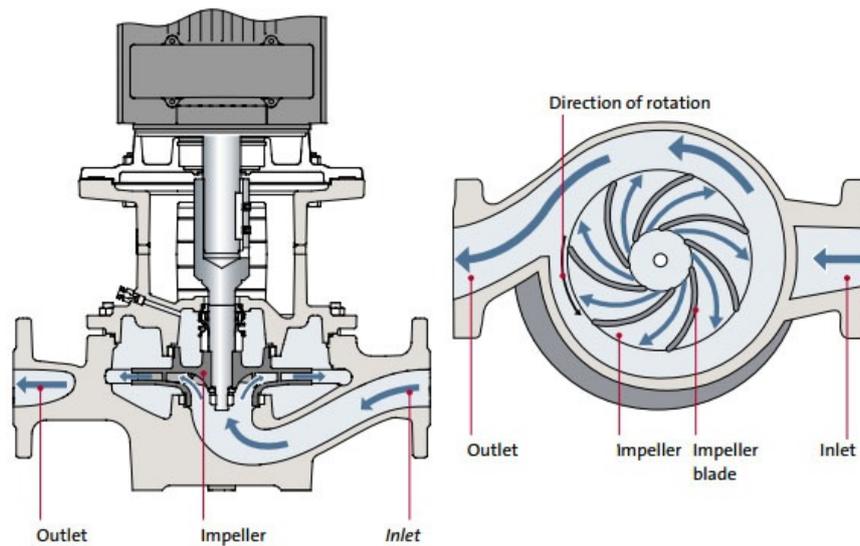


Figura 5.1 Bomba centrífuga de um estágio.

A equação clássica para a altura de pressão para uma máquina de fluxo centrífuga é dada pela equação de Leonhard Euler (1707-1783)

$$H_b = \frac{1}{g} [C_{t2} U_2 - C_{t1} U_1] \quad (5.1)$$

onde H_b é altura de pressão produzida pela bomba. C_t é o componente tangencial da velocidade do fluido relativa ao rotor, U é a velocidade tangencial da pá e os subscritos 1 e 2 referem-se, respectivamente, aos raios interno e externo das pás. As relações entre as velocidades estão mostradas na Fig. 5.2.

As seguintes hipóteses são consideradas na modelagem teórica simplificada:

- O fluido é incompressível
- A rotação é constante
- Não existe componente rotacional do fluido enquanto este desloca-se pelos canais entre as pás. Isto é, o vetor velocidade W acompanha precisamente a curvatura das pás
- Não existe atrito viscoso

Se admitirmos C_{t1} desprezível – o que é razoável se não existir alguma forma deliberada de produzir pré-rotação do fluido na entrada do rotor –, então a Eq.(5.1) reduz-se a

$$g H_b = \pi^2 N^2 D^2 - \frac{NQ}{b} \cot \beta_2 \quad (5.2)$$

onde

Q	= vazão	m ³ /s
D	= diâmetro externo do rotor	m
N	= rotação angular	rot/s
b	= largura interna do rotor	m

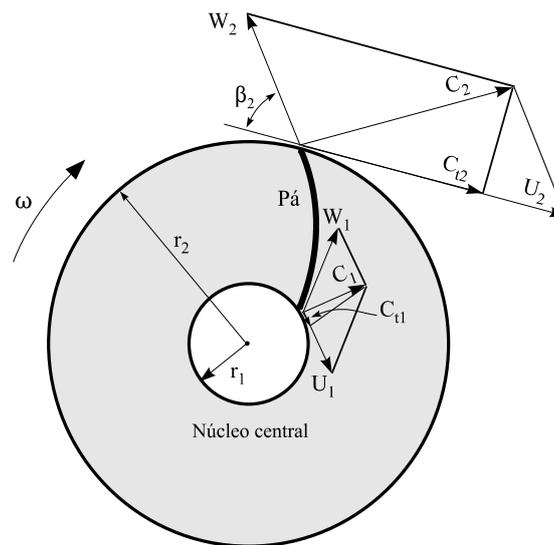


Figura 5.2 Vetores de velocidade utilizados na equação de Euler para máquinas rotativas.

5.2 Desempenho Teórico de Máquinas Rotativas

A Eq. (5.2) pode ser reescrita como

$$\frac{g H_b}{N^2 D^2} = \pi^2 - \left[\frac{D}{b} \cot \beta_2 \right] \frac{Q}{ND^3} \quad (5.3)$$

Por outro lado a potência de bombeamento é dada por $P = \rho g H_b Q$. Portanto, multiplicando (5.2) por $\rho Q / ND^3$

$$\frac{P}{\rho N^3 D^5} = \pi^2 \left[\frac{Q}{ND^3} \right] - \left(\frac{D}{b} \cot \beta_2 \right) \left[\frac{Q}{ND^3} \right]^2 \quad (5.4)$$

Definindo os coeficientes adimensionais — lembrando que potência é $P = T \times N$:

$$\begin{aligned} F_H &= \frac{gH_b}{N^2 D^2} && \text{Coeficiente de altura} \\ F_Q &= \frac{Q}{ND^3} && \text{Coeficiente de vazão} \\ F_P &= \frac{P}{\rho N^3 D^5} && \text{Coeficiente de potência} \\ F_T &= \frac{T}{\rho N^2 D^5} && \text{Coeficiente de torque} \end{aligned} \quad (5.5)$$

as equações para a altura e potência podem ser escritas na forma [com $C_o = D \cot \beta_2 / b$]:

$$\begin{aligned} F_H &= \pi^2 - C_o F_Q \\ F_P &= F_Q F_H = \pi^2 F_Q - C_o F_Q^2 \end{aligned} \quad (5.6)$$

As duas equações indicam que *bombas homólogas*, ou seja, bombas geometricamente similares e com diagramas de velocidades iguais, têm as mesmas curvas de desempenho (F_H vs. F_Q e F_P vs. F_Q) se os coeficientes na Eq. (5.5) permanecerem constantes. Assim, por exemplo, para uma dada bomba ($D =$ constante), fazendo F_H , F_Q e F_P constantes, as Eqs. (5.5) permitem obter o desempenho da bomba (H_b , Q , P) para diferentes valores da rotação, N .

Gráficos de F_H e F_P em função de F_Q estão mostrados na Fig. 5.3. A análise dos gráficos indica que

- Dados Q , N e D , a altura manométrica cresce com o ângulo β_2
- Dados N e D , a altura cresce, permanece constante ou decresce na medida que a vazão cresce, dependendo somente do valor do ângulo β_2
- Dados N e D , a potência cresce continuamente com Q para ângulos iguais

ou maiores do que 90° , mas passa por um valor máximo se o ângulo for menor do que 90° .

Embora a modelagem acima indique uma razão para utilizar valores elevados para β_2 , existem razões para limitar este ângulo. Para líquidos, β_2 não pode ser muito

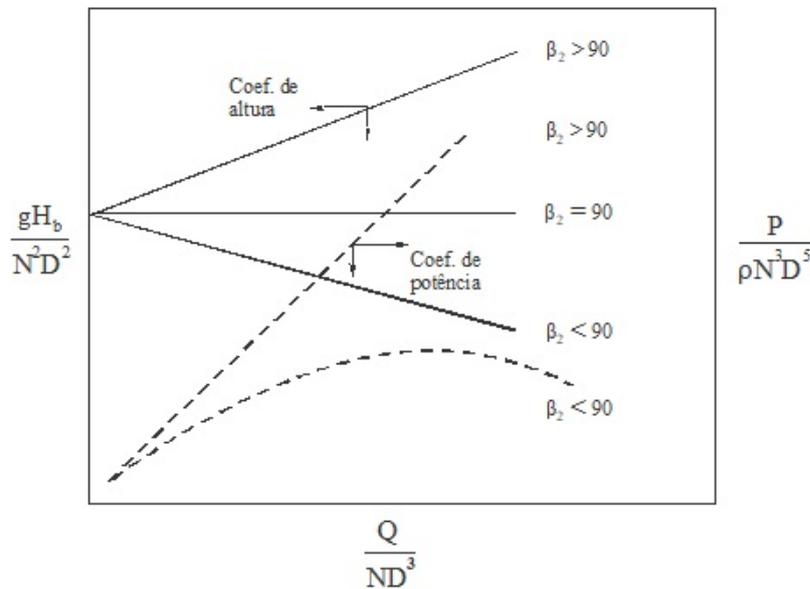


Figura 5.3 Coeficientes teóricos (Euler) para a altura e potência em função do coeficiente de vazão para D/b constante e vários ângulos de saída β_2 .

grande, caso contrário ocorrerá excesso de turbulência, vibração ou erosão. Bombas são construídas, sempre, com as pás curvadas para trás ($\beta_2 < 90^\circ$). Todavia, nos compressores o ângulo β_2 pode atingir valores maiores antes que a turbulência se torne um problema.

Uma importante característica das máquinas de fluxo rotativas com ângulos de pás inferiores a 90° (ventiladores e propulsores) é que eles são “limitadores de potência”; isto é, existe um limite máximo de potência que eles absorvem, independentemente da vazão. Isto pode se tornar uma vantagem quando especificando motores para esses equipamentos. Por outro lado, para ventiladores radiais ($\beta_2 = 90^\circ$), ou com pás para frente ($\beta_2 > 90^\circ$), um motor selecionado para uma vazão estará sub-dimensionado se o ventilador operar em vazões superiores. O resultado disso é superaquecimento, deterioração do isolamento elétrico e, se muito sub-dimensionado, corte de energia por excesso de corrente elétrica.

A Importância do Ângulo de Entrada da Pá

Enquanto o ângulo de saída β_2 define a característica da altura de bombeamento, o ângulo de entrada β_1 define as condições para o escoamento, assim como o rendimento hidráulico da bomba. A geometria dos vetores de velocidade na entrada do rotor está mostrada na Fig. 5.2.

Se a largura interna na entrada do rotor é b_1 , e não existe pré-rotação do fluido antes deste entrar no mesmo ($C_{t1} = 0$), então a vazão é dada por $Q = D_1 b_1 C_1$ e β_1 por

$$\beta_1 = \arctg(C_1/U_1) = \arctg(Q/ND_1^3)(D_1/b_1)(1/\pi^2) \quad (5.7)$$

Vê-se que β_1 é conhecido pela escolha de Q , N , D e b_1 . De forma análoga concluímos que uma máquina com dimensões fixas (D , b , β), operando numa velocidade angular N , é projetada para somente uma única vazão (Q). Para outras vazões, fora da condição de projeto, a geometria de entrada é incorreta, turbulência é gerada e o rendimento decresce. Uma curva típica para o rendimento de uma bomba centrífuga com rotação fixa é mostrado na Fig. 5.4.

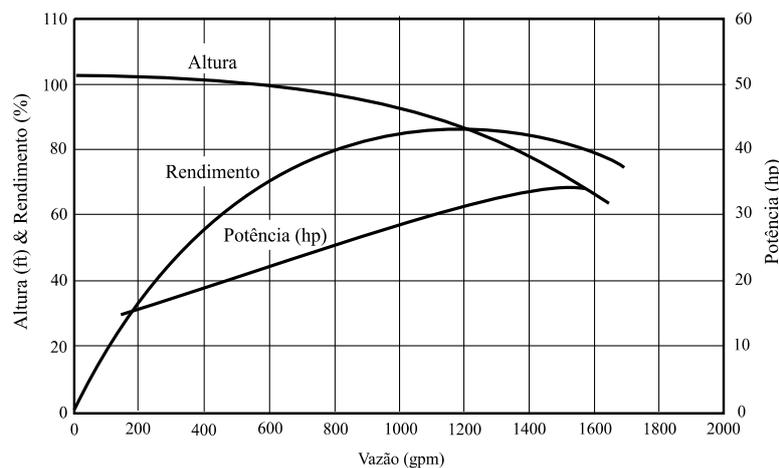


Figura 5.4 Curvas características de uma bomba centrífuga

Máquinas de fluxo operam com rendimento máximo somente numa estreita faixa de condições para o escoamento (H, Q). É responsabilidade do projetista do sistema especificar a máquina que operará com o máximo rendimento para uma faixa de alturas e vazões esperadas durante a operação do sistema.

5.3 Velocidade Específica

Além dos quatro coeficientes adimensionais definidos para a altura, vazão, potência e torque, existe outro coeficiente que se tem mostrado particularmente útil em descrever as características de máquinas de fluxo rotativas: a velocidade específica.

A velocidade específica N_s de uma bomba é definida como a velocidade rotacional da unidade homóloga (geometricamente similar, com diagramas de velocidades iguais) que produz uma vazão unitária para uma altura de recalque unitária. A expressão para a velocidade específica é obtida pela eliminação do diâmetro D nas equações para os coeficientes de altura e vazão, Eqs. (5.5a) e (5.5b), para máquinas homólogas

$$\frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \text{const} \quad (5.8)$$

Portanto, de acordo com a definição, fazendo $Q_s = 1$ e $H_s = 1$, para as condições nominais

$$N_s = \frac{N_R\sqrt{Q_R}}{H_R^{3/4}} \quad (5.9)$$

Ou seja, a velocidade específica de uma série de bombas é normalmente definida para o ponto de rendimento máximo; i.e., na Eq. (5.9), a velocidade N_s é determinada para a rotação nominal N_R , vazão Q_R e altura H_R , medidas no ponto de rendimento máximo; ou seja, na condição nominal. A velocidade específica é útil na especificação da máquina para um dado sistema hidráulico. Uma vez que a vazão e a pressão requeridas são conhecidas, a seleção da melhor máquina é aquela para a qual a velocidade específica é dada pela expressão (5.9) onde N_R , Q_R e H_R são os parâmetros operacionais reais da máquina. Lamentavelmente o termo gravitacional é incorporado às constantes, e a velocidade específica não é dimensionalmente consistente; isto é, ela depende das unidades dos parâmetros que a definem, Eq. (5.9).

No sistema inglês (USA e UK) as unidades utilizadas para definir a velocidade específica em (5.9) são: Q_R (gal/min), N_R (rev/min) e H_R (ft). Enquanto no sistema SI as unidades são: Q_R (m³/s), N_R (rev/min) e H_R (m). Logo, a relação das velocidades específicas entre os dois sistemas de unidades é dado pela relação: $N_{s\text{-USA}} = 51,65 \times N_{s\text{-SI}}$.

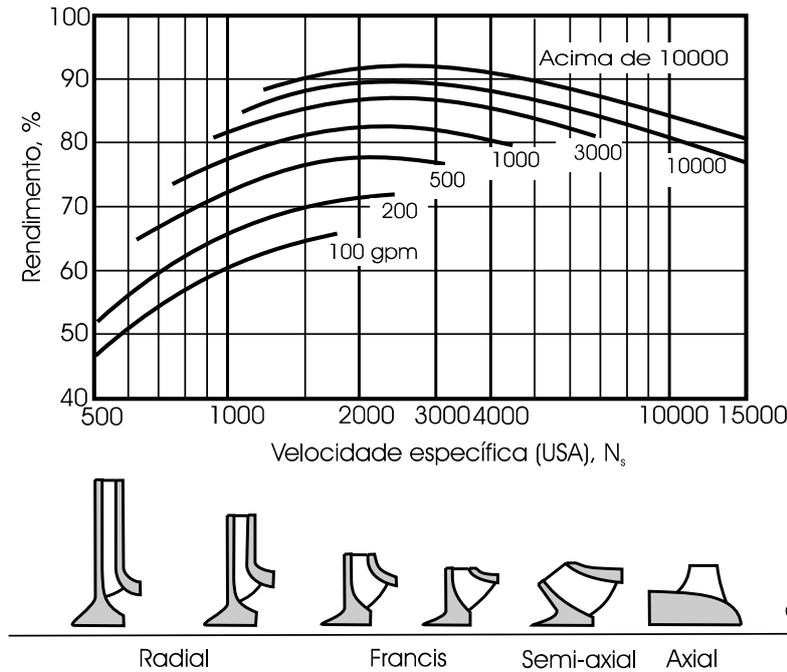


Figura 5.5 Geometria vs. velocidade específica para várias bombas centrífugas.

Uma vez que a velocidade específica depende da geometria, a aparência física da máquina está associada com o valor de N_s . A Fig. 5.5 ilustra esta situação para uma gama de geometrias de bombas. A figura mostra também o rendimento esperado para cada geometria, assim como para uma variedade de vazões do sistema (e tamanho de bombas).

Observa-se que bombas com alto valor de D/b têm baixa velocidade específica, sendo adequadas para aplicações requerendo grandes pressões e baixas vazões. No extremo oposto, as máquinas axiais são adequadas para baixas pressões e elevadas vazões.

Exercício 5.1 Especificar as características de uma bomba centrífuga para um sistema operando sob as seguintes condições: $H= 60,6$ m, $Q= 7200$ m³/h. A bomba deve ter uma rotação de $n= 885$ rpm.

Solução: Iniciamos com a transformação de unidades para o sistema inglês (0,003785 m³/gal ou 264,2 gal/m³) $Q= 7200$ m³/h= 120 m³/min= 31704 gal/min. $H= 60,6$ m= 198,8 ft. Portanto,

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{885\sqrt{31704}}{198,8^{3/4}} = 2976$$

Da Fig. 5.5 vemos que a bomba em serviço deve ser do tipo centrífugo com um rotor largo e de diâmetro médio (tipo Francis). É uma bomba bastante grande (2 m³/s, ou 31700 gpm) e seu rendimento é esperado ser alto, acima de 90%. Neste caso ($\eta= 0,90$), a potência requerida pela bomba será

$$P = \frac{1}{\eta} \rho g Q H_b = 1000 \times 9,81 \times 60,6 / (0,90 \times 1000) = 1321 \text{ kW}$$

5.4 Características de Bombas Centrífugas

Bombas centrífugas são utilizadas na maioria dos sistemas de bombeamento de líquidos. Elas podem fornecer tanto vazões pequenas quanto elevadas e operar contra pressões de até 200 bar (3000 psi) quando vários rotores são instalados em série. Em geral bombas centrífugas apresentam as seguintes características: a) não operam bem com fluidos muito viscosos ou não-newtonianos; b) operam em altas rotações; c) o escoamento é suave; d) não produzem pressões excessivas e perigosas quando a válvula de descarga é fechada; e) os custos iniciais e de manutenção são inferiores aos das bombas de deslocamento positivo, por exemplo.

O rendimento das bombas centrífugas é aproximadamente o mesmo daqueles observados nas bombas de deslocamento positivo do mesmo porte se forem adequadamente escolhidas para o ambiente em que operam. Por outro lado o rendimento varia muito com a vazão, podendo tornar-se extremamente baixo se operando muito fora do ponto ótimo, conforme se pode verificar das curvas mostradas na Fig. 5.4.

5.4.1 Curvas Características de Bombas

A energia efetiva disponível no rotor da bomba é obtida subtraindo-se da energia interna nas pás as perdas, em particular aquelas devidas ao:

- Atrito nos canais internos da bomba; ou seja, tanto no rotor quanto no sistema diretor e nas passagens de ligação entre os flanges de entrada e saída.
- Perdas por choque na entrada do sistema diretor e do rotor.

O atrito viscoso do fluido, enquanto este passa pelos canais fixos e móveis, provoca perdas que são proporcionais ao quadrado da vazão. As perdas por choque ou turbulência são também proporcionais ao quadrado da vazão e os resultados estão mostrados na Fig. 5.6. A curva inferior na figura representa a curva real de desempenho da bomba (pressão versus vazão).

Além de perdas de pressão bombas têm perdas de torque devido ao atrito em mancais e gaxetas, assim como atrito provocado pelo fluido ocupando a região entre o rotor e a carcaça. Vazamentos internos provocam igualmente perdas de potência. Neste

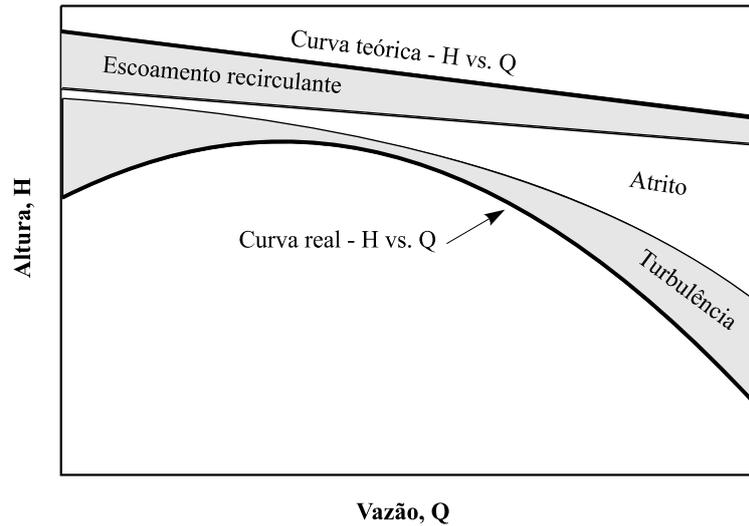


Figura 5.6 Relações para altura vs.vazão para uma bomba centrífuga.

caso o fluido que passa pelo rotor escapa através de folgas (entre o rotor e os anéis fixos), retornando à região de sucção do rotor. Como resultados das diversas perdas a curva para a altura de pressão com a vazão deixa de ter o comportamento linear previsto pelo modelo teórico simplificado, Eq. (5.3), passando a ter a forma quadrática

$$H_b = H_o + c_1 Q + c_2 Q^2 \quad (5.10)$$

onde as constantes H_o , c_1 e c_2 são normalmente obtidas de dados experimentais, ou diretamente, a partir da curva de desempenho fornecida pelo fabricante. Note que H_o é simplesmente a altura de bombeio para vazão nula. Deve-se destacar ainda que a Eq. (5.10) é válida para rotação constante da máquina. Variando esta as constantes também variarão, como veremos a seguir. A Fig. 5.7 mostra curvas de desempenho típicas de bombas centrífugas, conforme apresentado pela folha de especificação do fabricante. Neste caso as curvas referem-se ao bombeio de água.

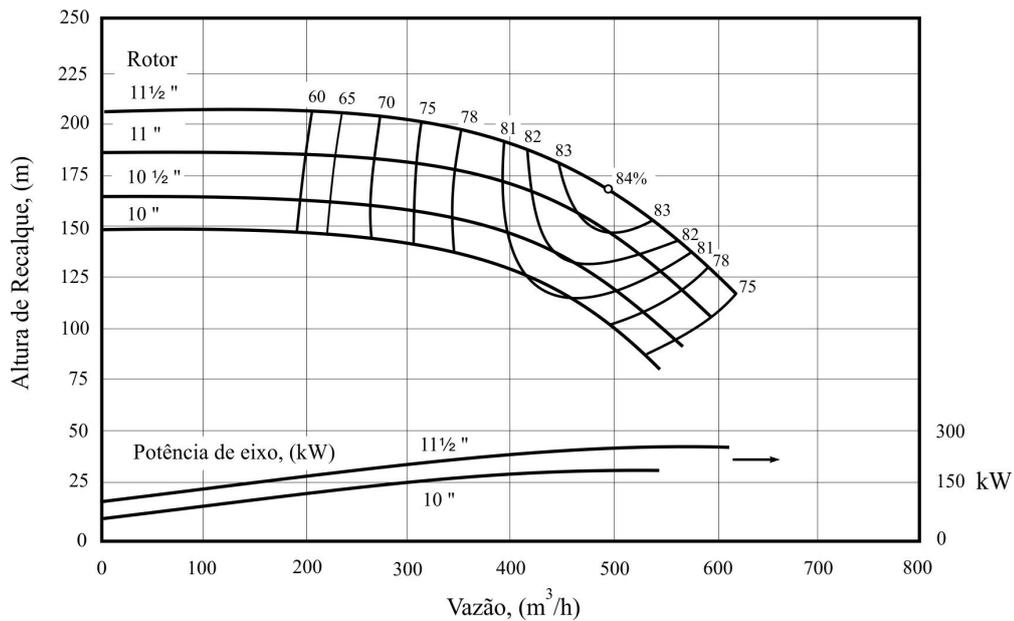


Figura 5.7 Curvas de desempenho de bomba centrífuga, conforme folha de especificação de fabricante.

5.5 Curvas Características – Sistema e Bomba

A equação de energia (2.4.23) para um sistema hidráulico pode ser escrita como

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + H_b = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + f \frac{L}{D} \frac{V_2^2}{2g} + K_v \frac{V_2^2}{2g} \quad (5.11)$$

podendo ser reduzida para H_b em função da vazão $Q = VA$

$$H_b = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + (z_2 - z_1) + \frac{1}{2g} \left[\frac{1}{A_2^2} \left(1 + \frac{fL}{D} + K_v \right) - \frac{1}{A_1^2} \right] Q^2 \quad (5.12)$$

onde f é o fator de atrito de Darcy e K_v o coeficiente de perda localizada, como uma válvula, por exemplo. Portanto,

$$H_b = K_1 + K_2 Q^2 \quad (5.13)$$

onde K_1 e K_2 são imediatamente identificados a partir de (5.12) como variáveis dependentes das características operacionais do sistema. Observe que diminuindo o valor de K_v (abrindo a válvula), o coeficiente K_2 em (5.13) diminui também.

O ponto de operação real (altura e vazão) da bomba no sistema é obtido igualando-se as equações (5.10) e (5.12). Graficamente isto representa encontrar o ponto de interseção da curva da bomba e do sistema, conforme mostrado na Fig. 5.8. As curvas representam energias requeridas para obter uma dada vazão. O ponto A representa o ponto de operação para o coeficiente de perda localizada K_{v1} , enquanto o ponto B refere-se ao ponto de operação para K_{v2} . Como vemos, se uma vazão maior é requerida, será preciso reduzir a resistência hidráulica do sistema (fazendo $K_{v2} < K_{v1}$, por exemplo). Neste caso, o ponto de operação é deslocado para a direita ao longo da curva da bomba. Um aumento da vazão pode ser também obtido aumentando-se a rotação ou o tamanho da bomba.

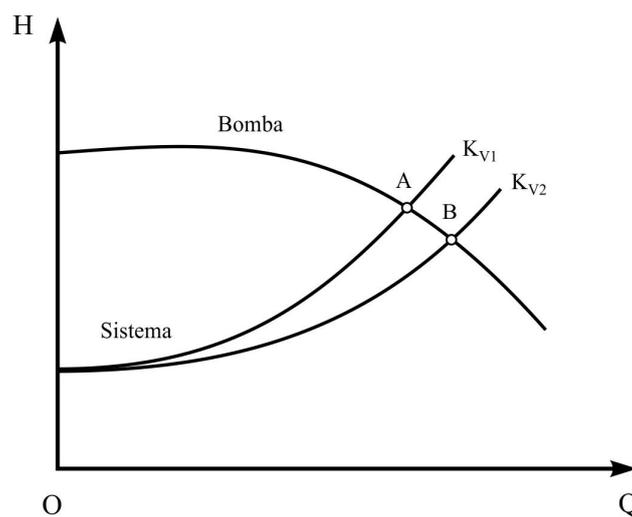


Figura 5.8 Curvas características de bomba centrífuga e sistema.

Bombas em Paralelo

Na operação de bombeio em paralelo, a altura de recalque é a mesma para cada uma das bombas enquanto a vazão do sistema é repartida entre as diversas bombas. A vazão de cada bomba pode representar qualquer percentual da vazão total. Características de um bombeio em paralelo com duas bombas é mostrado na Fig. 5.9. No exemplo cada bomba contribui com 50% da vazão total. Com uma única bomba operando a vazão do sistema acontece no ponto A, enquanto com duas bombas o escoamento ocorre no ponto B; portanto, $Q_A = Q_B/2$. A vazão correspondente para uma única bomba em operação é mostrada pelo ponto C, Q_C . A instalação da segunda bomba leva o sistema a operar em B.

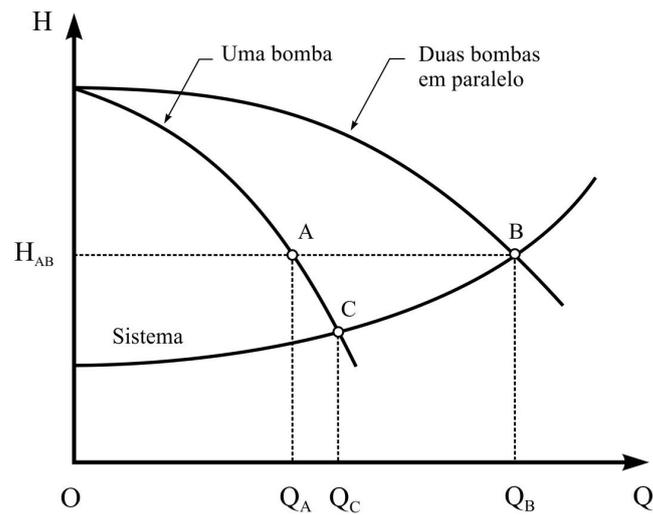


Figura 5.9 Curvas características de duas bombas operando em paralelo.

Bombas em Série

Na operação de bombeio em série, a altura de recalque total representa a soma das alturas de cada bomba individualmente para cada vazão. Naturalmente, cada bomba deve ser escolhida de forma a operar satisfatoriamente para a vazão especificada. Características de um bombeio em série é mostrado na Fig. 5.10. Com duas bombas a vazão ocorre no ponto B, refletindo a vazão projetada para o sistema. Neste exemplo, cada bomba contribui com 50% do recalque total; i.e., $H_B = 2H_A$. A vazão correspondente para uma única bomba em operação é mostrada pelo ponto C, Q_C .

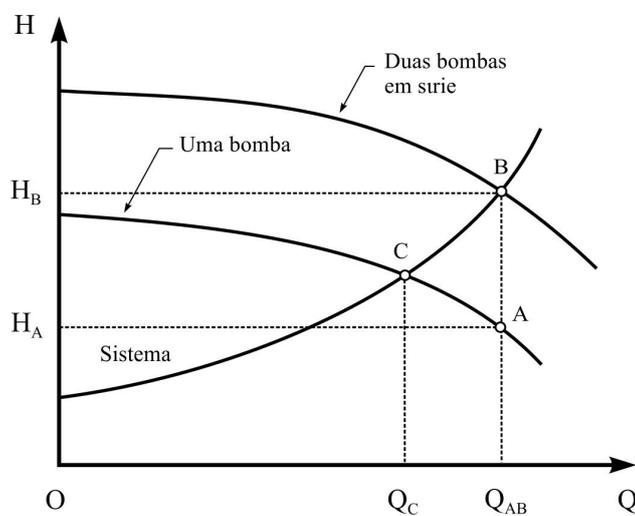


Figura 5.10 Curvas características de duas bombas operando em série.

5.6 Efeito da Rotação na Curva Característica da Bomba

Para uma mesma bomba operando à rotações distintas, N_1 e N_2 , as equações (5.5) simplificam-se para as seguintes expressões para a vazão, altura e potência:

$$\begin{aligned}\frac{Q_2}{Q_1} &= \frac{N_2}{N_1} \\ \frac{H_2}{H_1} &= \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \\ \frac{P_2}{P_1} &= \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3\end{aligned}\quad (5.14)$$

As duas primeiras expressões permitem construir a curva característica da bomba para uma rotação N_2 (H_2 vs. Q_2) conhecendo-se a curva característica para a rotação N_1 (H_1 vs. Q_1). Assim, para cada ponto genérico A_1 na curva para a rotação N_1 tem-se um ponto correspondente (homólogo) A_2 na curva para a rotação N_2 tal que

$$\begin{aligned}Q_{A_2} &= N_2 \left(\frac{Q_{A_1}}{N_1}\right) \\ H_{A_2} &= N_2^2 \left(\frac{H_{A_1}}{N_1^2}\right)\end{aligned}\quad (5.15)$$

A Fig. 5.11 mostra a construção da curva N_2 a partir da curva N_1 . Para uma série de rotações distintas N_1, N_2, \dots , o lugar geométrico dos pontos A_1, A_2, \dots , corresponde ao regime de operação semelhante. Para outra série de pontos B_1, B_2, \dots corresponderá uma segunda série de regime semelhante e, assim, sucessivamente.

Combinando as equações (5.15) obtém-se para uma série de operações semelhantes (i.e., para rotações distintas)

$$H = \left(\frac{H_{A_1}}{Q_{A_1}^2}\right) Q^2 = K Q^2 \quad (5.16)$$

Ou seja, o lugar geométrico dos pontos referentes ao regime semelhante é uma parábola de segundo grau que passa pela origem das coordenadas (parábola de regime de operação semelhante). Essas curvas estão mostradas em pontilhado na Fig. 5.11.

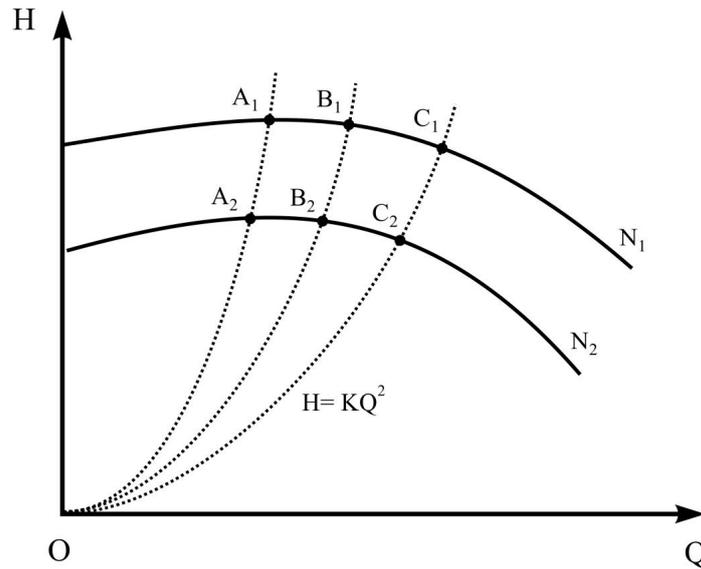


Figura 5.11 Curvas características para rotações distintas, N_1 e N_2 .

Pode-se provar que ao longo das parábolas de regime de operação semelhantes os rendimentos da bomba são constantes. Assim pode-se admitir que as curvas de operação semelhantes representam também o lugar geométrico dos pontos de rendimento constante, enquanto a rotação varia.

Definindo as condições de referência (nominais) pelo subscrito-1 (N_1, Q_1, H_1) e a razão de uma rotação genérica N para N_1 como $\alpha = N/N_1$, da Eq. (5.15) obtém-se para a vazão e altura genérica Q e H (função de N)

$$\begin{aligned} Q_1 &= \frac{Q}{\alpha} \\ H_1 &= \frac{H}{\alpha^2} \end{aligned} \quad (5.17)$$

Ora, a curva característica da bomba é dada pela Eq.(5.10) que, escrita para a condição nominal é

$$H_{b1} = H_o + c_1 Q_1 + c_2 Q_1^2 \quad (5.18)$$

Levando (5.17) em (5.18) obtém-se a expressão geral para a altura de recalque em função da rotação (ou razão entre rotações, α) e dos coeficientes H_o, c_1 e c_2 , que definem a curva nominal

$$H_b = \alpha^2 H_o + c_1 \alpha Q + c_2 Q^2 \quad (5.19)$$

Esta equação mostra que para $c_1=0$ (uma condição comum nas curvas características), uma redução na rotação ($\alpha < 1$), acarreta um deslocamento vertical, paralelo, para a altura de recalque igual a $(1-\alpha^2)H_o$. Desta forma, por exemplo, para uma redução de 20% na rotação ($\alpha = 0,80$) teremos uma queda na curva característica de $0,36 \times H_o$, para todos os valores da vazão.

5.7 Controle de Vazão por Válvula ou Rotação

A Fig. 5.12 representa a seguinte situação. Uma bomba d'água opera com a altura de 43,7 m e vazão de 4500 m³/h. Se a vazão é alta demais, esta deve ser reduzida, fechando-se uma válvula. Neste caso deseja-se reduzir a vazão para 4185 m³/h. O gráfico mostra que para esta situação a altura passa a ser de 46,7 m. Na realidade isto significa que a perda de pressão provocada na válvula parcialmente fechada é de 3,0 m (46,7-43,7). A energia perdida no processo é de $\Delta P = \rho g (Q_B H_B / \eta_B - Q_A H_A / \eta_A) = 1000 \times 9,81 \times (4185 \times 46,7 / 0,89 - 4500 \times 43,7 / 0,91) / (3600 \times 1000) = 9,5$ kW, toda convertida em calor.

Em bombas de grande porte (100 kW ou mais), mesmo pequenas diferenças na potência podem significar grandes valores de economia. Por isso é importante para o proprietário procurar a máquina que melhor se ajusta ao sistema visando sempre otimizar o rendimento, evitando perdas localizadas como o fechamento de válvulas.

Se a bomba necessita ser operada com vazão reduzida por longos períodos talvez seja economicamente vantajoso acioná-la por um redutor de velocidades, ou por outro motor, conforme o exemplo a seguir.

Consideremos o sistema operando a 4500 m³/h por 4400 horas por ano para o qual desejamos reduzir a vazão para 4185 m³/h. Representando uma operação para condições nominais a altura de recalque será de 43,7 m, com rendimento de 91%, Fig. 5.12. A energia anual consumida para esta situação é de $E_A = \rho g Q_A H_A \Delta t / \eta_A = 1000 \times 9,81 \times (4500 / 3600) \times 43,7 \times 4400 / 0,91 \times 1000 = 2,591 \times 10^6$ kWh.

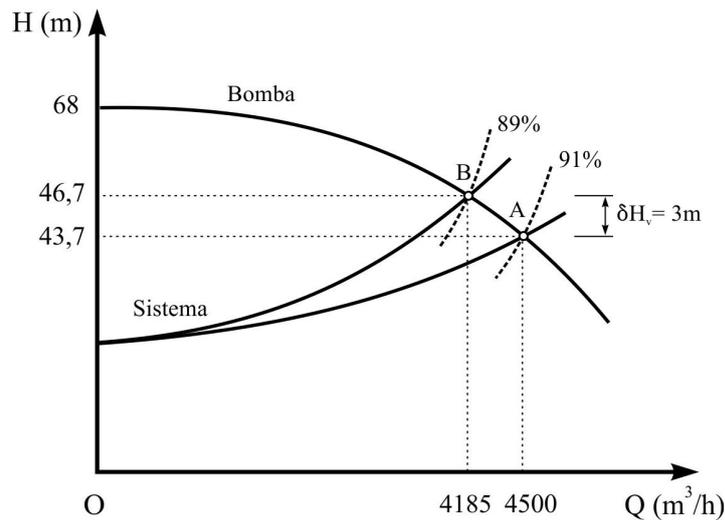


Figura 5.12 Pontos de operação de uma bomba para duas aberturas de válvula.

Os pontos operacionais para um acionamento à rotação reduzida são determinados pelas relações homólogas sugeridas pelas Eqs. (5.17). Portanto, H/N^2 e Q/N são constantes para N variável. Logo $H = K Q^2$, o que representa uma parábola passando pela origem, como mostrado na Fig. 5.11, Eq. (5.16).

O procedimento de cálculo para a nova condição pode ser feito obedecendo os seguintes passos:

- 1) A partir dos dados especificados obtém-se as equações das curvas características da bomba (rotação normal) e do sistema, ambas mostradas na Fig. 5.13;
- 2) Para a vazão desejada de 4185 m³/h obtém-se o ponto D, intersecção da abcissa 4185 com a curva do sistema. As coordenadas do ponto D são $(H, Q)_D = (40,74; 4185)$;
- 3) Com os dados para D, obtém-se a equação da parábola $H = 2,326 \times 10^{-6} Q^2$, conforme procedimento mostrado na Eq. (5.16);
- 4) Da intersecção da parábola com a curva característica nominal obtém-se o ponto C; ou seja, igualamos $H_C = 2,326 \times 10^{-6} Q_C^2 = 68 - 1,2 \times 10^{-6} Q_C^2$, da qual obtém-se $Q_C = 4391$ m³/h. Com este valor na curva da bomba (ou da parábola) obtém-se $H_C = 44,86$ m. Portanto, as coordenadas do ponto C, homólogo de D, são $(H, Q)_C = (44,86; 4391)$;
- 5) Uma interpolação linear entre os pontos A e B fornece o valor aproximado para o rendimento no ponto C, $\eta_C = 0,903$;

6) A nova rotação da bomba é obtida a partir da relação entre as vazões; i.e., $\alpha = N_D/N_C = Q_D/Q_C = 4185/4391 = 0,9529$, conforme indicado pela Eq. (5.17). Portanto, $N_2 = N_D = \alpha \times N_C = 0,9529 \times 885 = 843$ rpm;

7) Se desejar, podemos escrever a curva característica da bomba para a nova rotação. Da Eq. (5.19) obtém-se, $H_b = 0,9529^2 \times 68 - 1,2 \times 10^{-6} Q^2 = 61,75 - 1,2 \times 10^{-6} Q^2$.

A Fig. 5.13 mostra as equações e coordenadas calculadas aqui. Deve-se notar que a curva característica passa efetivamente pelo ponto D. Ou seja, o ponto D representa, de fato, a intersecção das curvas características da bomba e do sistema hidráulico.

A energia consumida pela bomba, na rotação reduzida de 843 rpm, para fornecer 4185 m³/h por 4400 horas por ano é $E_D = \rho g Q_D H_D \Delta t / \eta_D = 1000 \times 9,81 \times (4185/3600) \times 40,74 \times 4400 / 0,903 \times 1000 = 2,264 \times 10^6$ kWh/ano. A economia é, portanto, de 327 MWh/ano ($2,591 \times 10^6 - 2,264 \times 10^6$). Ao custo médio de US\$0,07/kWh, isso representa US\$22.900,00. Assim, se o custo anual do redutor, ou de um novo motor, for inferior a este valor ele poderá ser recomendado. Lembremos que devem ser considerados todos os custos adicionais da instalação do novo equipamento, incluindo rendimento termodinâmico, amortização e manutenção.

Para finalizar, a rotação específica da bomba (condições nominais) é calculada pela Eq. (5.9), que produz $N_s = 3020$. Portanto, é do tipo centrífugo com rotor largo e diâmetro médio — tipo Francis, Fig. 5.5. A potência para a nova condição de trabalho, 843 rpm, é de $P_D = 580$ kW. Para a condição nominal (padrão), a potência é de 590 kW. A um custo aproximado de US\$100,00/kW, obtém-se o valor de US\$59.000,00 para a bomba.

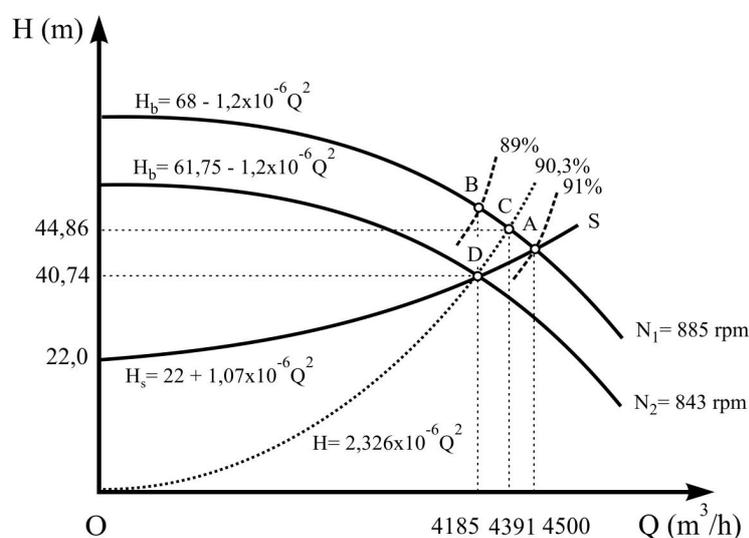


Figura 5.13 Operação de uma bomba para rotação reduzida.

5.8 Altura de Pressão de Segurança à Cavitação (NPSH)

A pressão estática na sucção das bombas centrífugas (e de deslocamento positivo) deve ser superior à pressão de vapor do líquido para evitar vaporização na região de entrada. Vaporização na entrada, também denominada *cavitação*, produz queda de pressão e, em casos severos, perda do escoamento. Cavitação pode causar *pitting* (erosão localizada) que, com o tempo, se for bastante severo, pode destruir o rotor.

A altura de pressão de segurança à cavitação, também conhecido na literatura inglesa como *Net Positive Suction Head*. NPSH é a diferença entre a pressão estática na linha de centro do flange de entrada da bomba e a pressão de vapor do líquido (na temperatura local), expresso em metros de coluna do líquido

$$NPSH = \frac{P_s - P_v}{\rho g} \quad (5.20)$$

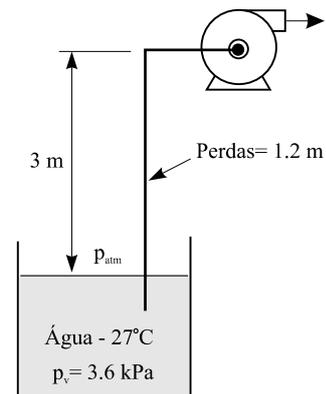
onde p_s é a pressão estática no flange de entrada, p_v é a pressão de vapor do líquido e ρ é a massa específica do líquido.

Existem dois NPSHs que o projetista deve considerar. O primeiro é o NPSH disponível (NPSHA), que depende do sistema de duto – principalmente da elevação da bomba relativa à fonte do líquido sendo bombeado. O segundo é o NPSH requerido (NPSHR) pela bomba selecionada para o serviço. Existe uma perda de pressão estática no interior da bomba à medida que o líquido passa pela carcaça e entra no rotor. A severidade dessa perda depende do projeto da carcaça e da quantidade de aceleração (e turbulência) que o líquido experimenta, à medida que entra nos canais entre as pás no rotor. Os fabricantes testam para o NPSHR para cada modelo de bomba e reproduzem essas exigências nas folhas de especificação do modelo. *O objetivo do projetista do sistema é garantir que o NPSHA seja superior ao NPSHR.*

Exercício 5.2 Calcular o NPSH para cada uma das situações indicadas abaixo.

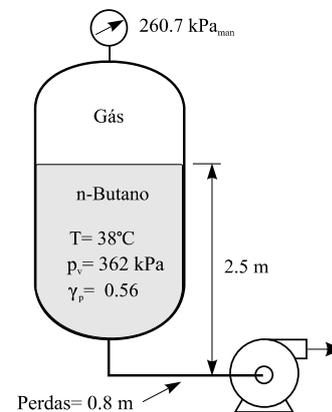
A) Sucção de líquido:

$$NPSH = \frac{(101,3 - 3,6) \times 10^3}{9,81 \times 1000} - 3 - 1,2 = 5,76 \text{ m}$$



B) Líquido no ponto de saturação:

$$NPSH = \frac{(101,3 + 260,7 - 362) \times 10^3}{9,81 \times 0,56 \times 1000} - 0,8 + 2,5 = 1,7 \text{ m}$$



C) Líquido pressurizado:

$$NPSH = \frac{(101,3 + 68 - 3,6) \times 10^3}{9,81 \times 1000} - 14 + 1,5 = 4,4 \text{ m}$$

