

Cap. V – Máquinas Hidráulicas Operatrizes - Bombas

Classificação Geral das Bombas:

Bombas	Dinâmicas ou Turbobombas	Bombas centrífugas	Puras ou radiais Tipo Francis
		Bombas de fluxo misto	
		Bombas de fluxo axial	
		Bombas periféricas ou regenerativas	
	Volumétricas ou Deslocamento positivo	Bombas alternativas	Pistão Êmbolo Diafragma
		Bombas rotativas	Engrenagens Lóbulos Parafusos Palhetas deslizantes

Aplicações Principais das Bombas:

1. Abastecimento de água
2. Sistema de esgotos
3. Drenagem
4. Rede de incêndio
5. Indústria química
6. Serviço marítimo
7. Sistemas hidráulicos
8. Produção de petróleo
9. Processamento de petróleo
10. Sistema de condensado
11. Sistema de água de refrigeração
12. Sistema de alimentação de caldeira
13. Sistema de lubrificação
14. Ignição
15. Usinas de celulose e papel
16. Indústrias de alimentos e bebidas
17. Serviço nuclear

Elementos construtivos principais de uma bomba:

• **Impelidor (rotor)**: Elemento rotativo constituído de uma roda de palhetas.

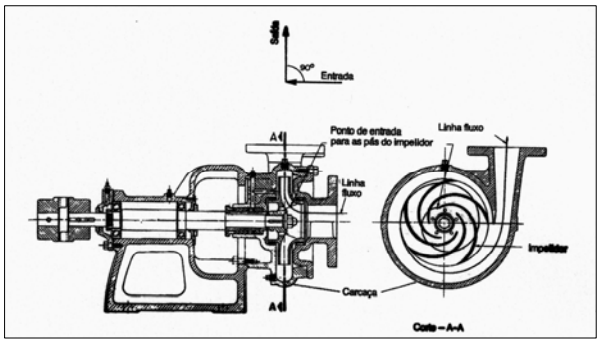
• **Carcaça**: Corpo da bomba.

• **Eixo rotativo**: Elemento de transferência de energia da fonte (motor) para o impelidor.

• **Mancais:** Elementos de apoio do eixo rotativo

• **Selos**: Elementos de vedação contra o vazamento do fluido

Elementos construtivos principais de uma bomba centrífuga:

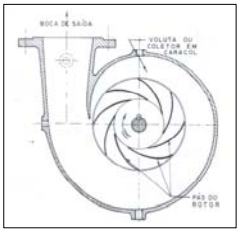




Rotores fechados



Rotor aberto



Voluta

Bombas Volumétricas:

Características:

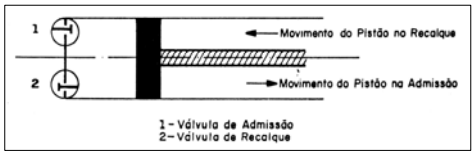
• A energia é fornecida ao líquido já na forma de pressão, não havendo necessidade de transformação, como nas bombas centrífugas.

• A movimentação do líquido é causada pela movimentação de um órgão mecânico da bomba, ocorrendo na mesma velocidade, direção e sentido.

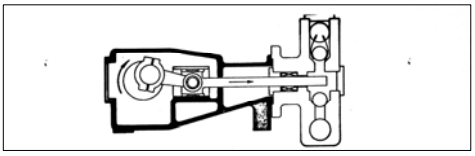
• A vazão média é praticamente constante, independentemente do sistema, desde que mantida a velocidade constante, ou seja, há uma relação constante entre a descarga e a velocidade da bomba.

•Podem iniciar seu movimento com a presença de ar no seu interior

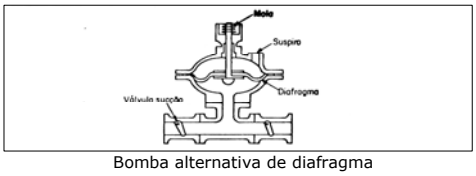
Bombas Volumétricas - Exemplos:



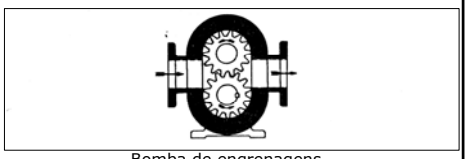
Bomba alternativa de pistão



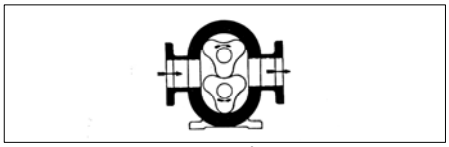
Bomba alternativa de êmbolo



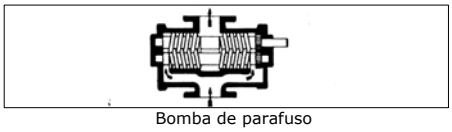
Bomba alternativa de diafragma



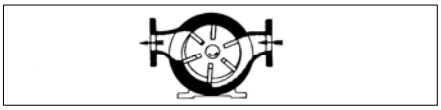
Bomba de engrenagens



Bomba de lóbulos



Bomba de parafuso



Bomba de palhetas

Turbobombas:

Características:

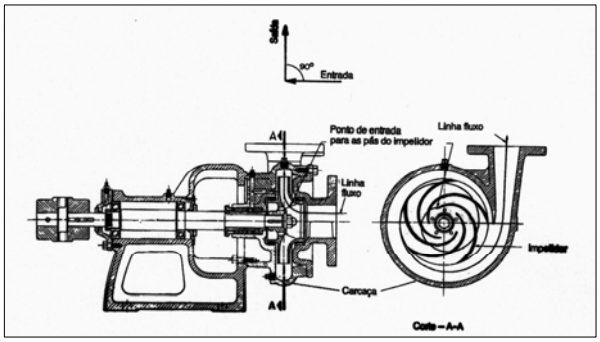
• A energia é fornecida ao líquido na forma cinética, sendo convertida em energia de pressão, através da passagem deste por um conduto de área crescente.

• A movimentação do líquido não ocorre necessariamente na mesma velocidade, direção e sentido do elemento impelidor.

• A vazão bombeada depende das características do projeto da bomba, da rotação e das características do sistema em que esta está operando.

• O início do funcionamento deve ser feito sem a presença de ar na bomba e no sistema de sucção, ou seja, a bomba deve estar cheia de líquido, ou "afogada".

Bombas Centrífugas:

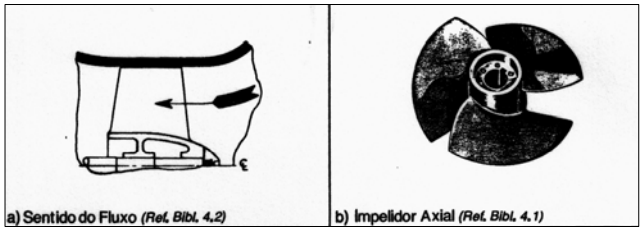


Características:

•A conversão da energia cinética em energia de pressão se dá através de forças centrífugas devido à rotação do líquido;

•Pressão elevada e baixa vazão

Bombas de Fluxo Axial:

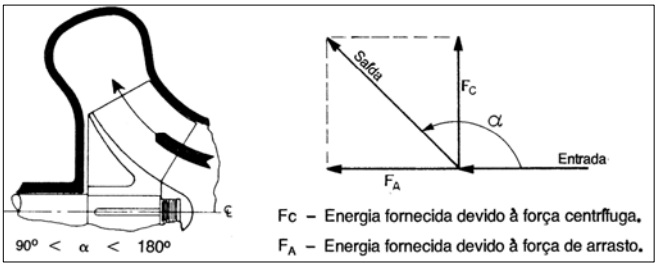


Características:

•A conversão da energia cinética em energia de pressão se dá através de forças de arrasto;

•Vazão elevada e baixa pressão

Bombas de Fluxo Misto:

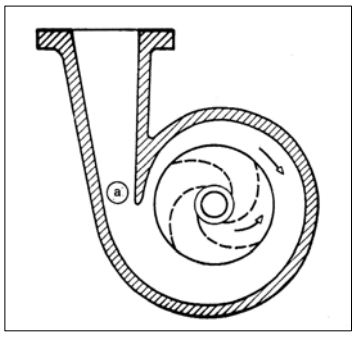


Características:

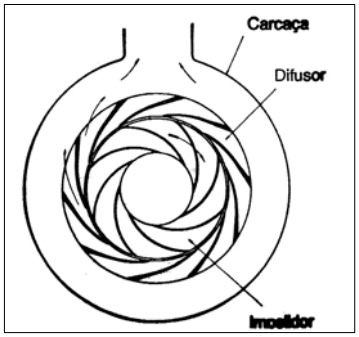
•A conversão da energia cinética em energia de pressão se forma intermediária através de forças de arrasto e centrífuga;

Bombas Centrífugas - Análise

Princípio básico: Criação de uma zona de baixa pressão e outra de alta pressão pela passagem do escoamento por regiões de área crescente, tanto no impelidor (canal divergente entre as pás), quanto na voluta e na região difusora da carcaça, produzindo assim energia de pressão que permitirá o líquido superar determinada altura de recalque e pressão na saída da bomba.



Carcaça em voluta



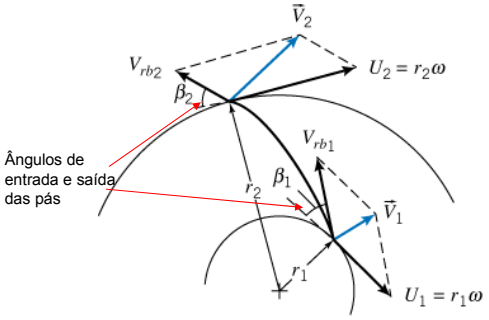
Carcaça em impelidor

Bombas Centrífugas - Análise

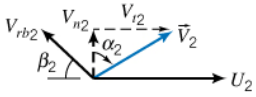
Objetivo do projeto: movimento suave do fluido através das pás

Situação idealizada: velocidades relativas ao rotor, tangentes ao perfil da pá (escoamento sem choque e vórtices) e velocidades absolutas puramente radiais

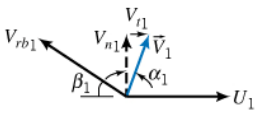
Polígono de Velocidades no impelidor (rotor) e no fluido



(a) Velocidade absoluta, igual à soma da velocidade relativa à pá com a velocidade do rotor



(c) Componentes de velocidade na saída



(b) Componentes de velocidade na entrada

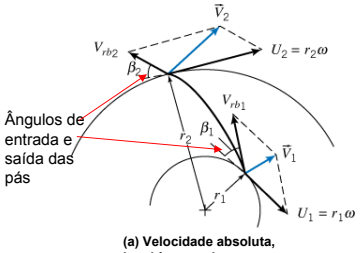
Bombas Centrífugas - Análise

- A partir da equação da continuidade, calcula-se V_{n1} e V_{n2};
- A partir dos ângulos β_1 β_2 e de V_{n1} e V_{n2}, determina-se V_{rb1} e V_{rb2};
- A partir de V_{rb1} e V_{rb2} e U_1 e U_2, determina-se V_{t1} e V_{t2};
- E assim, calcula-se o torque, a potência e a carga dinâmica da bomba (ideal):

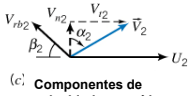
$$T_{eixo} = \left(r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}\right)\dot{m}$$

$$\dot{W}_m = \omega\left(r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}\right)\dot{m}$$

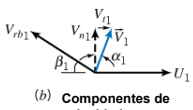
$$H = \frac{1}{g}\left(U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1}\right)$$



(a) Velocidade absoluta, igual à soma da velocidade relativa à pá com a velocidade do rotor



(c) Componentes de velocidade na saída

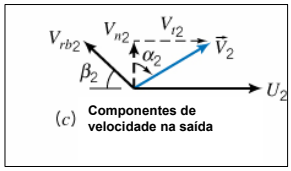


(b) Componentes de velocidade na entrada

Bombas Centrífugas - Análise

Para uma bomba com o fluxo de entrada puramente radial é nula a quantidade de movimento angular na entrada, pois $V_{t1}=0$, de forma que:

$$H = \frac{\dot{W}_m}{\dot{m} g} = \frac{1}{g}\left(U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1}\right) \Rightarrow H = \frac{U_2 V_{t2}}{g}$$



$$V_{t2} = U_2 - V_{rb2}\cos\beta_2 = U_2 - \frac{V_{n2}}{sen\,\beta_2}\cos\beta_2 = U_2 - V_{n2}\cot\beta_2$$

$$H = \frac{U_2^2 - U_2 V_{n2}\cot\beta_2}{g}$$

Se $\beta_2 = 90^0$ => pás radiais

Bombas Centrífugas - Análise

$$H = \frac{U_2^2 - U_2 V_{n2}\cot\beta_2}{g}$$

Para um impelidor de largura w, a vazão em volume é: $Q = \pi D_2 w V_{n2}$

$$V_{n2} = \frac{Q}{\pi D_2 w}$$

$$H = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2\cot\beta_2}{\pi D_2 w g} Q$$

$$H = C_1 - C_2 Q$$

C_1 e C_2 são funções da geometria da máquina e da velocidade de rotação

Bombas Centrífugas - Análise

Assim, a altura de carga H **ideal** varia linearmente com a vazão em volume:

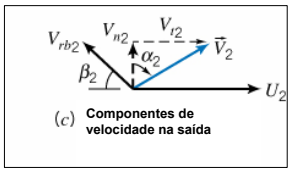
$$H = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cot \beta_2}{\pi D_2 w g} Q$$

$C_1 = \frac{U_2^2}{g}$ altura de carga **ideal** disponibilizada pela bomba para vazão zero, também chamada de altura de carga de fechamento ou bloqueio (*shutoff*), ou seja, o rotor gira sem que haja escoamento

$\frac{U_2 \cot \beta_2}{\pi D_2 w g}$ define a inclinação da curva H x Q, ou seja, é o coeficiente angular da função linear $H(Q) = C_1 - C_2 Q$

Bombas Centrífugas - Análise

$$H = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cot \beta_2}{\pi D_2 w g} Q \qquad H = C_1 - C_2 Q$$



Dependência da velocidade de saída em relação ao ângulo de saída das pás no impelidor:

$\beta_2 = 90^o \Rightarrow C_2 = 0$
Pás Radiais

- A componente tangencial da velocidade absoluta na saída é igual à velocidade do rotor ($V_{t2} = U_2$) e independe da vazão
- A altura de carga também independe da vazão

$\beta_2 < 90^o \Rightarrow C_2 > 0$
Pás Curvadas para Trás

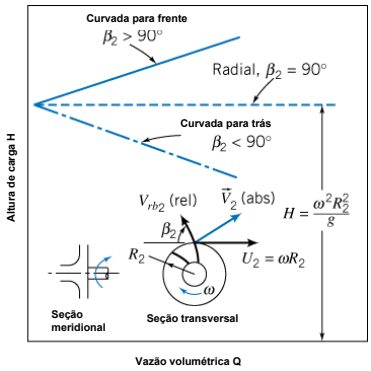
- A componente tangencial da velocidade absoluta na saída é inferior à velocidade do rotor e diminui com a vazão
- A altura de carga diminui linearmente com o aumento da vazão

$\beta_2 > 90^o \Rightarrow C_2 < 0$
Pás Curvadas para Frente
(pto. de operação instável)

- A componente tangencial da velocidade absoluta na saída é superior à velocidade do rotor e aumenta com a vazão
- A altura de carga aumenta linearmente com o aumento da vazão

Bombas Centrífugas - Análise

Dependência da velocidade de saída em relação ao ângulo de saída das pás no impelidor, no caso ideal:

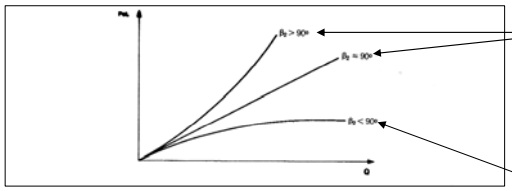


Bombas Centrífugas - Análise

Para a potência: $$H = \frac{\dot{W}_m}{\dot{m}\,g} \Rightarrow \dot{W}_m = \dot{m}\,g\,H \;\therefore\; \dot{W}_m = \rho\,g\,Q\,H$$

$$\dot{W}_m = \rho U_2^2 Q - \frac{\rho U_2 \cot\beta_2}{\pi D_2 w} Q^2$$

$$\dot{W}_m = K_1 Q - K_2 Q^2$$



Curvas teóricas Potência X Vazão - Bombas

Demanda de potência crescente com o aumento da vazão: dificuldade no controle da potência do motor e grande velocidade de saída do impelidor, o que acarretaria em um difusor (voluta) de grande comprimento

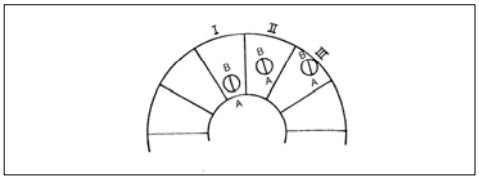
Demanda de potência praticamente constante com o aumento da vazão. Mais usado na prática.

Bombas Centrífugas - Análise

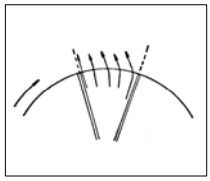
Curvas Reais de Funcionamento (curvas características): São obtidas das curvas teóricas (ideais) por meio da inclusão das perdas envolvidas no sistema.

Situação típica para bombas centrífugas: $\beta_2 < 90^o$ → **Demanda de potência praticamente constante com o aumento de vazão**

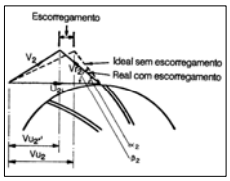
Faixa usual: $15^o < \beta_2 < 35^o \quad e \quad 15^o < \beta_1 < 50^o$



Posição relativa de uma partícula de fluido percorrendo o canal entre duas pás do impelidor



Desvio ou escorregamento da velocidade relativa

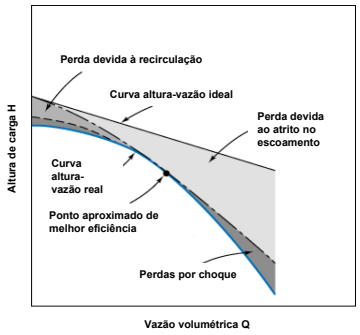


Efeito do escorregamento do triângulo de velocidades na descarga do impelidor

Bombas Centrífugas - Análise

Curva Característica H x Q: $H = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cot \beta_2}{\pi D_2 w g} Q$ $\quad H = C_1 - C_2 Q$

Rendimento Hidráulico η_h: decorre da turbulência e choques do fluido na passagem pelas pás, além do atrito interno do fluido no escoamento



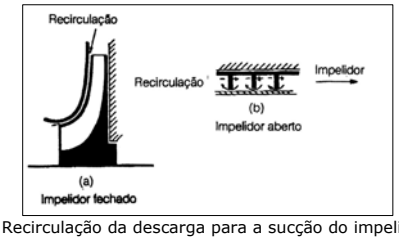
Curva real de Carga X Vazão

Bombas Centrífugas - Análise

Curva Característica Potência Absorvida x Vazão:

Rendimento Volumétrico η_v: decorre do fato de pequena parte da vazão bombeada pelo rotor não atingir a linha de descarga, sendo recirculada para a sucção da bomba. Varia de 2% (bombas grandes) a 10% (bombas pequenas)

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_r}$$



Recirculação da descarga para a sucção do impelidor

Bombas Centrífugas - Análise

Rendimento Mecânico (η_m): leva em conta o atrito gerado pela recirculação do fluido entre os discos rotativos que envolvem lateralmente as pás do impelidor e a carcaça, assim como as perdas nos mancais e no sistema de vedação. Estas últimas variam entre 1% (bombas grandes) e 5% (bombas pequenas).

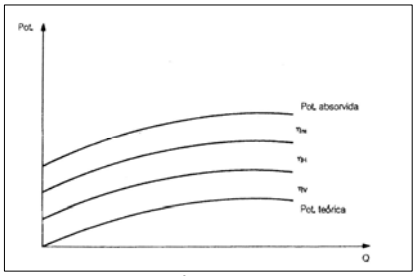
Rendimento Total da bomba(η): Atrito e turbulência do fluido; Recirculação; Atrito mecânico

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

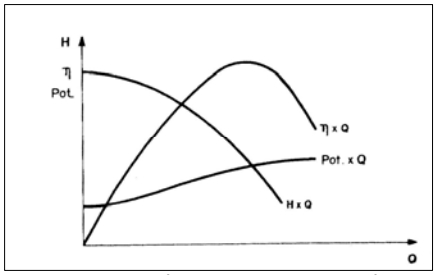
Potência cedida ao fluido

$$\eta = \frac{\dot{W}_h}{\dot{W}_m} = \frac{\rho g Q H}{\omega T}$$

Potência absorvida pela bomba



Curva de potência absorvida X vazão



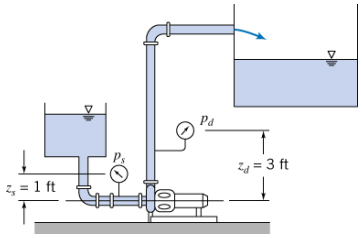
Curvas características para bombas centrífugas

Bombas Centrífugas - Análise

Ex. 10.3 - Cálculo das Características de uma bomba a partir de dados de teste

A figura mostra o sistema empregado no teste de uma bomba centrífuga à velocidade nominal de 1750 rpm. O líquido é água a 80°F; os diâmetros dos tubos de aspiração e descarga são de 6 in. Os dados medidos durante o teste são apresentados no quadro. O motor é de 460 V, trifásico, tem fator de potência 0,875 e uma eficiência constante de 90%. Calcular a altura de carga líquida e a eficiência da bomba para uma vazão volumétrica de 1000 gpm. Traçar os gráficos H x Q, Pot x Q e η x Q.

Vazão (gpm)	Pressão na Aspiração (psig)	Pressão na Descarga (psig)	Corrente do Motor (A)	Velocidade da Bomba (rpm)
0	−3,7	53,3	18,0	1.750
500	−4,2	48,3	26,2	1.745
800	−4,7	42,3	31,0	1.749
1.000	−5,7	34,3	36,0	1.750
1.100	−6,2	31,3	37,0	1.747
1.200	−6,7	27,3	37,3	1.752
1.400	−7,7	15,3	39,0	1.750
1.500	−8,4	7,3	41,5	1.753



Fox 4ª. edição

DADOS: Sistema de teste de bomba e dados, mostrados.

DETERMINAR: (a) Altura de carga da bomba e eficiência para $Q = 1.000$ gpm.
(b) Plote a altura de carga da bomba, a potência absorvida pela bomba e a sua eficiência em função da vazão em volu

SOLUÇÃO: Aplique a equação da energia a fim de determinar a potência fornecida ao fluido.
Considere o caso ideal ($\dot{Q} = 0$, $u_2 = u_1$).

Equação básica:

$$\dot{Q} - \dot{W}_s = \frac{\partial}{\partial t}\int_{VC} e\rho d\Psi + \int_{SC}\left(e + \frac{p}{\rho}\right)\rho\vec{V}\cdot d\vec{A};\ e = u + \frac{V^2}{2} + gz$$

($\dot{Q} = 0$ (1), $\partial/\partial t = 0$ (2))

Hipóteses: (1) $\dot{Q} = 0$
(2) Escoamento permanente
(3) Escoamento uniforme em cada seção
(4) $u_2 = u_1$
(5) $\overline{V}_2 = \overline{V}_1$
(6) Corrija todas as alturas de carga para a mesma cota

Portanto,

$$-\dot{W}_s = \dot{m}\left[\left(\frac{\overline{V}_2^2}{2} + gz_2 + \frac{p_2}{\rho}\right) - \left(\frac{\overline{V}_1^2}{2} + gz_1 + \frac{p_1}{\rho}\right)\right] = \dot{m}\frac{\Delta p}{\rho} = \rho Q\frac{\Delta p}{\rho} = Q\Delta p$$

Corrija as pressões estáticas medidas para a linha de centro da bomba (seja s o índice indicador da aspiração da bomba e d o índice indi dor da descarga):

$$p_1 = p_s + \rho g z_s$$

$$p_1 = -5{,}70\ \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} + 1{,}94\ \frac{\text{slug}}{\text{ft}^3} \times 32{,}2\ \frac{\text{ft}}{\text{s}^2} \times 1{,}0\text{ft} \times \frac{\text{lbf}\cdot\text{s}^2}{\text{slug}\cdot\text{ft}} \times \frac{\text{ft}^2}{144\ \text{in}^2} = -5{,}27\ \text{psig}$$

$$p_2 = p_d + \rho g z_d$$

$$p_2 = 34{,}3\ \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} + 1{,}94\ \frac{\text{slug}}{\text{ft}^3} \times 32{,}2\ \frac{\text{ft}}{\text{s}^2} \times 3{,}0\text{ft} \times \frac{\text{lbf}\cdot\text{s}^2}{\text{slug}\cdot\text{ft}} \times \frac{\text{ft}^2}{144\ \text{in}^2} = 35{,}6\ \text{psig}$$

...ule a potência mecânica entregue ao fluido:

$$\dot{W}_{ab} = -\dot{W}_s = Q\Delta p$$

$$= 1000\ \frac{\text{gal}}{\text{min}} \times \left[35{,}6 - (-5{,}27)\right] \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} \times \frac{\text{ft}^3}{7{,}48\ \text{gal}} \times \frac{\text{min}}{60\ \text{s}} \times 144\ \frac{\text{in}^2}{\text{ft}^2} \times \frac{\text{HP}\cdot\text{s}}{550\ \text{ft}\cdot\text{bf}}$$

$$\dot{W}_{ab} = 23{,}8\ \text{HP}$$

...ule a potência fornecida pelo motor (= potência absorvida pela bomba), das informações elétricas:

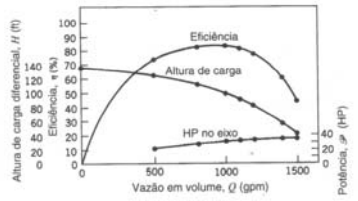
$$\mathcal{P}_{ab} = \eta\sqrt{3}(PF)EI$$

$$\mathcal{P}_{ab} = 0{,}90 \times \sqrt{3} \times 0{,}875 \times 460\text{V} \times 36{,}0\text{A} \times \frac{\text{W}}{\text{VA}} \times \frac{\text{HP}}{746\text{W}} = 30{,}3\ \text{HP}$$

...correspondente eficiência da bomba é

$$\eta_P = \frac{\dot{W}_{ab}}{\mathcal{P}_{ab}} = \frac{23{,}8\ \text{HP}}{30{,}3\ \text{HP}} = 0{,}785 \quad \text{ou} \quad 78{,}5\ \text{por cento}$$

...resultados de cálculos similares para outras vazões estão plotados abaixo:



Ex. 10.4 – Ajuste por Curva dos Dados de Desempenho de uma Bomba

Para a bomba do exemplo anterior, dados de teste foram fornecidos e o desempenho calculado. Vamos ajustar agora uma curva parabólica, $H=H_0-AQ^2$, aos resultados obtidos e comparar a curva ajustada com os valores medidos.

Fox 6ª. edição

DADOS: Dados de teste e de desempenho calculados no Problema-Exemplo 10.3.

DETERMINAR: (a) Curva parabólica, $H = H_0 - AQ^2$, ajustada aos dados de desempenho da bomba.
(b) Comparação da curva com o desempenho calculado.

SOLUÇÃO:

...juste por curva pode ser obtido através de uma curva linear de H versus Q^2. Tabulando,

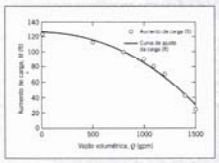
Do desempenho calculado: Q (gpm)	Q^2 (gpm²)	H (ft)	Do ajuste de curva: H (ft)	Erro (%)
0	0	123	127	2,8
500	25×10^4	113	116	3,1
800	64×10^4	100	99,8	−0,5
1000	100×10^4	89,2	84,6	−5,2
1100	121×10^4	80,9	75,7	−6,5
1200	144×10^4	69,8	65,9	−5,6
1400	196×10^4	42,8	43,9	2,5
1500	225×10^4	25,5	31,7	24,2
			Intercepção =	127
			Inclinação =	$-4{,}23 \times 10^{-4}$
			r^2 =	0,984

...ando o método dos mínimos quadrados, a equação da curva ajustada é obtida como

$$H\,(\text{ft}) = 127 - 4{,}23 \times 10^{-4}\,[Q(\text{gpm})]^2$$

...o coeficiente de determinação $r^2 = 0{,}984$.

...Tenha sempre o cuidado de comparar os resultados da curva ajustada com os dados usados para desenvolver o ajuste. A ...ura mostra a curva ajustada (a linha cheia) e os valores experimentais (os pontos).



Bombas Centrífugas - Análise

Fatores de influência na forma das Curvas Características de bombas centrífugas:

- Velocidade de rotação
- Diâmetro externo do impelidor
- Natureza do líquido (massa específica e viscosidade)
- Geometria do impelidor
- Tempo de serviço
- Presença de ar ou vapor misturado ao líquido

Principais Grupos Adimensionais relacionados ao desempenho das bombas centrífugas:

Leis das Bombas

$$\pi_1 = \frac{Q}{N D^3}$$

$$\pi_2 = \frac{H}{N^2 D^2}$$

$$\pi_3 = \frac{D^2 N \rho}{\mu}$$

$$\pi_4 = \frac{\dot{W}}{\rho N^3 D^5}$$

Potência

Velocidade de rotação em rpm

Relações entre os fatores de influência (N, D, ρ e μ) e as características de desempenho: vazão (Q), carga (H) e potencia ($\dot{W}$)

Bombas Centrífugas - Análise

Influência da variação da velocidade de rotação.

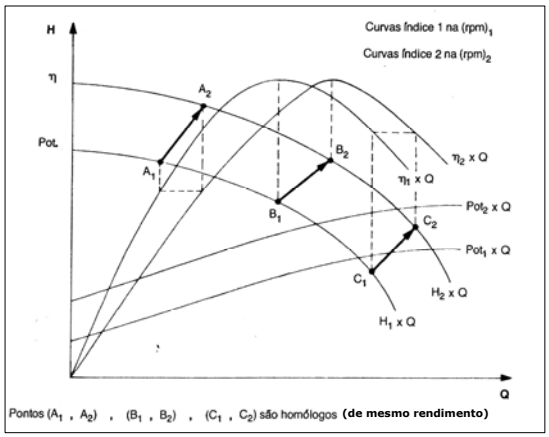
Combinando os grupos 1, 2 e 4:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1}$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2$$

$$\frac{\dot{W}_2}{\dot{W}_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3$$

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{\dot{W}_m}$$



Influência da velocidade de rotação nas curvas características

Bombas Centrífugas - Análise

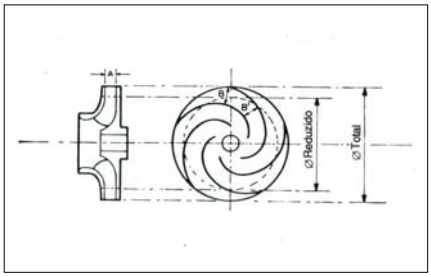
Influência da variação do diâmetro externo do impelidor, mantendo a semelhança geométrica

Combinando os grupos 1, 2 e 4:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$$

$$\frac{\dot{W}_2}{\dot{W}_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5$$



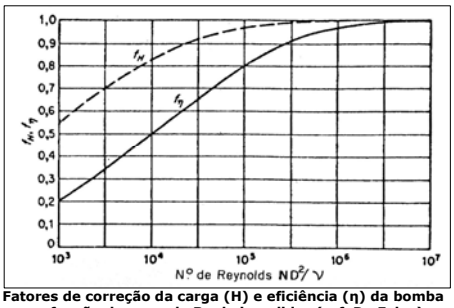
Bombas Centrífugas - Análise

Influência da natureza do fluido

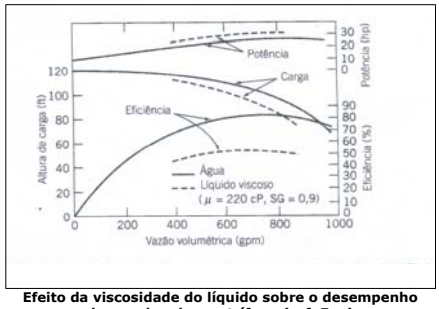
Variação da massa específica. Observando os grupos 1, 2 e 4, verifica-se que somente a potência varia (proporcionalmente) com esta propriedade.

$$\frac{\dot{W}_2}{\dot{W}_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1}$$

Variação da viscosidade. A influência desta propriedade sobre a altura de carga e sobre o rendimento é obtida experimentalmente a partir das curvas:



Fatores de correção da carga (H) e eficiência (η) da bomba em função do num. de Re do impelidor (ref. De Falco)



Efeito da viscosidade do líquido sobre o desempenho de uma bomba centrífuga (ref. Fox)

Bombas Centrífugas - Análise

Velocidade Específica (N_s): *Grupo adimensional que relaciona carga (H), vazão (Q) e rotação (N), muito utilizado pelos fabricantes na caracterização das condições de operação de famílias de bombas geometricamente semelhantes, sob condições semelhantes de escoamento. Caracteriza aspectos do projeto hidráulico de uma máquina. Ensaios com modelos físicos são usados neste processo.*

$$\pi_1 = \frac{Q}{N D^3} \qquad \pi_2 = \frac{H}{N^2 D^2}$$

(Eliminação do diâmetro das relações)

$$N_s = \pi_1^{1/2} \times \pi_2^{-3/4}$$

Velocidade específica **adimensional** N_s

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

em energia por unidade de massa

$$N_{sco} = \frac{N\,(rpm)\sqrt{Q\,(gpm)}}{H\,(ft)^{3/4}}$$

rpm, gpm e ft (EUA): unidades convenientes, porém inconsistentes

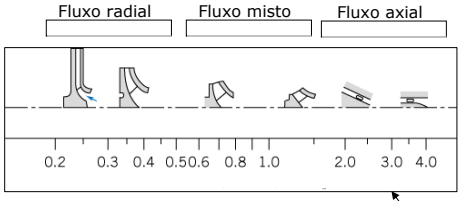
Velocidade específica **dimensional** N_{sco}

em energia por unidade de peso

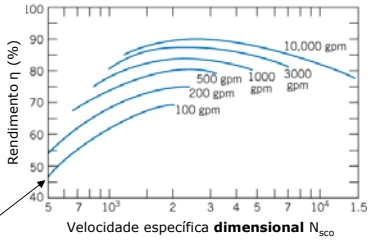
$$N_{sco} = N_s \times 2733$$

"Velocidade requerida para uma bomba produzir uma altura de carga unitária sob uma vazão volumétrica unitária."

Bombas Centrífugas - Análise

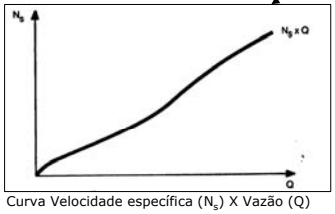


Velocidade específica **adimensional** N_s
(para uma dada condição de carga e vazão)



Velocidade específica **dimensional** N_{sco}

- para baixo N_S, alto η para bombas **radiais** (fisicamente maiores)
- para alto N_S, alto η para bombas **axiais** (fisicamente menores)
- bombas mais rápidas: maior capacidade
- bombas maiores (para um dado N_S): maior eficiência (menores perdas viscosas)



Curva Velocidade específica (N_s) X Vazão (Q)

$$N_{sco} = N_s \times 2733$$

$$500 < N_{sco} < 4000, \ \text{"baixa"}$$
$$10.000 < N_{sco} < 15.000, \ \text{"alta"}$$

Bombas Centrífugas - Análise

Ex. 10.6 – Comparação de Definições de Velocidade Específica

No ponto de melhor eficiência, uma bomba centrífuga, com diâmetro de rotor D=8 in, produz H=21,9 ft a Q=300 gpm, com N=1170 rpm. Calcule as velocidades específicas correspondentes, usando: (a) unidades usuais dos EUA, (b) unidades SI (rad/s, m^3/s, m^2/s^2), e (c) unidades européias (rps,m^3/s,m^2/s^2). Desenvolva fatores de conversão para relacionar as velocidades específicas.

Fox 6ª. edição

DADOS: Bomba centrífuga no ponto de melhor eficiência (PME ou BEP). Considere que as características da bomba são $H = 21{,}9$ ft, $Q = 300$ gpm, e $N = 1170$ rpm.

DETERMINAR:
- **(a)** Velocidade específica em unidades usuais dos Estados Unidos.
- **(b)** Velocidade específica em unidades SI.
- **(c)** Velocidade específica em unidades européias.
- **(d)** Fatores de conversão apropriados para relacionar as velocidades específicas.

SOLUÇÃO:

Equação básica: $N_s = \dfrac{\omega Q^{1/2}}{h^{3/4}}$ e $N_{S_{co}} = \dfrac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}}$

A partir das informações dadas, a velocidade específica em unidades usuais dos EUA é

$$N_{s_{co}} = 1170 \text{ rpm} \times (300)^{1/2} \text{ gpm}^{1/2} \times \frac{1}{(21{,}9)^{3/4} \text{ ft}^{3/4}} = 2000 \longleftarrow N_{s_{co}}$$

Converta as informações para unidades SI:

$$\omega = 1170 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times 2\pi \frac{\text{rad}}{\text{rev}} \times \frac{\text{min}}{60 \text{ s}} = 123 \text{ rad/s}$$

$$Q = 300 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \times \frac{\text{ft}^3}{7{,}48 \text{ gal}} \times \frac{\text{min}}{60 \text{ s}} \times (0{,}305)^3 \frac{\text{m}^3}{\text{ft}^3} = 0{,}0190 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 21{,}9 \text{ ft} \times 0{,}305 \frac{\text{m}}{\text{ft}} = 6{,}68 \text{ m}$$

A energia por unidade de massa é

$$h = gH = \frac{9{,}81\ \text{m}}{\text{s}^2} \times 6{,}68\ \text{m} = 65{,}5\ \text{m}^2/\text{s}^2$$

A velocidade específica adimensional obtida com a aplicação de unidades SI é

$$N_s = \frac{123\ \text{rad}}{\text{s}} \times (0{,}0190)^{1/2} \frac{\text{m}^{3/2}}{\text{s}^{1/2}} \times \frac{(\text{s}^2)^{3/4}}{(65{,}5)^{3/4}(\text{m}^2)^{3/4}} = 0{,}736 \longleftarrow N_s(\text{SI})$$

Converta a velocidade de operação para hertz:

$$\omega = \frac{1170\ \text{rev}}{\text{min}} \times \frac{\text{min}}{60\ \text{s}} \times \frac{\text{Hz} \cdot \text{s}}{\text{rev}} = 19{,}5\ \text{Hz}$$

Finalmente, a velocidade específica em unidades européias é

$$N_s(\text{Eur}) = \frac{19{,}5\ \text{Hz}}{} \times (0{,}0190)^{1/2} \frac{\text{m}^{3/2}}{\text{s}^{1/2}} \times \frac{(\text{s}^2)^{3/4}}{(65{,}5)^{3/4}(\text{m}^2)^{3/4}} = 0{,}117 \longleftarrow N_s(\text{Eur})$$

Para relacionar as velocidades específicas, forme razões:

$$\frac{N_{s_{co}}}{N_s(\text{Eur})} = \frac{2000}{0{,}117} = 17\,100$$

$$\frac{N_{s_{co}}}{N_s(\text{SI})} = \frac{2000}{0{,}736} = 2720$$

Este problema demonstra o uso das equações "de engenharia" para calcular velocidade específica de bombas a partir de cada um dos três conjuntos de unidades comumente utilizados e comparar os resultados. (Neste exemplo, três algarismos significativos foram usados em todos os cálculos. Resultados ligeiramente diferentes podem ser obtidos, se um maior número de algarismos significativos for considerado nos cálculos intermediários.)

Bombas Centrífugas - Análise

Ex. 7.6 – Aplicação das "Leis das Bombas"

Uma bomba centrífuga tem eficiência de 80% na sua velocidade específica de projeto de 2000 (unidades rpm, gpm e ft). O diâmetro do rotor é de 8 in. Nas condições de escoamento do ponto de projeto, a vazão em volume é de 300 gpm de água a 1170 rpm. Para obter uma vazão em volume maior, a bomba deve ser equipada com um motor de 1750 rpm. Usando as "leis das bombas", determinar as características de desempenho da bomba no ponto de projeto na velocidade mais alta. Mostre que a velocidade específica permanece constante para a velocidade de operação mais alta. Determine também o "tamanho", ou seja, a potência do motor.

Fox 6ª. edição

DADOS: Bomba centrífuga com velocidade específica de projeto de 2000 (em unidades rpm, gpm e pés). O diâmetro do rotor é $D = 8$ in. No ponto de projeto da bomba, as condições de escoamento são $\omega = 1170$ rpm e $Q = 300$ gpm, com água.

DETERMINAR: (a) As características de desempenho, (b) a velocidade específica, e (c) o tamanho requerido do motor para condições similares de escoamento a 1750 rpm.

SOLUÇÃO:

Das "leis" das bombas, $Q/\omega D^3 = \text{constante}$, logo

$$Q_2 = Q_1 \frac{\omega_2}{\omega_1}\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 = 300 \text{ gpm}\left(\frac{1750}{1170}\right)(1)^3 = 449 \text{ gpm} \quad \longleftarrow Q_2$$

A altura de carga da bomba não é especificada em $\omega_1 = 1170$ rpm, mas pode ser calculada a partir da velocidade específica, $N_{s_{co}} = 2000$. Usando as unidades dadas e a definição de $N_{s_{co}}$,

$$N_{s_{co}} = \frac{\omega Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad \text{logo} \quad H_1 = \left(\frac{\omega_1 Q_1^{1/2}}{N_{s_{co}}}\right)^{4/3} = 21{,}9 \text{ ft}$$

Então, $H/\omega^2 D^2 = \text{constante}$, logo

$$H_2 = H_1\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 = 21{,}9 \text{ ft}\left(\frac{1750}{1170}\right)^2(1)^2 = 49{,}0 \text{ ft} \quad \longleftarrow H_2$$

A potência fornecida pela bomba é $\mathcal{P}_1 = \rho g Q_1 H_1$, portanto em $\omega_1 = 1170$ rpm,

$$\mathcal{P}_1 = \frac{1{,}94 \text{ slug}}{\text{ft}^3} \times \frac{32{,}2 \text{ ft}}{\text{s}^2} \times \frac{300 \text{ gal}}{\text{min}} \times 21{,}9 \text{ ft} \times \frac{\text{ft}^3}{7{,}48 \text{ gal}} \times \frac{\text{min}}{60 \text{ s}} \times \frac{\text{lbf} \cdot \text{s}^2}{\text{slug} \cdot \text{ft}} \times \frac{\text{hp} \cdot \text{s}}{550 \text{ ft} \cdot \text{lbf}}$$

$$\mathcal{P}_1 = 1{,}66 \text{ hp}$$

Mas $\mathcal{P}/\rho\omega^3 D^5 = \text{constante}$, logo

$$\mathcal{P}_2 = \mathcal{P}_1\left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^3\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 = 1{,}66 \text{ hp}(1)\left(\frac{1750}{1170}\right)^3(1)^5 = 5{,}55 \text{ hp} \quad \longleftarrow \mathcal{P}_2$$

A potência de entrada requerida na bomba pode ser calculada como

$$\mathcal{P}_e = \frac{\mathcal{P}_2}{\eta} = \frac{5{,}55 \text{ hp}}{0{,}80} = 6{,}94 \text{ hp} \quad \longleftarrow \mathcal{P}_e$$

Assim, um motor de 7,5 hp (o tamanho comercial maior mais próximo) provavelmente seria especificado.

A velocidade específica em $\omega_2 = 1750$ rpm é

$$N_{s_{co}} = \frac{\omega Q^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{1750(449)^{1/2}}{(49{,}0)^{3/4}} = 2000 \quad \longleftarrow N_{s_{co}}$$

Este problema ilustra a aplicação das "leis" das bombas e da velocidade específica para transportar por escala dados de desempenho. As "leis" das bombas e ventiladores são largamente utilizadas nas indústrias na elaboração de curvas de desempenho para famílias de máquinas a partir dos dados de uma única curva de desempenho, e na especificação de velocidades específicas e potências de acionamento em aplicações de máquinas de fluxo.

Bombas Centrífugas - Análise

Ex. 10.7 – Transporte de Escala de Curvas de Desempenho de Bombas

Quando operando a N=1750 rpm, uma bomba centrífuga com diâmetro de rotor D=8in, tem altura de carga no bloqueio H_0 =25,0 ft. Na mesma velocidade de operação, a melhor eficiência ocorre para Q=300 gpm, onde a altura de carga é de H=21,9 ft. Faça o ajuste destes dados, por uma parábola, para a bomba a 1170 rpm. Transporte os resultados por escala para uma nova velocidade de operação a 1750rpm. Trace um gráfico e compare os resultados.

Fox 6ª. edição

DADOS: Bomba centrífuga (com rotor de $D = 8$ in) operada a $N = 1170$ rpm.

Q(gpm)	0	300
H(ft de água)	25,0	21,9

DETERMINAR: (a) A equação de uma parábola para as características da bomba a 1170 rpm.
(b) A equação correspondente para uma nova velocidade de operação de 1750 rpm.
(c) Comparação (gráfica) dos resultados.

SOLUÇÃO:

Admita uma variação parabólica na altura de carga da bomba da forma, $H = H_0 \mp AQ^2$. Resolvendo para A resulta em

$$A = \frac{H_0 - H}{Q^2} = (25{,}0 - 21{,}9)\text{ ft} \times \frac{1}{(300)^2(\text{gpm})^2} = 3{,}44 \times 10^{-5}\ \text{ft/(gpm)}^2$$

A equação desejada é

$$H\,(\text{ft}) = 25{,}0 - 3{,}44 \times 10^{-5}\,[Q(\text{gpm})]^2$$

A bomba permanece a mesma, portanto as duas condições de escoamento são geometricamente semelhantes. Admitindo que não ocorre cavitação, os dois escoamentos também serão cinematicamente semelhantes. Assim, a semelhança dinâmica será atendida quando os dois coeficientes de vazão forem igualados. Denotando a condição de 1170 rpm pelo subscrito 1 e a condição de 1750 rpm pelo subscrito 2, temos

$$\frac{Q_2}{\omega_2 D_2^3} = \frac{Q_1}{\omega_1 D_1^3} \quad \text{ou} \quad \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{N_2}{N_1}$$

visto que $D_2 = D_1$. Para a condição de bloqueio,

$$Q_2 = \frac{N_2}{N_1} Q_1 = \frac{1750\text{ rpm}}{1170\text{ rpm}} \times 0\text{ gpm} = 0\text{ gpm}$$

Do ponto de melhor eficiência tira-se a nova vazão

$$Q_2 = \frac{N_2}{N_1} Q_1 = \frac{1750\text{ rpm}}{1170\text{ rpm}} \times 300\text{ gpm} = 449\text{ gpm}$$

As alturas de carga da bomba são relacionadas por

$$\frac{h_2}{h_1} = \frac{H_2}{H_1} = \frac{N_2^2 D_2^2}{N_1^2 D_1^2} \quad \text{ou} \quad \frac{H_2}{H_1} = \frac{N_2^2}{N_1^2} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2$$

visto que $D_2 = D_1$. Para a condição de bloqueio,

$$H_2 = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 H_1 = \left(\frac{1750\text{ rpm}}{1170\text{ rpm}}\right)^2 25{,}0\text{ ft} = 55{,}9\text{ ft}$$

No ponto de melhor eficiência,

$$H_2 = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 H_1 = \left(\frac{1750\text{ rpm}}{1170\text{ rpm}}\right)^2 21{,}9\text{ ft} = 49{,}0\text{ ft}$$

O parâmetro da curva a 1750 rpm pode agora ser encontrado. Resolvendo para A, encontramos

$$A_2 = \frac{H_{02} - H_2}{Q_2^2} = (55{,}9 - 49{,}0)\text{ ft} \times \frac{1}{(449)^2(\text{gpm})^2} = 3{,}44 \times 10^{-5}\ \text{ft/(gpm)}^2$$

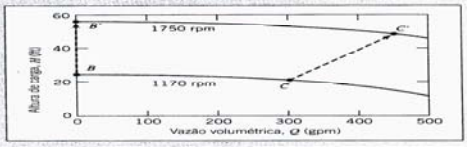
Note que A_2 para 1750 rpm é o mesmo que A_1 para 1170 rpm. Desse modo, demonstramos que o coeficiente A na equação parabólica não varia, quando a velocidade da bomba é alterada. As equações de "engenharia" para as duas curvas são

$$H_1 = 25{,}0 - 3{,}44 \times 10^{-5}\,[Q(\text{gpm})]^2 \qquad \text{(em 1170 rpm)}$$

e

$$H_2 = 55{,}9 - 3{,}44 \times 10^{-5}\,[Q(\text{gpm})]^2 \qquad \text{(em 1750 rpm)}$$

As curvas da bomba são comparadas no gráfico que se segue:



Este Problema-Exemplo ilustra o procedimento para:
- ✓ Obter a equação parabólica "de engenharia" de Q *versus* H, a partir de dados da altura de bloqueio H_0 e da melhor eficiência.
- ✓ Transporte por escala de curvas de bombas, de uma velocidade para outra.
- ● A planilha *Excel* para este Problema-Exemplo pode ser usada para gerar curvas de desempenho de bombas para uma dada faixa de velocidades.

Relações de energia no escoamento de um sistema fluido
Primeira Lei da Termodinâmica /Equação de Bernoulli

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{sistema} = \frac{\partial}{\partial t}\int_{vc} e\rho\, d\forall + \int_{sc} e\rho\vec{V}\cdot d\vec{A}$$

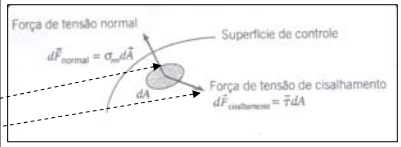
$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{\partial}{\partial t}\int_{vc} e\rho\, d\forall + \int_{sc} e\rho\vec{V}\cdot d\vec{A}$$

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz$$

$$\dot{W} = \dot{W}_s + \dot{W}_{normal} + \dot{W}_{cisalh.} + \dot{W}_{outros}$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{\partial}{\partial t}\int_{vc} e\rho\, d\forall + \int_{sc} (e + pv)\rho\vec{V}\cdot d\vec{A}$$

$$\dot{W} = \dot{W}_s + \dot{W}_{cisalh.} + \dot{W}_{outros}$$



Caso 1: Sem troca de calor/variação de energia interna e trabalho:

$$\dot{Q}^{0} - \dot{W}^{0} = \frac{\partial}{\partial t}\int_{vc} e^{0}\rho\, dv + \int_{sc} (e + pv)\rho\vec{V}\cdot d\vec{A}$$

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz, \quad \Delta u = 0$$

$$\Rightarrow \quad \frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2$$

$$\Downarrow$$

$$\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = cte$$

Caso 2: Com troca de calor/variação de energia interna e sem trabalho:

$$\dot{Q}^{0} - \dot{W}^{0} = \frac{\partial}{\partial t}\int_{vc} e\rho\, dv + \int_{sc} (e + pv)\rho\vec{V}\cdot d\vec{A} \rightarrow \dot{m}$$

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz$$

$$\dot{W} = \dot{W}_s + \dot{W}_{cisalh.} + \dot{W}_{outros}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}(u_2 - u_1) + \dot{m}\left(\frac{p_2}{\rho} - \frac{p_1}{\rho}\right) + \dot{m}g(z_2 - z_1) + \left(\int_A \frac{V_2^2}{2}\rho V_2 dA_2 - \int_A \frac{V_1^2}{2}\rho V_1 dA_1\right)$$

$$\left(\frac{p_1}{\rho} + \alpha_1\frac{\bar{V}_1^2}{2} + gz_1\right) - \left(\frac{p_2}{\rho} + \alpha_2\frac{\bar{V}_2^2}{2} + gz_2\right) = (u_2 - u_1) - \frac{\delta Q}{dm}$$

$$\alpha = \frac{\int_A \rho V^3 dA}{\dot{m}\bar{V}^2} = 1$$

coef. de energia cinética

$$\left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{\bar{V}_1^2}{2} + gz_1\right) - \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{\bar{V}_2^2}{2} + gz_2\right) = (u_2 - u_1) - \frac{\delta Q}{dm}$$

Perda de carga total (head loss), na forma térmica, devida à variação da energia interna e transferência de calor no escoamento.

Caso 3: Com troca de calor/variação de energia interna e trabalho de eixo:

$$\dot{Q} - \dot{W}_e = \frac{\partial}{\partial t}\int_{vc} e\rho\, dv + \int_{sc} (e + pv)\rho\vec{V}\cdot d\vec{A}$$

0 sobre $\dot{Q}$; $\dot{m}$ sobre a integral de superfície.

+ se cedido ao sistema (escoamento)
- se retirado do sistema (escoamento)

+ se realizado pelo sistema (escoamento)
- se fornecido ao sistema (escoamento)

Caso 3.1: Calor cedido (+) ao sistema e sem trabalho:

$$\dot{Q} = \left[(u_2 - u_1) + \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{\bar{V}_2^2}{2} + g z_2 \right) - \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{\bar{V}_1^2}{2} + g z_1 \right) \right] \dot{m}$$

$$\frac{\delta Q}{dm} = (u_2 - u_1) + \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{\bar{V}_2^2}{2} + g z_2 \right) - \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{\bar{V}_1^2}{2} + g z_1 \right)$$

Caso 3.2: Calor retirado (-) do sistema e sem trabalho:

$$\frac{\delta Q}{dm} = (u_1 - u_2) + \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{\bar{V}_1^2}{2} + g z_1 \right) - \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{\bar{V}_2^2}{2} + g z_2 \right)$$

Caso 3.3: Sem troca de calor e com trabalho realizado (+) pelo sistema :

0 sobre $\dot{Q}$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \left[(u_2 - u_1) + \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{\bar{V}_2^2}{2} + g z_2 \right) - \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{\bar{V}_1^2}{2} + g z_1 \right) \right] \dot{m}$$

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = (u_1 - u_2) + \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{\bar{V}_1^2}{2} + g z_1 \right) - \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{\bar{V}_2^2}{2} + g z_2 \right)$$

$(u_1 - u_2)$: Perda de carga

Turbinas

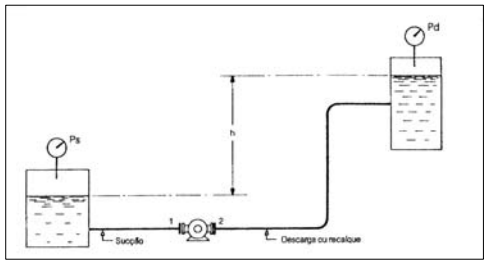
Caso 3.4: Sem troca de calor e com trabalho cedido (-) ao sistema:

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = (u_2 - u_1) + \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{\bar{V}_2^2}{2} + g z_2 \right) - \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{\bar{V}_1^2}{2} + g z_1 \right)$$

$(u_2 - u_1)$: Perda de carga

Bombas

Para um sistema de bombeamento :



No trecho de sucção:

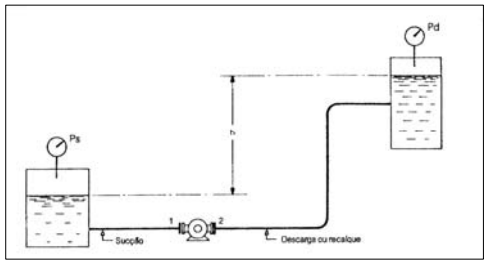
$$0 = \left[\left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{\bar{V}_1^2}{2} + g z_1 \right) - \left(\frac{p_s}{\rho} + \frac{\bar{V}_s^2}{2} + g z_s \right) + \left(u_1 - u_s \right) \right] \dot{m}$$

$$\div \dot{m} g$$

$$\left(\frac{p_s}{\rho g} + \frac{\bar{V}_s^2}{2g} + z_s \right) = \left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + z_1 \right) + \frac{\Delta u}{g} \Rightarrow \left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + z_1 \right) = \left(\frac{p_s}{\rho g} + \frac{\bar{V}_s^2}{2g} + z_s \right) - \frac{\Delta u}{g}$$

$$H_s = H_1 + h_s \Rightarrow H_1 = H_s - h_s$$

Para um sistema de bombeamento :



Na bomba:

$$-(-\dot{W}_m) = \left[\left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{\bar{V}_2^2}{2} + g z_2 \right) - \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{\bar{V}_1^2}{2} + g z_1 \right) + \left(u_2 - u_1 \right) \right] \dot{m}$$

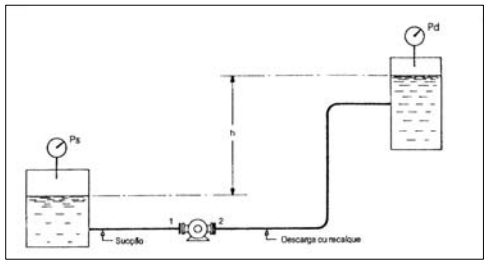
Potência recebida da bomba pelo escoamento (-)

$$\div \dot{m} g$$

$$\frac{\dot{W}_m}{\dot{m} g} = \left(\frac{p_2}{\rho g} + \frac{\bar{V}_2^2}{2g} + z_2 \right) - \left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + z_1 \right) + \frac{\Delta u}{g}$$

$$\frac{\dot{W}_m}{\dot{m} g} = H_2 - H_1 + h_b \Rightarrow \frac{\dot{W}_m}{\dot{m} g} = H_b + h_b$$

Para um sistema de bombeamento :



No trecho de descarga:

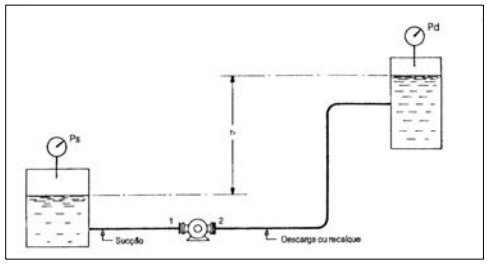
$$0 = \left[\left(\frac{p_d}{\rho} + \frac{\overline{V}_d^2}{2} + g z_d\right) - \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{\overline{V}_2^2}{2} + g z_2\right) + \left(u_d - u_2\right)\right]\dot{m}$$

$$\div \dot{m} g$$

$$\left(\frac{p_2}{\rho g} + \frac{\overline{V}_2^2}{2g} + z_2\right) = \left(\frac{p_d}{\rho g} + \frac{\overline{V}_d^2}{2g} + z_d\right) + \frac{\Delta u}{g} \Rightarrow \left(\frac{p_d}{\rho g} + \frac{\overline{V}_d^2}{2g} + z_d\right) = \left(\frac{p_2}{\rho g} + \frac{\overline{V}_2^2}{2g} + z_2\right) - \frac{\Delta u}{g}$$

$$H_2 = H_d + h_d \Rightarrow H_d = H_2 - h_d$$

Para um sistema de bombeamento :



No trecho completo:

sucção

$$H_s = H_1 + h_s$$

bomba

$$\frac{\dot{W}_m}{\dot{m} g} = H_2 - H_1 + h_b$$

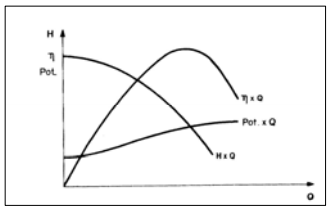
$$H_1 = H_2 + h_b - \frac{\dot{W}_m}{\dot{m} g}$$

descarga

$$H_2 = H_d + h_d$$

$$H_s = H_d + h_d + h_b + h_s - \frac{\dot{W}_m}{\dot{m} g} \Rightarrow \frac{\dot{W}_m}{\dot{m} g} = H = H_d - H_s + h_T$$

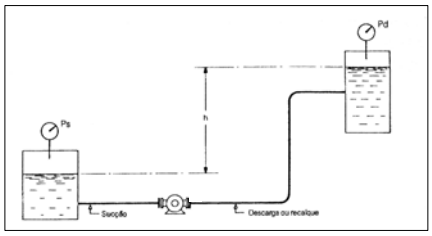
Características do Sistema



Curvas características para bombas centrífugas

Curva H x Q: Mostra a energia por unidade de peso que a bomba é capaz de fornecer ao fluido em função da vazão.

Altura Manométrica do Sistema (H): Energia por unidade de peso solicitada pelo sistema a uma bomba em função da vazão bombeada, da altura estática de elevação do fluido, da diferença de pressões entre a sucção e a descarga e das perdas existentes no circuito.



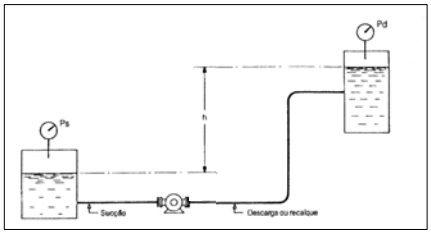
Sistema de bombeamento

Características do Sistema

Altura Manométrica de Sucção (H_s): Quantidade de energia por unidade de peso já existente no flange de sucção da bomba (ponto 1), para uma determinada vazão.

Altura Manométrica de Descarga (H_d): Quantidade de energia por unidade de peso que deve existir no flange de descarga da bomba (ponto 2), para que o fluido alcance o reservatório de descarga nas condições de vazão e pressão.

Obs: Mudança de notação: H_1 -> H_s , H_2 -> H_d (em relação à apresentação anterior)



Sistema de bombeamento

$$H = H_d - H_s$$

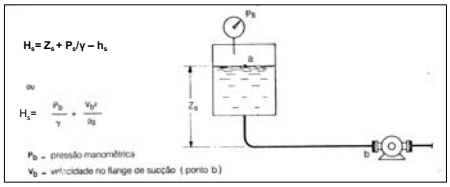
Características do Sistema

Altura Manométrica de Sucção (H_s): *"a energia disponível do sistema"*

1- Pela equação de Bernoulli:

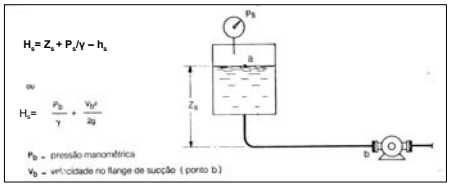
$$H_s = \begin{bmatrix} Energia\ por\ unidade\ de\ peso \\ no\ ponto\ de\ tomada\ de\ sucção \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} Perdas\ na\ linha\ de\ sucção \\ para\ a\ vazão\ considerada \end{bmatrix}$$

2- Por medição: $H_s = \frac{P_b}{\gamma} + \frac{V_b^2}{2g}$ $\quad Q = V_b A_b \therefore V_b = \frac{Q}{A_b}$

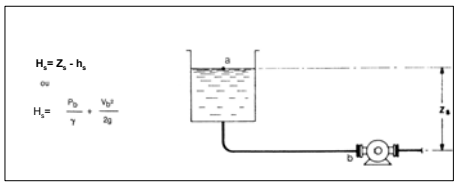


Características do Sistema

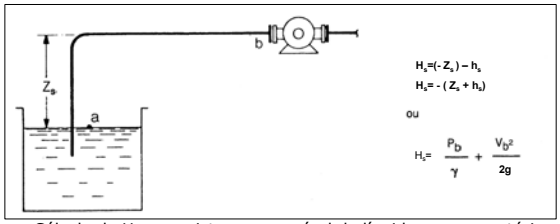
Altura Manométrica de Sucção (H_s):



Cálculo de H_s para sistema com reservatório de sucção pressurizado



Cálculo de H_s para sistema com reservatório de sucção aberto para a atmosfera



Cálculo de H_s para sistema com nível de líquido no reservatório de sucção abaixo da linha de centro de sucção da bomba

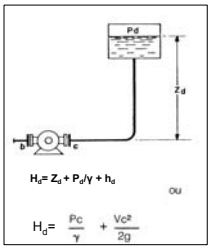
Características do Sistema

Altura Manométrica de Descarga (H_d): *"a energia requerida pelo sistema"*

1- Pela equação de Bernoulli:

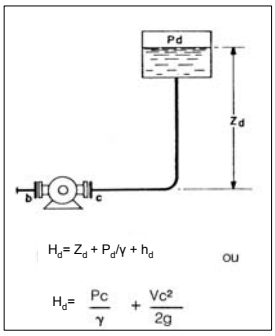
$$H_d = \begin{bmatrix} Energia\ por\ unidade\ de\ peso \\ no\ ponto\ final\ de\ descarga \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Perdas\ na\ linha\ de\ recalque \\ para\ a\ vazão\ considerada \end{bmatrix}$$

2- Por medição: $H_d = \frac{P_c}{\gamma} + \frac{V_c^2}{2g}$ $\quad Q = V_c A_c \therefore V_c = \frac{Q}{A_c}$

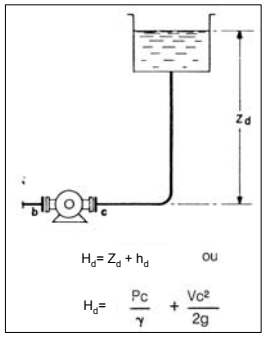


Características do Sistema

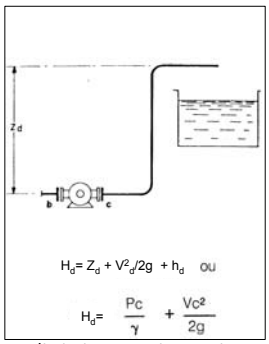
Altura Manométrica de Descarga (H_d):



Cálculo de H_d para reservatório de descarga pressurizado



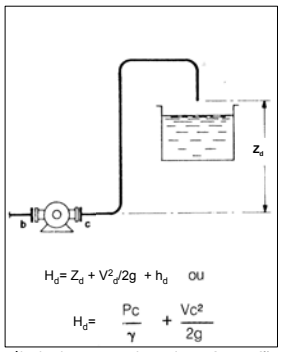
Cálculo de H_d para reservatório de descarga aberto para atmosfera



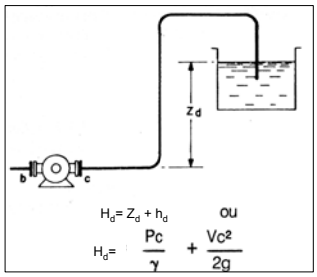
Cálculo de H_d para descarga livre

Características do Sistema

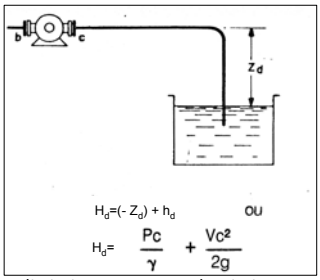
Altura Manométrica de Descarga (H_d):



Cálculo de H_d considerando o efeito sifão



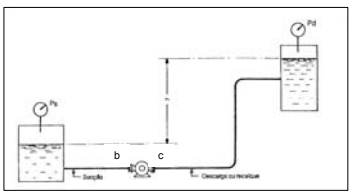
Cálculo de H_d considerando o efeito sifão



Cálculo de H_d com reservatório de descarga abaixo da linha de centro da bomba

Características do Sistema

Altura Manométrica Total (H): *"diferença entre a energia requerida e a disponível"*



1- Pela equação de Bernoulli:

$$H = H_d - H_s = (Z_d - Z_s) + \frac{(P_d - P_s)}{\gamma} + (h_s + h_d)$$

2- Por medição:

$$H = H_c - H_b = \frac{P_c - P_b}{\gamma} + \frac{V_c^2 - V_b^2}{2g}$$

Características do Sistema

Determinação da Curva do Sistema

$$H = (Z_d - Z_s) + \frac{(P_d - P_s)}{\gamma} + (h_s + h_d)$$

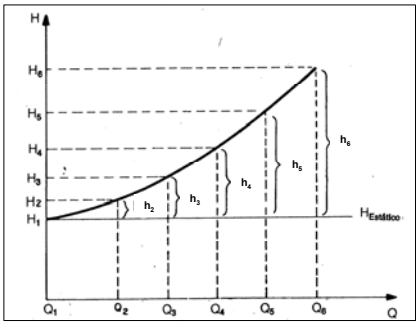
H estático, não varia com a vazão

H de atrito, varia com a vazão

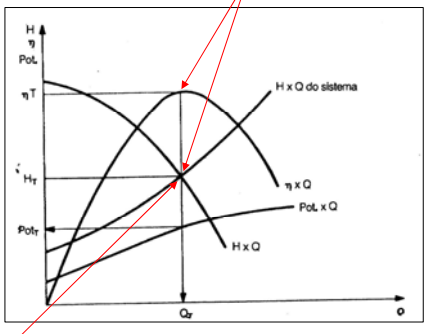
Características do Sistema

Determinação da Curva do Sistema e do Ponto de Trabalho

A bomba deve ser selecionada (velocidade e tamanho) de forma que tenha o melhor rendimento [H_{gerado} = f(consumo de energia elétrica do motor)] na vazão do ponto de trabalho.



Curva do sistema



Ponto de trabalho (Q_t, H_t, P_t, η_t)

No ponto de trabalho, é esperado que haja estabilidade da operação, pois havendo, por algum motivo, variação momentânea da vazão, esta é corrigida automaticamente pela altura de carga que a bomba passaria a poder fornecer antes desta variação, fazendo a operação retornar às condições do ponto de trabalho.

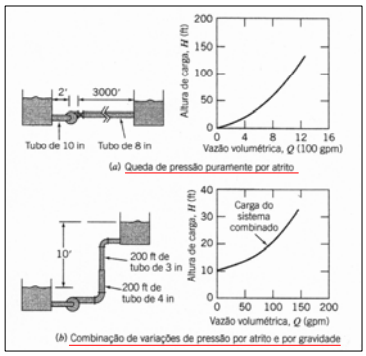
Características do Sistema

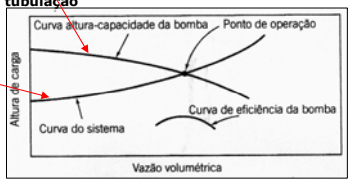
Determinação da Curva do Sistema e do Ponto de Trabalho

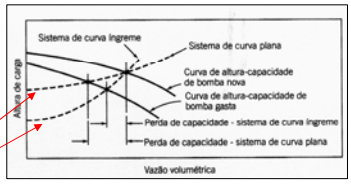
Causas de variação das curvas (imposição de vazões menores):

- Bomba: perda de capacidade devido ao desgaste pelo uso (vazamentos)

-Sistema: aumento da resistência devido ao envelhecimento da tubulação (depósitos minerais nas paredes)





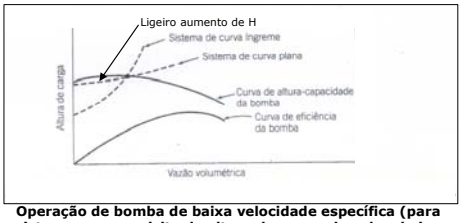


A curva do sistema se aproxima de uma parábola, cuja curvatura é maior quanto maior for a contribuição da perda total por atrito (distribuídas e localizadas) em relação ao requisito de diferença de pressão e de altura a ser vencida. Observar no Diagrama de Moody a tendência do fator de atrito se tornar constante com o aumento do número de Reynolds do escoamento (aumento da turbulência). Ou seja, quanto mais turbulento o escoamento, menos sensível ao atrito será, sendo este por sua vez função da rugosidade relativa.

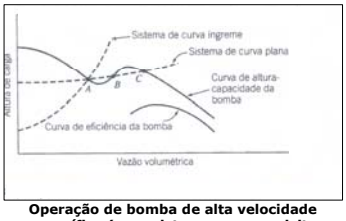
Características do Sistema

Determinação da Curva do Sistema e do Ponto de Trabalho

Instabilidade de operação em sistemas de curva plana

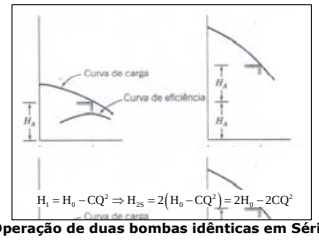


Operação de bomba de baixa velocidade específica (para sistema com requisito de altura de carga elevada e baixa vazão) próximo à condição de bloqueio

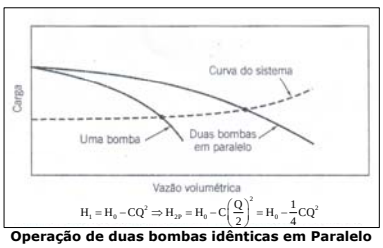


Operação de bomba de alta velocidade específica (para sistema com requisito de baixa altura de carga e vazão elevada) próximo à inflexão

Arranjo de bombas: Série e Paralelo



Operação de duas bombas idênticas em Série

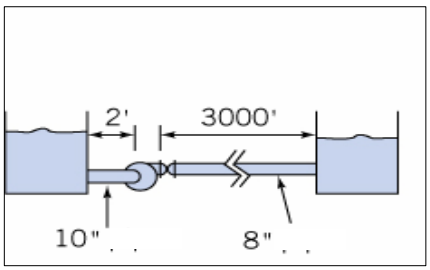


Operação de duas bombas idênticas em Paralelo

Características do Sistema

Ex. 10.9 - Determinação do Ponto de Trabalho de um Sistema de Bombeamento

A bomba do sistema mostrado, operando a 1750 rpm, é usada para bombear água. A relação HxQ da bomba utilizada ($H=H_0-CQ^2$) possui a altura de carga de bloqueio H_0 =55,9 ft e $C=3,44x10^{-5}$ ft/(gpm)^2. Desenvolver uma expressão algébrica para a forma geral da curva de resistência do sistema, calcular e plotar esta curva. Resolver graficamente para o ponto de operação do sistema.



Fox 4ª. edição

DADOS: Bomba do Problema-Exemplo 11.7, operando a 1.750 rpm, com $H = H_0 - AQ^2$, onde $H_0 = 55,9$ ft e $A = 3,44 \times 10^{-5}$ ft/(gpm)^2. Sistema da Fig. 11.19*a*, onde $L_1 = 2$ ft de tubo com $D_1 = 10$ in. e $L_2 = 3.000$ ft de tubo com $D_2 = 8$ in., transportando água entre dois grandes reservatórios cujas superfícies estão no mesmo nível.

DETERMINAR: (a) Desenvolva uma expressão algébrica geral para a curva de resistência do sistema.
(b) Calcule e plote a curva de resistência do sistema.
(c) Resolva graficamente para o ponto de operação do sistema.
(d) Obtenha uma expressão analítica aproximada para a curva de resistência do sistema.
(e) Resolva analiticamente para o ponto de operação do sistema.

SOLUÇÃO:
Aplique a equação da energia para escoamento em tubos, permanente, inteiramente desenvolvido.
Equações de cálculo:

$$\frac{p_0}{\rho} + \alpha_0 \frac{\overline{V}_0^2}{2} + g z_0 - \left(\frac{p_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\overline{V}_1^2}{2} + g z_1 \right) = h_{f_{T_{01}}}$$

$$\frac{p_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\overline{V}_2^2}{2} + g z_2 - \left(\frac{p_3}{\rho} + \alpha_3 \frac{\overline{V}_3^2}{2} + g z_3 \right) = h_{f_{T_{23}}}$$

Onde os pontos ① e ② estão localizados logo a montante e a jusante da bomba, respectivamente, e z_0 e z_3 são as cotas das superfícies dos reservatórios de suprimento e de descarga, respectivamente.

Hipóteses: (1) $p_0 = p_3 = p_{atm}$
(2) $V_0 = V_3 = 0$
(3) Escoamento uniforme em cada seção

Somando, obtemos

$$\frac{p_2}{\rho}+\alpha_2\frac{\overline{V}_2^2}{2}+g z_0-\frac{p_1}{\rho}-\alpha_1\frac{\overline{V}_1^2}{2}-g z_3=h_{IT_{01}}+h_{IT_{23}}$$

O aumento de pressão através da bomba é, então,

$$\frac{\Delta p}{\rho}=\frac{p_2-p_1}{\rho}=\alpha_1\frac{\overline{V}_1^2}{2}-\alpha_2\frac{\overline{V}_2^2}{2}+g(z_3-z_0)+h_{IT_{01}}+h_{IT_{23}}$$

Converta para aumento de altura de carga, dividindo por g

$$H=\frac{\Delta p}{\rho g}=\frac{\alpha_1\overline{V}_1^2-\alpha_2\overline{V}_2^2}{2g}+z_3-z_0+\frac{h_{IT_{01}}}{g}+\frac{h_{IT_{23}}}{g}$$

O total das perdas de carga é a soma das perdas distribuídas com as perdas localizadas; logo,

$$h_{IT_{01}}=K_{entr.}\frac{\overline{V}_1^2}{2}+f_1\frac{L_1}{D_1}\frac{\overline{V}_1^2}{2}=\left(K_{entr.}+f_1\frac{L_1}{D_1}\right)\frac{\overline{V}_1^2}{2}$$

$$h_{IT_{23}}=f_2\frac{L_2}{D_2}\frac{\overline{V}_2^2}{2}+K_{saída}\frac{\overline{V}_2^2}{2}=\left(f_2\frac{L_2}{D_2}+K_{saída}\right)\frac{\overline{V}_2^2}{2}$$

Da continuidade, $\overline{V}_1A_1=\overline{V}_2A_2$, logo, $\overline{V}_1=\overline{V}_2\frac{A_2}{A_1}=\overline{V}_2\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$.

Substituindo

$$H=\frac{\alpha_1\overline{V}_2^2\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4-\alpha_2\overline{V}_2^2}{2g}+\left(K_{entr.}+f_1\frac{L_1}{D_1}\right)\frac{\overline{V}_2^2}{2g}\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4+\left(f_2\frac{L_2}{D_2}+K_{saída}\right)\frac{\overline{V}_2^2}{2g}+z_3-z_0$$

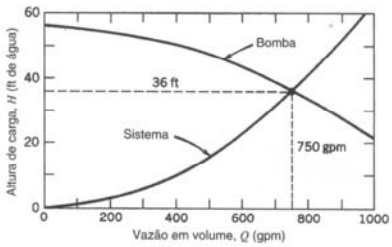
ou, após simplificarmos,

$$H=\left[\alpha_1\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4-\alpha_2+\left(K_{entr.}+f_1\frac{L_1}{D_1}\right)\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4+f_2\frac{L_2}{D_2}+K_{saída}\right]\frac{\overline{V}_2^2}{2g}+z_3-z_0 \qquad H$$

Esta é a relação geral para a curva de resistência do sistema. Calcule e tabule para diversas vazões em volume (com $z_3=z_0$):

Q (gpm)	$\overline{V}_1$ (ft de água)	Re_1 (1000)	f_1 (–)	$\overline{V}_2$ (ft de água)	Re_2 (1000)	f_2 (–)	H (ft)
0	0,00	0	0,000	0,00	0	0,000	0
100	0,41	32	0,026	0,64	40	0,026	1
200	0,82	63	0,023	1,28	79	0,024	3
300	1,23	95	0,022	1,91	119	0,023	6
400	1,63	127	0,022	2,55	158	0,022	10
500	2,04	158	0,021	3,19	198	0,022	16
600	2,45	190	0,021	3,83	238	0,022	23
700	2,86	222	0,021	4,47	277	0,022	31
800	3,27	253	0,021	5,11	317	0,022	40
900	3,68	285	0,021	5,74	356	0,022	51
1.000	4,09	317	0,021	6,38	396	0,022	62
1.100	4,49	348	0,021	7,02	435	0,021	75
1.200	4,90	380	0,021	7,66	475	0,021	89
1.300	5,31	412	0,020	8,30	515	0,021	105
1.400	5,72	443	0,020	8,94	554	0,021	121
1.500	6,13	475	0,020	9,57	594	0,021	139

As curvas da bomba e de resistência do sistema estão plotadas abaixo:



A solução gráfica é mostrada no traçado. No ponto de operação, $H \approx 36\,\text{ft}$ e $Q = 750$ gpm (os resultados gráficos são precisos a dois algarismos significativos, no máximo).

A expressão analítica aproximada para a curva de resistência do sistema é deduzida como segue. Se o escoamento tiver número de Reynolds elevado estará no regime inteiramente rugoso. Portanto, os fatores de atrito serão constantes e

$$H = Z_0 + CQ^2$$

onde $Z_0 = z_3 - z_0$ e $C = 2/\pi D^2 g$ vezes o termo entre colchetes na equação geral de H, acima. Para este escoamento, $Z_0 = 0$ e $C = 6{,}17 \times 10^{-5}\ \text{ft/(gpm)}^2$. Assim, a expressão analítica para a curva do sistema é

$$H = 6{,}17 \times 10^{-5}\ \text{ft/(gpm)}^2\ [\,Q(\text{gpm})^2]$$

As equações da curva da bomba e da curva de resistência do sistema são resolvidas simultaneamente a fim de determinar o ponto de operação do sistema. Portanto,

$$H_p = H_0 - AQ^2 = Z_0 + CQ^2$$

Explicitando Q, a vazão em volume no ponto de operação,

$$Q = \left[\frac{H_0 - Z_0}{A + C}\right]^{1/2}$$

Para este caso, $Z_0 = 0$, e

$$Q = \left[55{,}9\,\text{ft} \times \frac{(\text{gpm})^2}{(3{,}44 \times 10^{-5} + 6{,}17 \times 10^{-5})\,\text{ft}}\right]^{1/2} = 763\,\text{gpm} \longleftarrow Q$$

A vazão em volume pode ser levada em qualquer das expressões da altura de carga para calcular esta no ponto de operação, como,

$$H = C\,Q^2 = 6{,}17 \times 10^{-5}\,\frac{\text{ft}}{(\text{gpm})^2}\,(763)^2(\text{gpm})^2 = 35{,}9\,\text{ft} \longleftarrow H$$

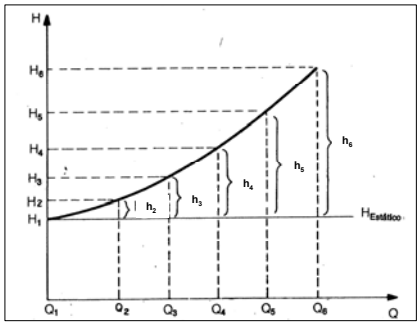
A comparação dos resultados mostra que a solução gráfica é de precisão aceitável. A solução gráfica apresentou valores cerca de 0,3 por cento maiores em altura de carga e cerca de 1,7 por cento maiores em vazão. Quando recordamos que o cálculo da resistência do sistema dependia de coeficientes de fluxo em tubos precisos dentro de aproximadamente ± 10 por cento, concluímos que isto é perfeitamente aceitável.

O propósito deste problema foi ilustrar os procedimentos usados para determinar o ponto de operação de uma bomba e de um sistema de escoamento usando métodos de solução tanto analíticos quanto gráficos. O exemplo mostra que qualquer um deles pode ser utilizado na obtenção de resultados dentro da precisão da engenharia.

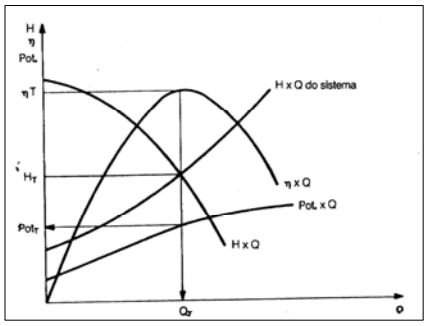
Características do Sistema

Fatores que modificam a curva do sistema:

- Natureza do líquido (influência da viscosidade e do peso específico)
- Temperatura do líquido (influência da viscosidade e peso específico)
- Alturas estáticas de sucção e descarga
- Pressões nos reservatórios
- Características das tubulações e acessórios das linhas de sucção e descarga



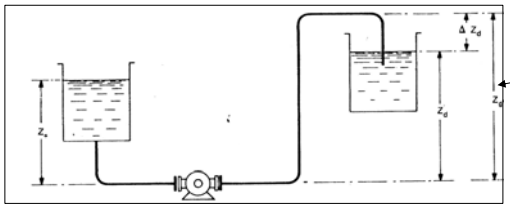
Curva do sistema



Ponto de trabalho (Q_t, H_t, P_t, η_t)

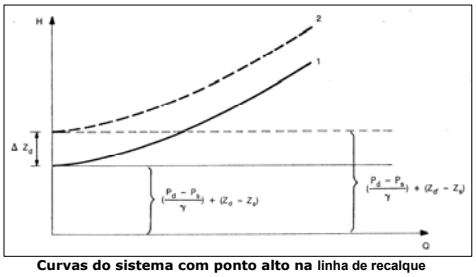
Características do Sistema

Influência do nível de líquido – alturas estáticas de sucção e descarga:



$Z_{d'}$: altura a ser considerada na partida com a linha de recalque vazia

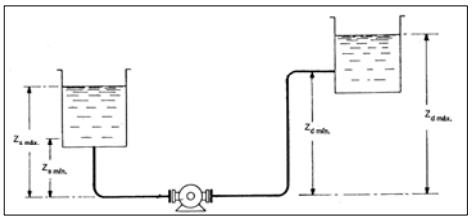
Linha de recalque com ponto alto



Curvas do sistema com ponto alto na linha de recalque

Características do Sistema

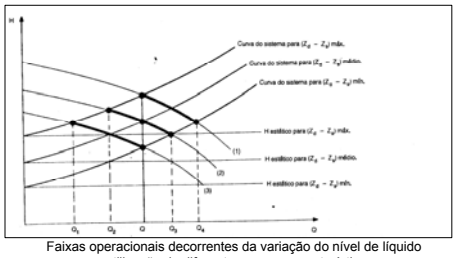
Influência do nível de líquido – alturas estáticas de sucção e descarga:



Variação de Z_d e Z_s ao longo de uma operação de transferência de produto

$(Z_d - Z_s)_{min} = Z_{dmin} - Z_{smax}$: início da operação

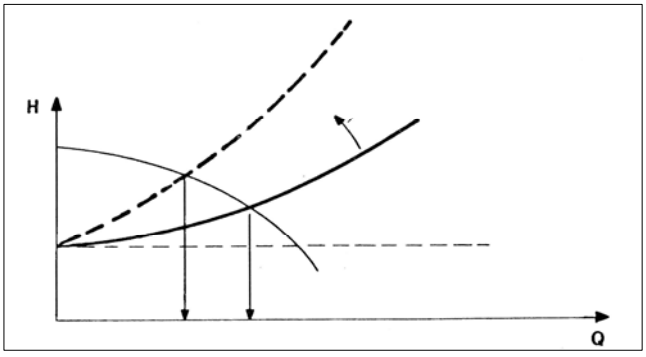
$(Z_d - Z_s)_{max} = Z_{dmax} - Z_{smin}$: final da operação



Faixas operacionais decorrentes da variação do nível de líquido e utilização de diferentes curvas características

Características do Sistema

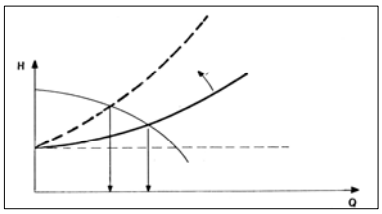
Influência de alterações nas linhas de sucção e descarga:



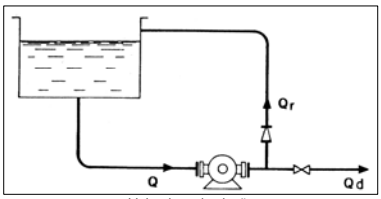
Variação da curva do sistema por fechamento parcial da válvula de descarga

Modificação do Ponto de Trabalho

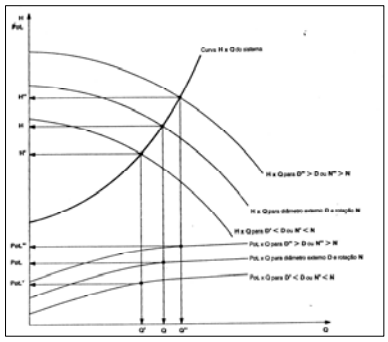
- **Objetivos:** seleção de uma bomba nova (propiciar flexibilidade ao futuro sistema) ou variação do ponto de trabalho de uma bomba já em funcionamento (atendimento a uma necessidade operacional)
- **Formas de modificar:** variação da curva do sistema, da curva da bomba ou recirculação



Variação da curva do sistema por fechamento parcial da válvula de descarga



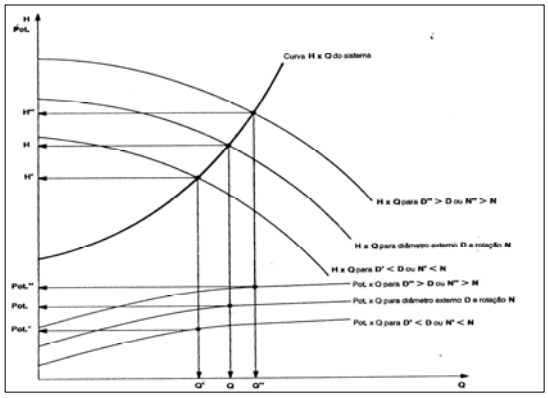
Linha de recirculação



Variação do ponto de trabalho em função de alterações na velocidade de rotação ou no diâmetro externo do impelidor

Modificação do Ponto de Trabalho

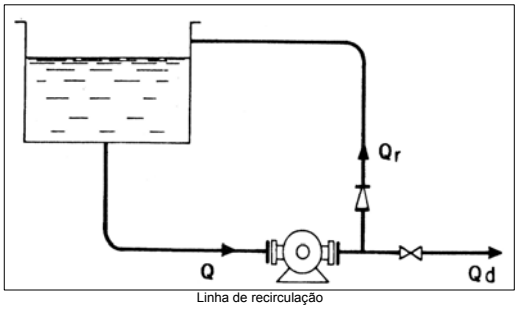
- **Variação da Curva da Bomba:** Variação da rotação e/ou alteração do diâmetro do impelidor



Variação do ponto de trabalho em função de alterações na velocidade de rotação ou no diâmetro externo do impelidor

Modificação do Ponto de Trabalho

- **Recirculação:** Desviar para o sistema de sucção parte do fluido bombeado, devendo este retorno acontecer o mais afastado possível do flange de descarga. Este procedimento tem aplicação em situações onde deseja-se evitar que a bomba trabalhe abaixo de uma vazão mínima permissível (procedimento de baixa eficiência, devido à perda de energia para bombear o fluido recirculado).



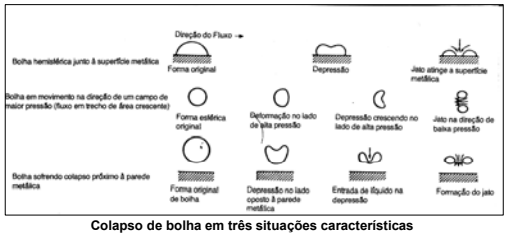
Linha de recirculação

Cavitação

- **Descrição do Fenômeno:** Se a pressão absoluta em qualquer ponto de um sistema de bombeamento (ou acionamento – turbinas) atingir valor igual ou inferior à pressão de vapor do líquido (água), na temperatura de bombeamento, parte deste líquido se vaporizará.

  Supondo que as bolhas de vapor formadas continuem em trânsito com o líquido bombeado, quando esta mistura atingir alguma região onde a pressão absoluta for novamente superior à pressão de vapor do líquido na temperatura de bombeamento, haverá o colapso das bolhas com retorno à fase líquida.

  Entretanto, como o volume específico do líquido é inferior ao volume específico do vapor, o colapso das bolhas implicará na formação de vazios no líquido, proporcionando o surgimento de ondas de choque, que se propagarão ruidosamente, gerando vibração e podendo atingir a superfície metálica das partes do sistema, causando sérios danos com arrancamento de material.



Colapso de bolha em três situações características

Cavitação

Dano no material



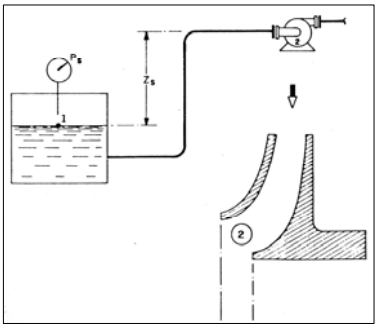
Cavitação

Definições:

- **Vaporização:** Formação de bolhas de vapor pelo aumento de temperatura do líquido.
- **Erosão:** Arrancamento de material pela ação de partículas sólidas presentes no líquido.
- **Corrosão:** Decorre da incompatibilidade do material da bomba com o líquido, propiciando reação química destrutiva entre estes.

Cavitação

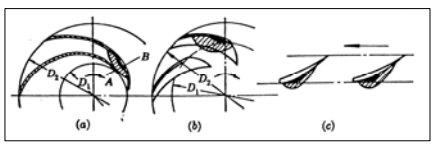
- Nas bombas centrífugas a região de pressão mínima se encontra na entrada (olho) do impelidor.
- Nesta região a pressão é mínima, pois o líquido ainda não recebeu nenhuma adição de energia por parte do impelidor e teve sua energia reduzida pelas perdas de carga na linha de sucção e entrada da bomba.
- O colapso das bolhas formadas nesta região se dará onde a pressão for novamente superior à pressão de vapor, provavelmente no canal do impelidor ou, posteriormente, na entrada da voluta ou canal das pás difusoras, dependendo do tipo de bomba



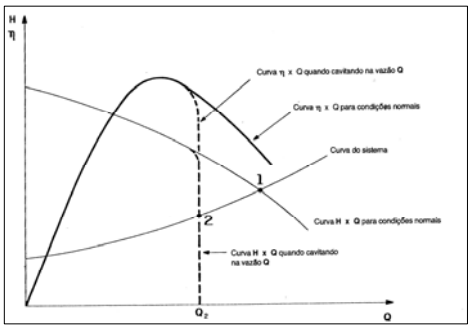
Região crítica para início da cavitação (entrada do impelidor)

Cavitação

- **Alteração das curvas características**: Se dá devido à diferença de volume específico entre o líquido e o vapor, bem como à turbulência gerada pelo fenômeno. Nas bombas centrífugas, a presença de bolhas prejudica consideravelmente o desempenho do equipamento, por terem o canal de passagem bastante restrito.



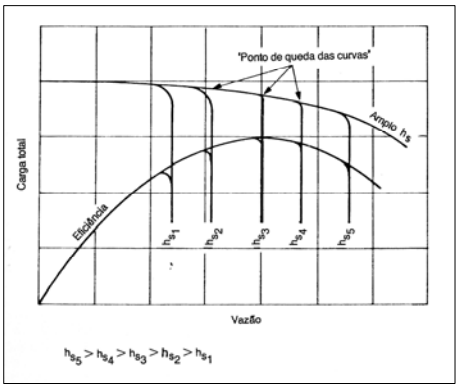
Influência de *bolhas* no canal de escoamento de diferentes tipos de bombas (a) centrífuga, (b) fluxo misto, (c) axial



Queda nas curvas características de uma bomba centrífuga

Cavitação

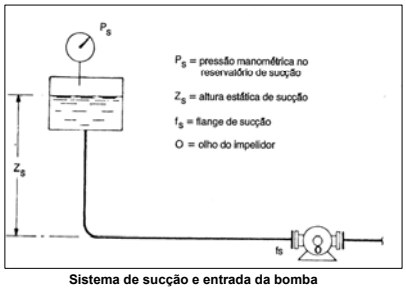
- **Influência da altura manométrica de sucção (h_s)**: Quanto menor for h_s, mais provável será o aparecimento de pressão igual ou menor que a pressão de vapor na temperatura de bombeamento na entrada do impelidor .



Curvas características para diversas condições de sucção

Cavitação

- **Análise do fenômeno em bombas:**
  - Determinação das condições que devem ser satisteitas para evitá-lo.
  - Apresentar procedimentos que atenuem os efeitos da cavitação, caso seja impraticável evitar sua existência.



Sistema de sucção e entrada da bomba

Energia disponível no flange de sucção (entrada da bomba)

Bernoulli

$$H_s = \frac{P_s}{\gamma} \pm z_s - h_s$$

ou

Medição

$$H_s = \frac{P_{fs}}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g}$$

Perda de carga entre o flange de sucção e o olho do impelidor

$$H_{s(abs)} = H_s + \frac{P_a}{\gamma} \Rightarrow H_{s(abs)} = H_s + \frac{P_a}{\gamma} - h_i$$

Cavitação

$$H_{s(abs)} = H_s + \frac{P_a}{\gamma} - h_i$$

Perda de carga entre o flange de entrada e o olho do impelidor

Fator experimental, dependente do projeto de sucção da bomba

$$H_s + \frac{P_a}{\gamma} - h_i - \frac{V_1^2}{2g} - \frac{\lambda V_{r1}^2}{2g} = \frac{P_v}{\gamma}$$

Energia cinética do fluido

Pressão de vapor do fluido na temperatura de bombeamento (pressão mínima requerida)

Energia cinética relativa, correspondente a uma queda de pressão local devida à aceleração para entrar no olho do impelidor

$$H_s + \frac{P_a - P_v}{\gamma} = h_i + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{\lambda V_{r1}^2}{2g}$$

$$NPSH_d = \left(H_s + \frac{P_a}{\gamma} \right) - \frac{P_v}{\gamma}$$

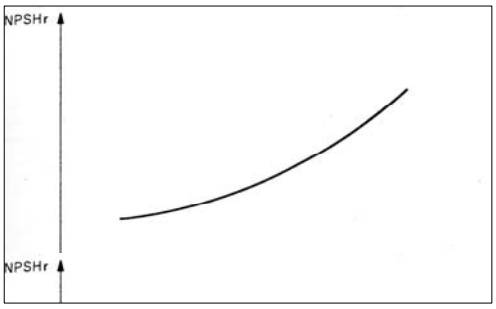
Net Positive Suction Head: Energia absoluta por unidade de peso disponível no flange de sucção, acima da pressão de vapor

$$NPSH_r = h_i + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{\lambda V_{r1}^2}{2g}$$

Net Positive Suction Head: Energia absoluta mínima por unidade de peso, requerida no flange de sucção, acima da pressão de vapor, para que não haja cavitação

Cavitação

- **Curva do NPSH requerido x vazão:**



Curva de NPSH requerido X Vazão

Cavitação

- **Cálculo do NPSH disponível:**

$$NPSH_d = H_s + \frac{P_a - P_v}{\gamma}$$

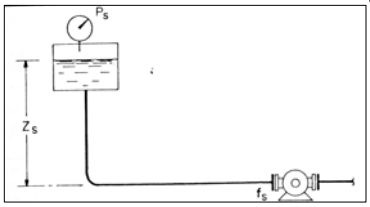
Bernoulli

$$NPSH_d = \left(\frac{P_s}{\gamma} \pm Z_s - h_s \right) + \frac{P_a - P_v}{\gamma}$$

Medição

$$NPSH_d = \left(\frac{P_{fs}}{\gamma} + \frac{V_{fs}^2}{2g} \right) + \frac{P_a - P_v}{\gamma}$$

Pressão e velocidade no flange de sucção

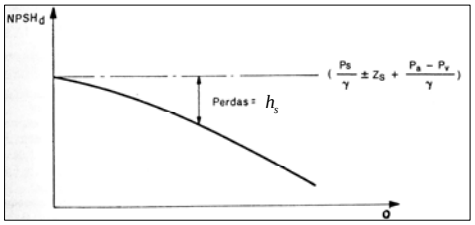


- A partir do cálculo do NPSH disponível para a vazão de operação pretendida, compara-se com o valor do NPSH requerido, retirado da curva NPSH requerido x vazão, fornecida pelo fabricante da bomba. Como margem de segurança para o NPSH disponível de projeto, adota-se um acréscimo de 0,6m (2ft) ao NPSH requerido pela bomba.

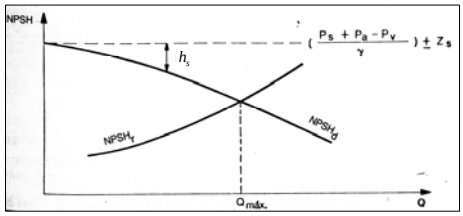
Cavitação

- **Curva do NPSH disponível x vazão:**

$$NPSH_d = \left(\frac{P_s}{\gamma} \pm Z_s - h_s \right) + \frac{P_a - P_v}{\gamma}$$



- **Vazão máxima permissível de uma bomba em um sistema para efeito de cavitação**

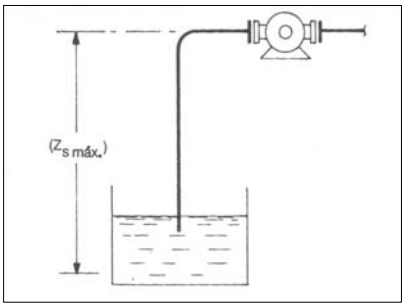


Cavitação

- **Altura máxima de sucção para o reservatório abaixo da altura da bomba:**

$$NPSH_d = \left(\frac{P_s}{\gamma} - Z_s - h_s \right) + \frac{P_a - P_v}{\gamma} = NPSH_r + 0,6m$$

$$Z_{s\,max} = \left(\frac{P_s + P_a - P_v}{\gamma} \right) - h_s - (NPSH_r + 0,6m)$$



Cavitação

- **Fatores que modificam o NPSH disponível:**

  - **Altura estática de sucção**: mínima para Z_s positivo e máxima para Z_s negativo
  - **Altitude do local da instalação**: pressão atmosférica reduz de 1 inHg para cada 1000 ft de altitude
  - **Temperatura de bombeamento do líquido**: maior temperatura, maior pressão de vapor, influenciando também no peso específico e na viscosidade
  - **Tipo de líquido bombeado**: pressão de vapor, viscosidade e peso específico
  - **Composição da linha de sucção**: tipo de entrada, diâmetro, comprimento e acessórios
  - **Vazão**: influência na perda de carga de sucção
  - **Pressão no reservatório de sucção**: P_s

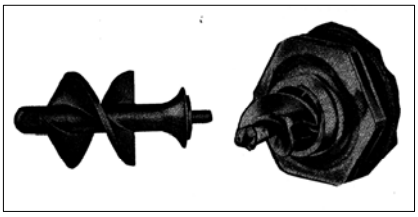
$$NPSH_d = \left(\frac{P_s}{\gamma} \pm Z_s - h_s \right) + \frac{P_a - P_v}{\gamma}$$

Cavitação

- **Fatores que modificam o NPSH requerido:**

  - **Redução da perda de carga na entrada da bomba**: projeto de canal de entrada hidrodinamicamente adequado e cuidado com o grau de acabamento
  - **Redução das velocidades (V_1 e V_{r1}) no olho do impelidor**: possibilidade de alteração da área de entrada do impelidor
  - **Uso do indutor**: funciona como auxiliar do impelidor principal, com o objetivo de reduzir o NPSH requerido pela bomba
  - **Variação da rotação**: o NPSH requerido é proporcional a N^2

$$NPSH_r = h_{fi} + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{\lambda V_{r1}^2}{2g}$$

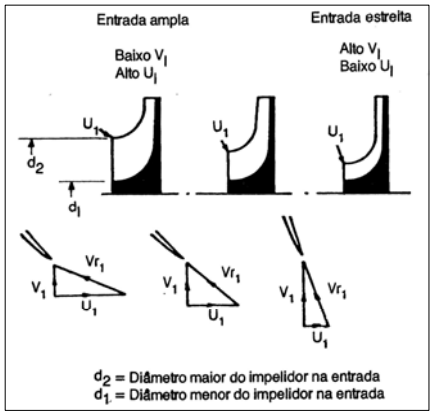


Indutor de uma bomba centrífuga

Cavitação

- **Fatores que modificam o NPSH requerido:**

$$NPSH_r = h_{fi} + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{\lambda V_{r1}^2}{2g}$$

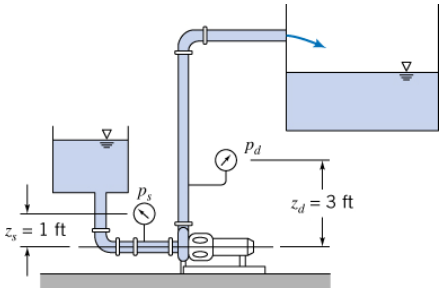


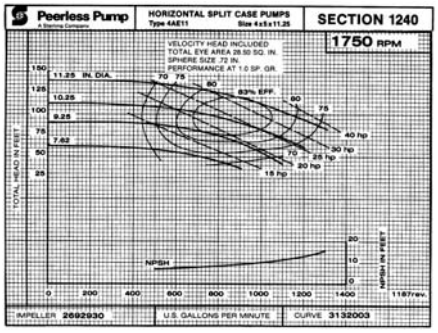
Diferentes condições de olho do impelidor

Cavitação

Ex. 10.8 - Cálculo da Altura de Sucção Positiva Líquida (NPSH)

Uma determinada bomba centrífuga cujas curvas de desempenho são apresentadas abaixo, é testada a 1750 rpm, usando o sistema de escoamento mostrado. O nível da água no reservatório de entrada está 3,5 ft acima da linha de centro da bomba; a tubulação de entrada tem 6ft de tubo reto de ferro fundido de 5in de diâmetro, um cotovelo padrão e uma válvula de gaveta totalmente aberta. Calcular o $NPSH_d$ para a vazão de 1000 gpm de água a 80ºF. Compare com o $NPSH_r$ e esboce as curvas $NPSH_d$ e $NPSH_r$ para água a 80ºF e a 180ºF em funçaõ da vazão volumétrica.





Cavitação

Fox 6ª. edição

DETERMINAR: (a) O *NPSHA* para $Q = 1000$ gpm de água a 80°F.
(b) A comparação com o *NPSHR* para a bomba com $Q = 1000$ gpm.
(c) O gráfico de *NPSHA* e *NPSHR* para água a 80°F e 180°F *versus* vazão volumétrica.

SOLUÇÃO:

A altura de sucção positiva líquida (*NPSH*) é definida como a diferença entre a pressão absoluta de estagnação no escoamento na sucção da bomba e a pressão de vapor do líquido, expressa em altura de líquido em escoamento. Portanto, é necessário calcular a altura de carga na sucção da bomba.

Aplique a equação de energia para escoamento incompressível em regime permanente para calcular a pressão na entrada da bomba e, em seguida, o *NPSHA*. Denote o nível de reservatório como ① e o nível da sucção da bomba como ②, conforme mostrado previamente na figura.

Equação básica: $$p_1 + \frac{1}{2}\rho\cancel{V_1^2}^{\approx 0} + \rho g z_1 = p_s + \frac{1}{2}\rho V_s^2 + \rho g z_s + \rho h_{\ell_T}$$

Consideração: $\hat{V}_1$ é desprezível. Então,

$$p_s = p_1 + \rho g(z_1 - z_s) - \tfrac{1}{2}\rho \hat{V}_s^2 - \rho h_{\ell_T} \qquad (1)$$

A perda de carga total é

$$h_{\ell_T} = \left(\Sigma K + \Sigma f \frac{L_e}{D} + f\frac{L}{D}\right)\frac{1}{2}\rho \hat{V}_s^2 \qquad (2)$$

Substituindo a Eq. 2 na Eq. 1 e dividindo por ρg,

$$H_s = H_1 + z_1 - z_s - \left(\Sigma K + \Sigma f \frac{L_e}{D} + f\frac{L}{D} + 1\right)\frac{\hat{V}_s^2}{2g} \qquad (3)$$

Avaliando o fator de atrito e a perda de carga,

$$f = f(Re, e/D); \quad Re = \frac{\rho \hat{V} D}{\mu} = \frac{\hat{V}D}{\nu}; \quad \hat{V} = \frac{Q}{A}; \quad A = \frac{\pi D^2}{4}$$

Para tubo de 5 in (nominal), $D = 5{,}047$ in,

$$D = 5{,}047\text{ in} \times \frac{\text{ft}}{12\text{ in}} = 0{,}421\text{ ft}, \quad A = \frac{\pi D^2}{4} = 0{,}139\text{ ft}^2$$

$$\hat{V} = \frac{1000\text{ gal}}{\text{min}} \times \frac{\text{ft}^3}{7{,}48\text{ gal}} \times \frac{1}{0{,}139\text{ ft}^2} \times \frac{\text{min}}{60\text{ s}} = 16{,}0\text{ ft/s}$$

Da Tabela A.7, para água a $T = 80$°F, $\nu = 0{,}927 \times 10^{-5}$ ft²/s.
O número de Reynolds é

$$Re = \frac{\hat{V}D}{\nu} = \frac{16.0\text{ ft}}{\text{s}} \times 0{,}421\text{ ft} \times \frac{\text{s}}{0{,}927 \times 10^{-5}\text{ ft}^2} = 7{,}27 \times 10^5$$

Da Tabela 8.1, $e = 0{,}00085$ ft, logo $e/D = 0{,}00202$. Da Fig. 8.37, $f = 0{,}0237$. Os coeficientes das perdas menores são

Entrada	$K = 0{,}5$
Cotovelo-padrão	$\frac{L_e}{D} = 30$
Válvula de gaveta aberta	$\frac{L_e}{D} = 8$

Substituindo,

$$\left(\Sigma K + \Sigma f \frac{L_e}{D} + f\frac{L}{D} + 1\right) = 0{,}5 + 0{,}0237(30 + 8) + 0{,}0237\left(\frac{6}{0{,}421}\right) + 1 = 2.74$$

As alturas de carga são

$$H_1 = \frac{P_{atm}}{\rho g} = 14{,}7\ \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} \times 144\ \frac{\text{in}^2}{\text{ft}^2} \times \frac{\text{ft}^3}{1{,}93\ \text{slug}} \times \frac{\text{s}^2}{32{,}2\ \text{ft}} \times \frac{\text{slug} \cdot \text{ft}}{\text{lbf} \cdot \text{s}^2} = 34{,}1\ \text{ft (abs)}$$

$$\frac{V_s^2}{2g} = \frac{1}{2} \times (16{,}0)^2\ \frac{\text{ft}^2}{\text{s}^2} \times \frac{\text{s}^2}{32{,}2\ \text{ft}} = 3{,}98\ \text{ft}$$

Assim,

$$H_s = 34{,}1\ \text{ft} + 3{,}5\ \text{ft} - (2{,}74)3{,}98\ \text{ft} = 26{,}7\ \text{ft(abs)}$$

Para obter o *NPSHA*, some a altura de velocidade e subtraia a altura de pressão de vapor. Desse modo,

$$NPHSA = H_s + \frac{V_s^2}{2g} - H_v$$

A pressão de vapor da água a 80°F é $p_v = 0{,}507$ psia. A altura correspondente é $H_v = 1{,}17$ ft de água. Então,

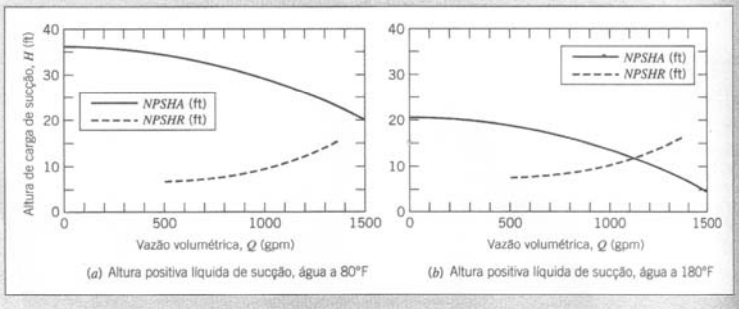
$$NPSHA = 26{,}7 + 3{,}98 - 1{,}17 = 29{,}5\ \text{ft}$$ ← NPSH

A curva da bomba (Fig. D.3, Apêndice D) mostra que para 1000 gpm a bomba requer:

$$NPSHR = 10{,}0\ \text{ft}$$ ← NPSH

Resultados de cálculos similares para água a 80°F estão traçados à esquerda na figura seguinte. (Valores de *NPSHR* são ob tidos das curvas da bomba na Fig. D.3, Apêndice D.)

Resultados de cálculos similares para água a 80°F estão traçados à esquerda na figura seguinte. (Valores de *NPSHR* são ob tidos das curvas da bomba na Fig. D.3, Apêndice D.)



Resultados de cálculos para água a 180°F estão traçados à direita na figura. A pressão de vapor para água a 180°F é p_v 7,51 psia. A altura correspondente é $H_v = 17{,}3$ ft de água. Esta pressão alta de vapor reduz o *NPSHA*, conforme mostra no gráfico.

Seleção de Bombas

Roteiro - Exemplo

EXEMPLO D.1 Procedimento de Seleção de Bomba

Selecione uma bomba para fornecer 1750 gpm de água com uma altura de carga total de 120 ft. Escolha o modelo apropriado da bomba e a velocidade do motor. Especifique a eficiência da bomba, a potência do motor e o requisito de *NPSH*.

Fox 6ª. edição

PROBLEMA-EXEMPLO D.1

DADOS: Selecione uma bomba para fornecer 1750 gpm de água com altura de carga total de 120 ft.

DETERMINAR:
(a) O modelo da bomba e a velocidade do motor.
(b) A eficiência da bomba.
(c) A potência do motor.
(d) O requisito de *NPSH*.

SOLUÇÃO:
Aplique o procedimento de seleção descrito na Seção D-1. (Os números a seguir correspondem às etapas enumeradas no procedimento.)

1. Primeiro, selecione um tipo de máquina adequado à aplicação. (Esta etapa, na verdade, requer um catálogo da linha completa do fabricante, o qual não é reproduzido aqui. O catálogo da linha de produtos Peerless especifica uma vazão e uma altura de carga máximas de 2500 gpm e 660 ft para as bombas da série AE. Portanto, o desempenho exigido pode ser obtido; admita que a seleção deva ser feita dessa série.)
2. Segundo, consulte o mapa de seleção de bombas. O ponto de operação desejado não se encontra dentro de qualquer contorno do mapa para 3500 rpm (Fig. D.1). Do diagrama para 1750 rpm (Fig. D.2), selecione uma bomba modelo 6AE14. Da curva de desempenho para a bomba 6AE14 (Fig. D.6), escolha um rotor de 13 in.
3. Terceiro, verifique o desempenho da máquina, usando o gráfico detalhado. Sobre o gráfico de desempenho para o modelo 6AE14, estenda uma linha vertical a partir da abscissa em $Q = 1750$ gpm. Trace uma linha horizontal da ordenada em $H = 120$ ft até essa linha vertical. A interseção é o desempenho da bomba no ponto de operação desejado:

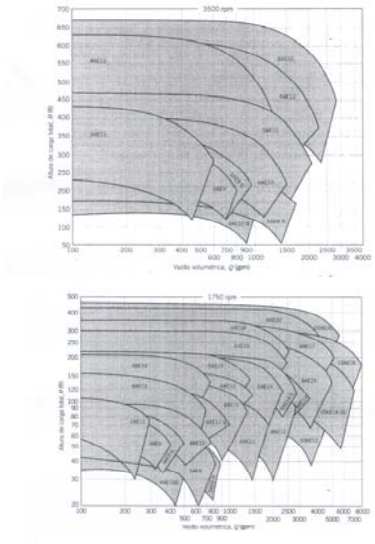
$$\eta = 85{,}8\ \% \qquad \mathcal{P} = 64\ \text{hp}$$

A partir do ponto de operação, projete uma linha vertical para baixo até a curva de requisito de *NPSH*. Na interseção, leia $NPSH = 17$ ft.

Isso completa o processo de seleção da bomba. Engenheiros experientes devem ser consultados para certificar que a condição de operação do sistema foi prevista com exatidão e a bomba selecionada corretamente.

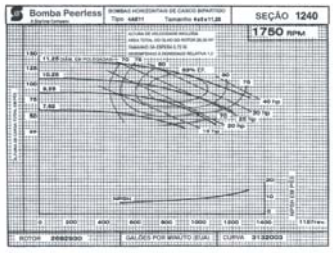
Seleção de Bombas

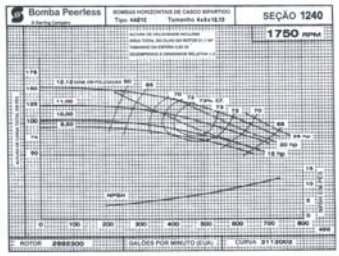
Curvas de desempenho - fabricante Peerless (simples estágio)



Seleção de Bombas

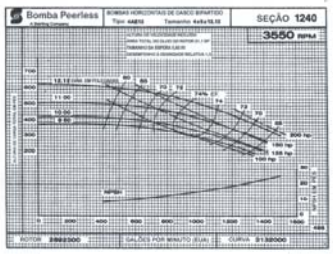
Curvas de desempenho - fabricante Peerless (simples estágio)

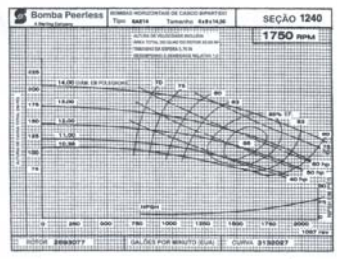




Seleção de Bombas

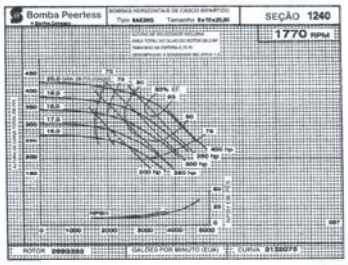
Curvas de desempenho - fabricante Peerless (simples estágio)

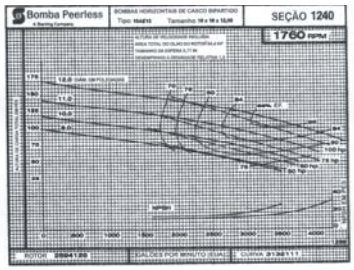




Seleção de Bombas

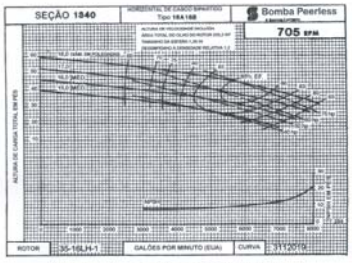
Curvas de desempenho - fabricante Peerless (simples estágio)

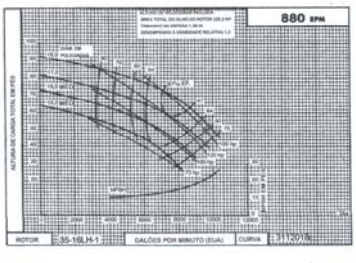




Seleção de Bombas

Curvas de desempenho - fabricante Peerless (simples estágio)





Seleção de Bombas

Curvas de desempenho - fabricante Peerless (dois e múltiplos estágios)

