

UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina

Depto De Eng. Química e de Eng. De Alimentos

EQA 5313 – Turma 645 – Op. Unit. de Quantidade de Movimento

BOMBAS

Podemos definir bombas como máquinas geratrizes, cuja finalidade é deslocar líquidos por escoamento. Uma máquina geratriz, transforma trabalho mecânico que recebe de um motor em energia hidráulica sob as formas que o líquido pode absorver, isto é, energia potencial de pressão e energia cinética.

Nas indústrias de processamento de alimentos e de produtos químicos, nos sistemas de irrigação para fins agrícolas, nas redes de abastecimento público, assim como nos sistemas de tratamento de resíduos, os sistemas de transporte de fluidos são fundamentais.

Desta forma faz-se necessária a avaliação energética do sistema para efetuar a escolha do dispositivo motriz para satisfazer as condições do processo, uma vez que as características dos equipamentos disponíveis se superpõem parcialmente.

CLASSIFICAÇÃO DAS BOMBAS

É comum a classificar as bombas segundo o modo pelo qual é realizada a transformação do trabalho mecânico em energia hidráulica, assim como o modo de cedê-la ao líquido, aumentando a pressão e (ou) sua velocidade. Desta forma são classificadas como:

- Bombas de deslocamento positivo ou volumétricas (Figura 1)
- Turbobombas ou hidrodinâmicas, ou rotodinâmicas ou bombas de fluxo.
- Bombas especiais: Ex: Carneiro hidráulico, ejetores, bombas eletromagnéticas.

Alternativas	<ul style="list-style-type: none"> - Pistão ou êmbolo Duplo efeito : Simplex ou Duplex Simples efeito : Simplex, Duplex, Triplex, Multiplex. - Diafragma Simplex Duplex
Rotativas	<ul style="list-style-type: none"> - Um só rotor Palhetas – <i>vane pump</i> Pistão rotativo – <i>rotary-piston pump</i> Elemento flexível – <i>peristaltic pump</i> Parafuso – <i>screw pump</i> - Múltiplos rotores: Engrenagem – <i>rotary-gear pump</i> Lobos – <i>lobe pump</i> Parafuso – <i>screw pump</i>

Figura 1 : Classificação das bombas de deslocamento positivo ou volumétricas.

- Bombas de deslocamento positivo

As bombas de deslocamento positivo impelem uma quantidade definida de líquido a cada golpe ou volta do dispositivo. Uma porção de fluido é presa numa câmara, e pela ação de um pistão ou de peças rotativas é impulsionada para fora. O escoamento pode ser intermitente ou contínuo.

- Bombas alternativas

Nestas bombas o fluido recebe a ação das forças diretamente de um pistão ou êmbolo ou de uma membrana flexível.

As **bombas alternativas** não têm limites de pressões. São construídas para pressões de 1.000 atm ou mais. Apesar de imprimirem ao fluido as pressões mais elevadas entre todos os tipos de bombas, possuem capacidade relativamente pequena. São recomendadas para o bombeamento de óleos, água de alimentação de caldeira e fluidos em geral que não contenham sólidos abrasivos (podem danificar as superfícies torneadas do cilindro e do pistão). Em virtude de suas características de deslocamento positivo é também pratico seu uso com bombas dosadoras e medidoras de vazões moderadas.

A **bomba de diafragma** é outro tipo de bomba de deslocamento positivo que depende do movimento de um diafragma para conseguir o deslocamento do fluido. O movimento para frente e para trás, imposto ao diafragma, atribui ao escoamento a pulsação típica de uma bomba alternativa. As bombas de diafragma são usadas para bombear suspensões abrasivas e líquidos muito viscosos.

- Bombas rotativas

Nas bombas rotativas (ou rotatórias) o líquido retido no espaço entre os dentes ou palhetas é deslocado de modo contínuo pelo movimento de rotação desde a entrada até a saída da bomba. As bombas rotativas são usadas com líquidos de quaisquer viscosidades, desde que não contenham sólidos abrasivos. Alguns modelos trabalham a 200 atm. A descarga e a pressão do líquido bombeado sofrem pequenas variações quando a rotação é constante.

As bombas rotativas são usadas para bombear óleos (mineral, vegetal ou animal), gorduras, glicose, melaço, ketchup, maionese, salmoura entre outros materiais.

As bombas rotativas podem ser: de engrenagens; de rotores lobulares, bastante usada na indústria de alimentos; de parafusos helicoidais; de palhetas, para fluidos pouco viscosos; e peristálticas, usada para pequenas vazões (permite o transporte asséptico).

Turbobombas

As turbobombas são caracterizadas por possuírem um órgão rotatório dotado de pás, chamado rotor (ou impulsor ou impelidor), que comunica aceleração a massa líquida, transformando a energia mecânica de que está dotado, em energia cinética. Essa aceleração, ao contrário do que se verifica nas bombas de deslocamento positivo, não possui a mesma direção e o mesmo sentido do movimento do líquido em contato com as pás.

O rotor pode ter o eixo da rotação horizontal ou vertical, de modo a adaptar-se ao trabalho a ser executado. Os rotores fechados são geralmente mais eficientes. Os do tipo aberto e semi-aberto são usados para líquidos viscosos ou líquidos que contém materiais sólidos, e em bombas pequenas.

As turbobombas necessitam de outro órgão, o difusor, também chamado de recuperador, onde é feita a transformação da maior parte da elevada energia cinética com que o líquido sai do rotor, em energia de pressão. Deste modo, ao atingir a boca de saída da bomba, o líquido é capaz de escoar com velocidade razoável, equilibrando a pressão que se opõe ao seu escoamento. Essa transformação é operada de acordo com o teorema de Bernoulli, pois o difusor sendo de seção gradativamente crescente, realiza uma progressiva diminuição da velocidade do líquido que por ele escoar, com o simultâneo aumento de pressão, de modo que esta tenha um valor elevado e a velocidade seja reduzida na ligação da bomba ao encanamento

de recalque. Esse aumento progressivo da área na carcaça pode ser obtido utilizando-se a carcaça em voluta (também chamado de coletor caracol) ou utilizando-se a carcaça com difusores.

Pode-se classificar as turbobombas com relação a posição relativa do líquido e do eixo de rotação do rotor em: i) centrífugas puras (radiais), ii) axiais (ou propulsoras ou helicoidais) e iii) diagonal (fluxo misto).

As turbobombas são também classificadas de acordo com a velocidade de rotação específica que relaciona três dos principais fatores característicos: vazão, altura manométrica e a rotação.

Seleção do tipo e tamanho da bomba.

A escolha do tipo da bomba (se centrífuga, ou axial ou rotativa, ou alternativa) para preencher os requisitos operacionais do **sistema** requer a análise das características de funcionamento de cada uma dessas máquinas geratrizes. Quando mais de um tipo preencher esses requisitos um estudo técnico-econômico se faz necessário.

Em muitos casos, a prática consagrou certos tipos de bombas para determinadas aplicações. Podemos citar como exemplo:

- Dosagem de flúor em água de abastecimento – usa-se bombas dosadoras de deslocamento positivo.
- Bombeamento de água de um rio para um reservatório – usa-se bombas centrífugas.
- Transporte de óleos viscosos, melações e tintas – usa-se bombas rotativas.

Para se determinar o tamanho da bomba e confirmar a escolha do tipo é necessário entrar com os valores de altura manométrica (H) ou pressão (p) e da vazão (Q) em catálogos fornecidos por fabricantes.

As bombas de deslocamento positivo são selecionadas por meio de gráficos que fornecem entre outros dados, a pressão máxima e as vazões máximas alcançadas pelo modelo.

A escolha de turbobombas é feita em catálogos que fornecem as principais características das bombas. Os catálogos apresentam em geral, um gráfico de altura manométrica (H) em função da vazão (Q), que permite “enquadrar” a bomba em um modelo padronizado.

Termos técnicos:

As bombas se caracterizam por seus parâmetros de desempenho: capacidade, pressão desenvolvida, potência e rendimento.

A capacidade é a vazão volumétrica que a bomba consegue propiciar, que é melhor quantificada em termos de vazão mássica (\dot{m}) em kg/s ou vazão volumétrica (Q) em m³/s ou m³/h.

A diferença de pressão propiciada pela bomba entre seus bocais de entrada e saída é tradicionalmente expressa em metros de coluna de líquido que corresponde a esta pressão (mCL). Essa coluna de líquido é a altura representada por H.

Em um sistema de bombeamento (Figura 2) que possui tanto o reservatório de sucção como o reservatório de recalque pressurizados, podemos escrever as seguintes relações para os balanços de energia mecânica para as respectivas seções:

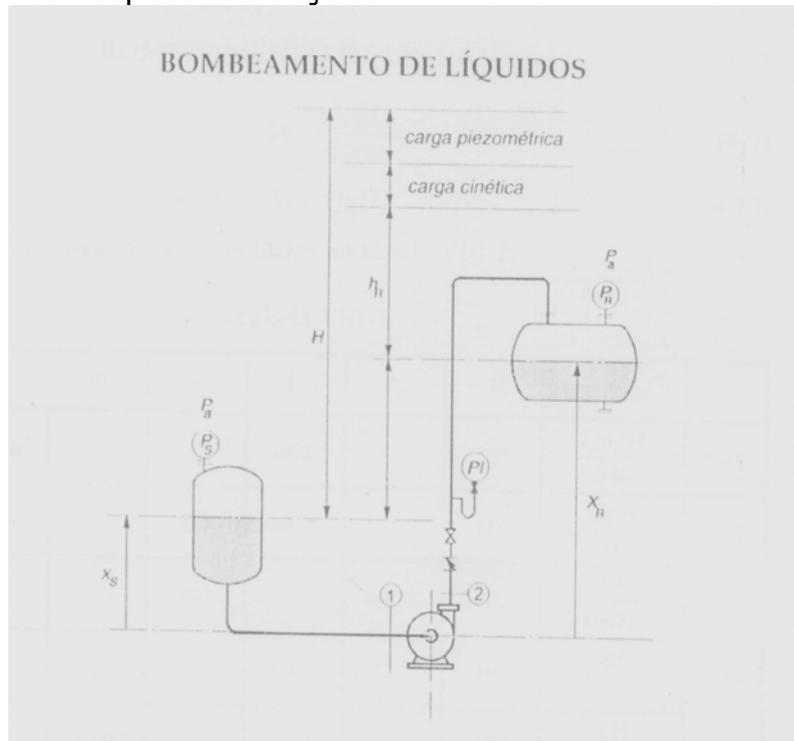


Figura 2: Cargas em um sistema de bombeamento (Fonte: Gomide)

X_S = altura geométrica de sucção (mCL)
 X_R = altura geométrica de recalque (mCL)
 P_S = pressão manométrica no tanque de sucção (Pa)
 P_R = pressão manométrica no tanque de recalque (Pa)
 P_a = pressão atmosférica local (Pa)
 h_{RS} = perda de carga total na sucção (mCL)

h_{RR} = perda de carga total no recalque (mCL)
 h_R = perda de carga total na linha = $h_{RS} + h_{RR}$
 V_S = velocidade no tanque de sucção (m/s)
 V_R = velocidade no tanque de recalque (m/s)

Uma análise aplicada para a seção de sucção, entre a superfície do líquido do tanque de alimentação e a seção de entrada da bomba, onde a pressão manométrica é P_1 , permite escrever a expressão na qual todos os termos são alturas de coluna de líquido:

$$\frac{P_S + P_a}{\rho g} + X_S + \frac{V_S^2}{2g} = \frac{P_1 + P_a}{\rho g} + X_1 + \frac{V_1^2}{2g} + h_{RS}$$

A altura ou carga total na sucção (H_S) é:

$$H_S = \frac{P_1 + P_a}{\rho g} + X_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_S + P_a}{\rho g} + X_S + \frac{V_S^2}{2g} - h_{RS}$$

Adotando o eixo da bomba como referencia ($X_1=0$), temos:

$$H_S = \frac{P_S + P_a}{\rho g} + X_S + \frac{V_S^2}{2g} - h_{R_S} = \frac{P_1 + P_a}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g}$$

De forma análoga, para a seção de recalque a altura total de recalque (H_R) pode ser escrita como:

$$H_R = \frac{P_R + P_a}{\rho g} + X_R + \frac{V_R^2}{2g} + h_{R_R}$$

A diferença a ser vencida pela bomba é a altura total ($H = H_R - H_S$) em mCL:

$$H = \frac{P_R - P_S}{\rho g} + (X_R - X_S) + \frac{V_R^2 - V_S^2}{2g} + (h_{R_S} + h_{R_R})$$

ou
$$H = \frac{\Delta P}{\rho g} + \Delta X_S + \frac{\Delta V^2}{2g} + h_R$$

que corresponde a energia fornecida pela bomba à unidade de peso de fluido em escoamento.

$$H = \frac{-\dot{W}}{g} \quad (\text{mCL} = \text{J/N})$$

A altura total H corresponde ao trabalho necessário para comprimir, elevar, acelerar e vencer as perdas da unidade de peso do fluido em escoamento.

Multiplicando este valor pela vazão em peso (kg/s) e pela aceleração da gravidade (m/s^2) temos a potencia útil necessária, também denominada potencia consumida ou líquida.

$$-\dot{W} = \dot{m}gH = Q\rho gH \quad (W)$$

\dot{m} = vazão em massa (kg/s)

Q = vazão volumétrica (m^3/s)

ρ = densidade (kg/m^3)

H = altura a ser vencida pela bomba (mCL)

A altura total é frequentemente expressa em termos de coluna da água.

$$H_a = \frac{\rho}{1000} \cdot H$$

O rendimento (η) mede o aproveitamento de energia total fornecida pelo acionamento ao eixo da bomba. As perdas por atrito, vazamento,

reciclagem, etc.; fazem com que a potência real a ser fornecida no eixo seja maior que a potência útil especificada anteriormente.

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_E}$$

Cálculo da perda de carga.

A perda de carga, ou energia, resulta do atrito interno do líquido, isto é, da sua viscosidade, da resistência oferecida pelas paredes em virtude da rugosidade e das alterações nas trajetórias das partículas líquidas impostas pelas peças intercaladas nos encanamentos.

As fórmulas para o cálculo da perda de carga são do tipo em que o expoente da velocidade é 2 e o do diâmetro é 1. A expressão conhecida como fórmula de Darcy é válida para qualquer líquido e denominada de fórmula universal ou racional.

$$h_R = f \cdot \frac{L \cdot V^2}{D \cdot 2g}$$

O comprimento (L) é dado em metros, a velocidade (V) é a velocidade média do fluido (m/s), D o diâmetro da canalização (m), g a constante da aceleração da gravidade (9,8 m/s²), f o fator de atrito ou coeficiente de atrito. Desta forma a perda de carga é determinada em metros.

Para estimar o fator de atrito (f) existem inúmeras correlações propostas. Uma solução rápida e com relativa precisão para o cálculo do coeficiente de atrito é o uso de diagramas. Os mais difundidos são o diagrama de Moody e o diagrama de Hunter Rouse.

No diagrama de Moody (log-log), entrando-se com o valor do número de Reynolds na abscissa e a rugosidade relativa (ϵ/D) na ordenada direita, obtêm-se o coeficiente de atrito na ordenada esquerda.

O cálculo da perda de carga pela fórmula universal tende a se generalizar, uma vez que é válida para qualquer fluido, qualquer região de escoamento e qualquer tipo de canalização.

É importante estar atento também à forma de cálculo do fator de ficção, uma vez que pode estar reportado ao Fator de fricção de Fanning (usado na resolução do exemplo adiante). O valor do coeficiente neste caso é quatro vezes menor e a equação utilizada é;

$$h_R = 2 \cdot f \cdot \frac{L \cdot V^2}{D \cdot g}$$

Perdas de carga em acidentes de tubulação

Os sistemas de bombeamento possuem, em geral, além dos tubos retos de seção circular constante, diversos acessórios como curvas, conexões, alargamentos, reduções, bifurcações e, muitas vezes equipamentos locados entre a tomada de sucção e a de descarga. Devido a turbulência, alteração de velocidade, mudança de direção e aumento de atrito que ocorre nos acessórios e equipamentos, parte da energia mecânica se disponível no fluido dissipa-se na forma de calor. Esta perda de energia é denominada perda de carga localizada, acidental ou singular e deve ser adicionada ao termo h_R . Os principais métodos para calcular a perda de carga localizada são: i) o método dos comprimentos virtuais ou equivalentes e ii) o uso da equação para o cálculo da perda localizada.

O método dos comprimentos equivalentes consiste em adicionar um comprimento real (L) que pode ser obtido a partir de tabelas de comprimento equivalente fornecidas pelo fabricante ou tabelas de L/D. O uso de Tabelas L/D é bastante prático, uma vez que para obter o comprimento equivalente por este método basta multiplicar o valor do diâmetro pelo valor fornecido pela tabela L/D.

Tabela 1 : Comprimento equivalente expresso em número de diâmetros

Peça	L/D	Peça	L/D
Ampliação gradual	12	Registro de gaveta aberto	13
Cotovelo 90°, raio longo	20	Registro globo aberto	350
Junta rosqueada 90°	50	Registro de ângulo aberto	180
Joelho padrão de 90°	30	Saída de canalização	32
Joelho padrão de 45°	16	Tê passagem direta	20
Entrada normal	17	Tê saída de lado	60
Entrada de borda	50	Tê saída bilateral	65

Aplicação 1 GOMIDE pg. 51

Uma bomba deve alimentar 30 m³/h de água a 22°C um tanque aberto para a atmosfera, situado 9,5 m acima do eixo da bomba a partir de um tanque de sucção, também aberto para a atmosfera e situado a 2m acima do eixo da bomba. O tubo de sucção é de aço carbono com costura, diâmetro nominal de 65 série 40 e tem 10 m de comprimento geométrico. O recalque também de aço carbono, diâmetro nominal 50, série 40, tem 16m de comprimento. Há um cotovelo na secção de sucção e dois na secção de recalque, havendo ainda, nesta tubulação, uma válvula de retenção e uma válvula gaveta de 50mm. Pedem-se as alturas de sucção, de recalque e total e a potência útil necessária. Rugosidade $\epsilon = 0,05\text{mm}$

Diâmetros internos: D_1 (sucção) = 62,43mm e D_2 (recalque) = 52,32 mm

Áreas das secções transversais: $A_1 = 0,00306 \text{ m}^2$; $A_2 = 0,00215\text{m}^2$

Densidade da água = 1000 kg/ m³; viscosidade 10⁻³ Pa.s

Pressão atm = 10,333 mCA; vazão = 0,0083 m³/s.

Cálculo de Hs:

Comprimento = L + Le = 10 + 3,2 (saída) + 1,9 (cotovelo) = 15,1 m

Vs = 0

V1 = 0,0083/0,00306 = 2,712 m/s

Para o material temos E=0,05mm; como D = 62,43 temos:

E/D= 0,0008

Re = 0,006423(2,712)1000/10⁻³ = 169310

Para estes valores temos que:

f = 0,00512

h_{RS} = 2 (0,00512)15,1(2,712)² / 9,81(0,00623)

Como Xs = 2,0; Ps = 0; Pa = 10,333 mCL:

Hs = 10,333 + 2,0 + 0 - 1,857 = 10,476 mCL

Cálculo de Hr:

Comprimento = L + Le = 16 +1,3(entrada) +1,0 (tê) + 2(1,5)(cotovelos) + 0,4 (gaveta) + 6,8 (portinhola=válvula de retenção) = 28,5 m

V_R =0

V2 = 0,00083/0,0215 = 3,86 m/s

Para E = 0,05 e D= 52,32 mm; temos

E/D= 0,001

Re = 0,05232(3,86)1000 / 10⁻³ = 201955

Para estes valores f=0,00521

h_{RR} = 2 (0,00521)28,5(3,86)² / 9,81(0,05232) =8,621 mCL

Hr = 10,333 + 9,5 + 0 + 8,621 = 28,454 m

Altura dinâmica total (H) = Hr - Hs = 28,454 - 10,476 = 17,978mCL

Potencia útil

$$-\dot{W} = \frac{30(17,978)}{367} = 1,470W$$

Comprimentos equivalentes para válvulas e acessórios (pg. 634, Foust)

Ex : Para

- Tê $L/D = 20$; considerando o diâmetro de 0,05232 m temos que

$Leq = 20 * 0,05232 = 1,05$ m

- Válvula gaveta completamente aberta $L/D = 13$

$Leq = 13 * 0,05232 = 0,68$

- Válvula de retenção, $L/D = 135$

$Leq = 135 * 0,05232 = 7,06$

CURVAS CARACTERÍSTICAS

A curva característica de desempenho de uma bomba mostra a variação da altura manométrica com a vazão. São também usualmente apresentadas as curvas relativas ao rendimento, a potência de eixo, $NPSH_N$, a velocidade (em rpm), e outras informações como o tamanho da bomba e o tipo, tamanho do impulsor, etc. As curvas são construídas para uma velocidade constante (rpm) e um determinado diâmetro de impulsor (ou série de diâmetros).

Toda curva característica é feita para bombear água fria limpa e não se aplica necessariamente ao bombeamento de outros líquidos.

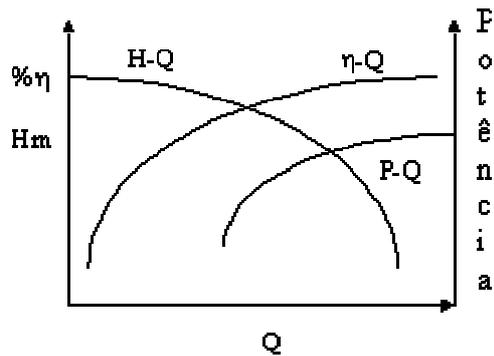
No caso de líquidos viscosos a localização da curva característica, assim como a curva de rendimento sofrem alterações.

A seleção é feita de modo que o funcionamento esteja próximo à situação de melhor **rendimento**.

De uma forma geral as curvas características servem para descrever as condições operacionais de uma bomba e permitem relacionar a variação de altura manométrica com a vazão a uma velocidade constante.

Altura Manométrica (Hm): é uma medida de altura de uma coluna de líquido que a bomba poderia criar resultante da energia cinética que a bomba dá ao fluido.

A principal razão para usar altura ao invés de pressão para medir a energia de uma bomba centrífuga é que a pressão variará dependendo da densidade do fluido do fluido, mas a altura permanecerá a mesma.



Para um dado rpm

- Aumentando Q , aumenta Potência;
- Aumentando Q , aumenta η até um ponto máximo, após o qual acontece o escorregamento do fluido;
- Aumentando Q , diminui H_m que se consegue bombear.

Curvas características do sistema

A curva de resistência do sistema ou **curva de carga do sistema**, é a variação no fluxo relacionada à carga do sistema. **Ela deve ser desenvolvida pelo usuário com base nas condições de serviço.** Estas condições incluem o *lay-out* físico, as condições de processo, e as características do fluido.

A curva de carga do sistema representa a relação entre a vazão e as perdas hidráulicas. Como as perdas por fricção variam com o quadrado da taxa de fluxo, a curva do sistema tem a forma parabólica. As perdas hidráulicas em sistemas de tubulação são compostas de perdas por fricção no tubo, válvulas, cotovelos e outros acessórios, perdas de entrada e saída, e perdas por mudanças na dimensão do tubo, em consequência de amplificação ou redução do diâmetro.

A curva característica do sistema é obtida da **equação** da altura manométrica, na qual a parcela relativa às perdas de carga é calculada para diversos valores de vazão.

$$H_m = H_g + \Delta h$$

H_m = altura manométrica de elevação.

H_g = altura geométrica ou estática de elevação.

Δh = soma das perdas de carga verificadas na tubulação.

1. Altura Geométrica.

$$H_g = H_r - H_s$$

H_r = altura estática de **recalque**.

H_s = altura estática de **sucção**;

Quando o nível de aspiração está abaixo do eixo da bomba, temos - **H_s**

2. Perda de Carga

$$\Delta h = \Delta h_s + \Delta h_r$$

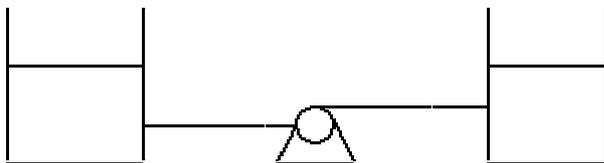
Δh_s = perda de carga na sucção;

Δh_r = perda de carga no recalque.

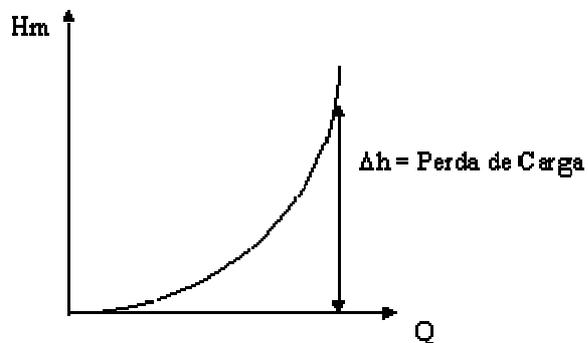
3. Curva característica do sistema:

- Vazões Q : abcissa; H_m: ordenada.

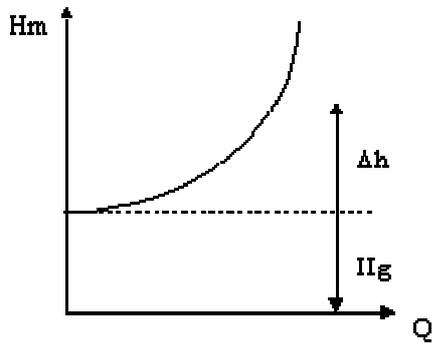
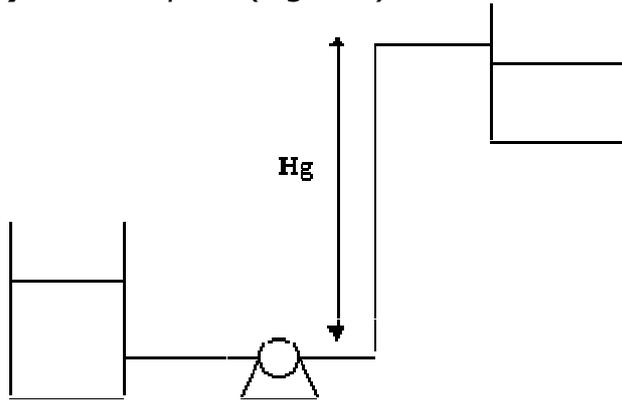
a) *Altura Geométrica Nula* (H_g = 0):



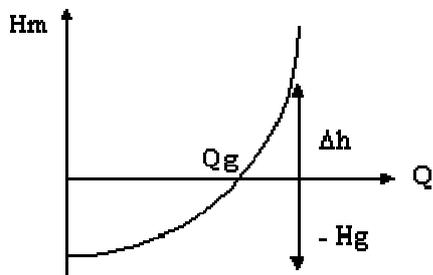
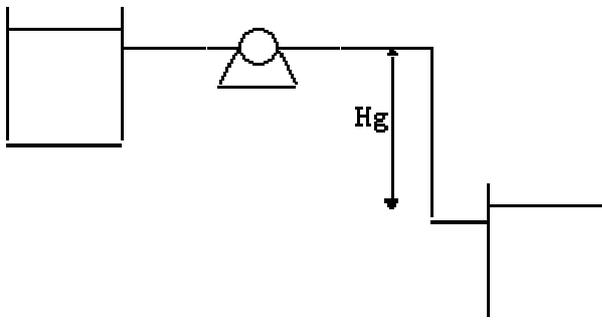
$$H_g = 0 \text{ (} H_s = 0, H_r = 0 \text{)}$$



b) Curva Típica ($H_g > 0$)



c) Sistema por Gravidade ($H_g < 0$)

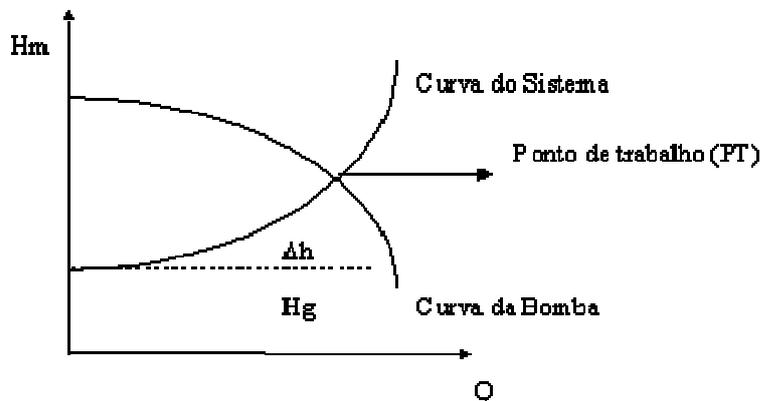


Obtém-se vazões até o valor Q_g . Para maiores vazões deve-se instalar uma bomba para vencer as perdas de carga adicionais.

Ponto de operação

Para toda bomba que opera segundo sua curva característica, os pontos sobre a curva representam condições reais de operação.

A altura manométrica em $Q=0$ é igual a H_m . As bombas trabalham com as suas rotações nominais, mas com o registro de recalque fechados a perda de carga é nula. Abrindo gradualmente o registro o líquido começa a escoar. A altura que se consegue bombear vai diminuindo progressivamente até o ponto de trabalho PT. O ponto de cruzamento das duas curvas define o ponto de operação da bomba, conforme indicado abaixo.



A vazão Q varia de 0 até Q_t

A altura H_m varia de H_g até o valor de regime.

NPSH

As bombas cinéticas para operarem satisfatoriamente, requerem líquidos livres de vapor na linha de sucção, à entrada do rotor. Se a pressão dentro da bomba cai abaixo da pressão de vapor do líquido, haverá a formação de bolhas de vapor nesse local.

Por causa do rápido aumento da pressão dentro da bomba, as bolhas se fundem em uma dada zona com ausência de líquido. Este fenômeno é chamado **cavitação** (de cavidades) e pode reduzir a eficiência da bomba causando ruído, vibrações, fratura do rotor, da carcaça, etc.

Para evitar a cavitação as bombas necessitam de uma certa quantidade de energia no sistema de sucção, conhecido como NPSH (Net Positive Suction Head). O NPSH é a carga total no bocal de sucção da bomba, menos a pressão de vapor do líquido à temperatura de bombeamento.

$$NPSH = H_s - \frac{P^o}{\rho g}$$

Ignorando o efeito cinético e considerando o sistema aberto para a atmosfera e admitindo P_a e P_1 as pressões no tanque de sucção e na entrada da bomba, podemos calcular a *carga positiva líquida disponível* na sucção.

$$H_s = \frac{P_a}{\rho g} + X_s - h_{Rs} = \frac{P_1}{\rho g}$$

Então temos que:

$$(NPSH)_D = \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P^o}{\rho g}$$

A curva característica fornece o valor do $(NPSH)_N$, para cada ponto da operação e que constitui o valor mínimo necessário para não haver problemas na sucção.

A bomba a ser selecionada deverá necessitar um valor de $(NPSH)_N$ menor ou, na pior das hipóteses, igual a este a fim de evitar que a vaporização ocorra, desta forma:

$$(NPSH)_D \geq (NPSH)_N$$

A igualdade entre o $(NPSH)_D$ e o $(NPSH)_N$, indica uma situação limite, com início de cavitação. É comum adicionar-se, por motivo de segurança 0,5 a 1,0 mCL ao $(NPSH)_N$.

Altura Máxima de sucção

A altura máxima de sucção (z_m) pode ser determinada a partir da análise de um sistema de recalque onde o fluido deve ser captado em um reservatório que está situado abaixo do eixo da bomba. Para que não ocorra o problema da vaporização do fluido podemos determiná-la a partir da equação de cálculo do $NPSH_D$. Considerando o sistema operando a pressão atmosférica e definindo $X_s = -z_m$; temos:

$$NPSH_D = \frac{P_a}{\rho g} - z_m - h_{Rs} - \frac{P^o}{\rho g}$$

Considerando a igualdade entre o $(NPSH)_D$ e o $(NPSH)_N$ (situação limite) temos que a altura máxima de sucção é:

$$z_m = \frac{P_a - P^o}{\rho g} - NPSH_N - h_{Rs}$$

A partir do valor calculado de z_m é possível verificar se o sistema irá operar com ou sem cavitação. A cavitação deve ser evitada aproximando-se a bomba da captação ou modificando o sistema de bombeamento (bomba e tubulações).

Na tabela abaixo são apresentados valores de pressão de vapor da água em função da temperatura.

Temperatura vs Pressão de vapor da água

T(°C)	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Pressão (mca)	0,09	0,12	0,24	0,43	0,75	1,25	2,02	2,17	4,82	7,14	10,33

Aplicação 2.

Um poço fornecerá água a 20 °C a uma vazão de 15 m³/h contra uma altura de 13,3 mCL, com um desnível de 6,40 m entre a borda do poço e o nível da água. As perdas na sucção somam 2,26 mCL e o NPSH fornecido pelo fabricante é 0,7 mCL. Determine se é possível fazer o deslocamento do fluido. Considere o sistema operando ao nível do mar.

Solução:

$$P_a = 10,333 \text{ mca} \quad \text{e} \quad P_v (20 \text{ }^\circ\text{C}) = 0,24$$

$$\text{Logo} \quad z_m = (10,333 - 0,24) - 0,7 - 2,26 = 7,13 \text{ m}$$

Considerando que a água está a 6,40m de profundidade é possível fazer este deslocamento.

Funcionamento ideal de bombas

As bombas centrífugas são extremamente simples. Em geral, há duas exigências básicas que sempre têm que ser satisfeitas para se ter uma operação livre de dificuldades e uma vida útil mais longa para bombas centrífugas.

1. A **primeira** exigência é que nenhuma cavitação ocorra ao longo da grande faixa operacional da bomba
2. A **segunda** exigência é que um fluxo contínuo mínimo seja sempre mantido, durante a operação.

A compreensão clara do conceito de cavitação, seus sintomas, suas causas, e suas conseqüências são essenciais na análise efetiva e prevenção do problema de cavitação.

Como há muitas formas de cavitação, cada uma exigindo uma solução diferente, há várias condições desfavoráveis que podem acontecer separadamente ou simultaneamente, quando a bomba é operada a baixas vazões. Entre elas se incluem:

- Grandes vazamentos na carcaça, no lacre, e na caixa de recheio
- Deflexão e cisalhamento de eixos
- Travamento do mecanismo interno da bomba
- Cavitação
- Degradação da qualidade do produto
- Estocadas hidráulicas excessivas
- Quebra prematura de mancais

Cada condição pode ditar uma exigência de baixo fluxo mínimo diferente. A decisão final sobre o fluxo mínimo recomendado é tomada após cuidadosa análise "tecno-econômica" pelo usuário da bomba e o fabricante. As conseqüências de condições prolongadas de operação com cavitação e baixo fluxo podem ser desastrosos para a bomba e para o processo. Tais falhas, quando se opera com hidrocarbonetos, freqüentemente causam fogos prejudiciais que resultam em perda da máquina, da produção, e pior de tudo, de vidas humanas. Assim, tais situações devem ser evitadas a todo custo, seja envolvendo modificações na bomba e sua tubulação ou alterando as condições operacionais. A seleção e o dimensionamento correto da bomba e da tubulação associada, não só eliminam as chances de cavitação e operação a baixa vazão, mas também diminuem significativamente os seus efeitos prejudiciais.

É importante lembrar que o dimensionamento do diâmetro das tubulações deve ser feito considerando valores de velocidade consagrados pela prática, como por exemplo, 1,0 a 2,5 m/s para sucção de água em bombas e de 2,0 a 3,0 m/s em instalações industriais.

Referências consultadas

Foust et. al. Princípios das operações Unitárias
Gomide, R. Operações unitárias
Moraes Junior, D. Transporte de Líquidos e Gases
<http://www.eng.ufsc.br/disci/eqa5313/>
<http://www.eng.ufsc.br/muller/>