

GOVERNO DO ESTADO DO CEARÁ

Secretaria da Educação

ESCOLA ESTADUAL DE EDUCAÇÃO PROFISSIONAL - EEEP

ENSINO MÉDIO INTEGRADO À EDUCAÇÃO PROFISSIONAL

CURSO TÉCNICO EM AGRICULTURA (FLORICULTURA)

HIDRÁULICA BÁSICA

GOVERNO DO
ESTADO DO CEARÁ
Secretaria da Educação

Governador
Cid Ferreira Gomes

Vice Governador
Domingos Gomes de Aguiar Filho

Secretária da Educação
Maria Izolda Cela de Arruda Coelho

Secretário Adjunto
Maurício Holanda Maia

Secretário Executivo
Antônio Idilvan de Lima Alencar

Assessora Institucional do Gabinete da Seduc
Cristiane Carvalho Holanda

Coordenadora da Educação Profissional – SEDUC
Andréa Araújo Rocha

1.0 Princípios Físicos da Hidráulica 02
E.1 Lei de Pascal 05
E.2 Princípios de Prensa Hidráulica 05
E.3 Instrumentos indicadores de Pressão 07
2.0 Consideração de bombas hidráulicas 10
3.0 Cavitação 11
4.0 Classificação das Bombas Hidráulicas 13
5.0 NPSH e Cavitação 16
6.0 Potência absorvida e rendimento das bombas 20
6.1 Rendimento 21
7.0 Perdas de Carga (hf), n° de Reynolds (Re), Velocidade de escoamento (v), Diâmetro dos tubos e altura manométrica (ATM) 22
7.1 Fatores que influenciam nas perdas de carga 22
7.2 Número de Reynolds 24
7.3 Velocidade de escoamento 24
7.4 Escoamento 25
7.5 Fluxo em paralelo 26
8. Diâmetro dos tubos 27
9. Altura Manométrica 27
10. Curvas Características de Bombas Centrífugas 28
10.1 Curva Caracteristica 28
10.2 Curva Característica do Sistema 29
10.2.3 Alterações nas Curvas Caracteristicas 30
11. Acionamento de Bombas e Correias 32
11.1 Cálculo do Diâmetro de Polias em função da rotação 32
11.2 Cálculo da Polia do motor 34
11.3 Cálculo da Polia da Bomba 35
12. Método Básico para seleção da Bomba Centrífuga 37
12.1 Critérios para sucção inferior a 8mca 37
12.2 Cálculos nas perdas de carga no recalque 38
12.3 Cálculos nas perdas de carga na sucção 38
12.4 Cálculo da Altura Manométrica (AMT) 39
12.5 Cálculo da potência necessária do motor 39
12.6 Determinação do ponto de funcionamento 39
13. Instruções para instalação hidráulica 42
14. Instruções para instalação elétrica 42
15. Instruções para acionamento de bomba 43
16. Método básico para instalação de uma bomba centrifuga injetora 44
17. Exercícios 51
18. Termos Hidráulicos 52
19. Referencias Bibliograficas 54

1.0 PRINCÍPIOS FÍSICOS DA HIDRÁULICA

1.1.Fluido

É definido como sendo qualquer líquido ou gás. Entretanto, em hidráulica, refere-se ao líquido utilizado como meio de transmitir energia (óleo ou água).

1.1.1. Funções do fluido hidráulico:

- Transmitir energia;
- Lubrificar peças móveis;
- Vedar folga entre essas peças móveis;
- Resfriar ou dissipar calor;
- Limpar o sistema.

1.1.2. Principais fluidos hidráulicos:

- Água (com aditivo);
- Óleos minerais;
- Fluidos sintéticos;
- Fluidos resistentes ao fogo (emulsões de glicol em água, soluções de glicol em água e fluidos sintéticos não aquosos).

Sendo a hidráulica o ramo da física que estuda o comportamento dos fluidos, tanto em repouso como em movimento, é necessário conhecer-se algumas definições básicas destes comportamentos, assim como a Mecânica dos Fluidos. O transporte de fluidos incompressíveis com viscosidade baixa, ou nula, dos quais o mais conhecido e bombeado é a água. A água em seu estado líquido possui propriedades físico-químicas diversas, cujas principais são:

A. Peso Específico (γ): É o peso da substância pelo volume ocupado pela mesma, cuja expressão é definida por:
γ= P/ V ; ; kgf/m³

O peso específico da água é igual a 1000 kgf/m³ ou 1,0 gf/cm³;

B. Volume Específico (Ve): É o volume ocupado por 1 kg do produto. Este volume varia de acordo com a temperatura:

Para água a:
4ºC, Ve = 0,001 m³/kg
28º C, Ve = 0,001005 m³/kg

C. Massa específica (ρ): É a massa por unidade de volume, cuja expressão é:

ρ= M/ V ; kg/m³

D. Densidade (d): A densidade é a comparação entre o peso do líquido e o peso de igual volume de água destilada, à temperatura padrão de 4º C. Por tratar-se de uma relação entre pesos, constitui-se em um número adimensional.
A água possui densidade = 1,0;

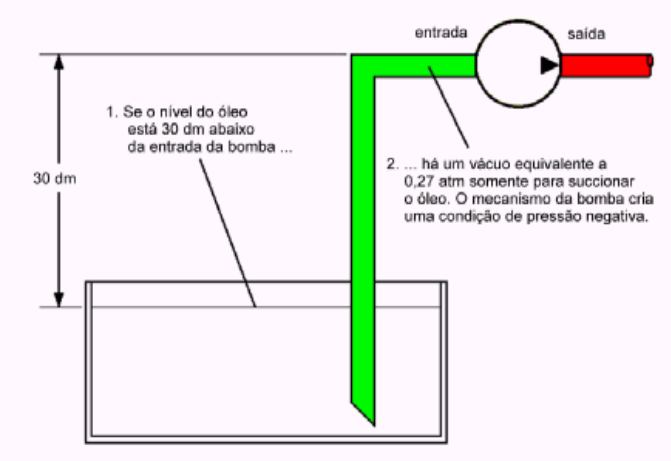
E. Pressão (p):

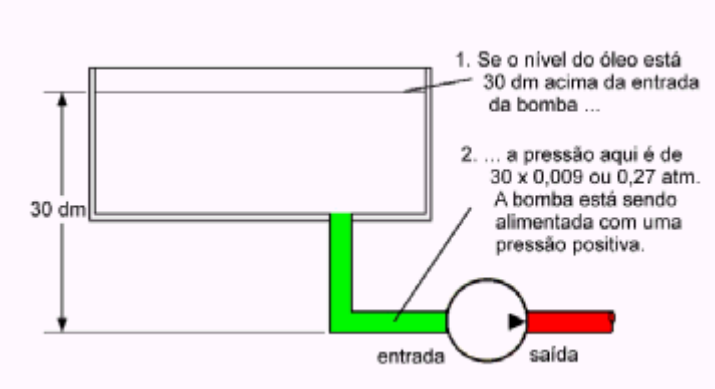
Podemos definir como sendo a restrição à passagem do fluxo, ou ainda como a força exercida por unidade de superfície

Pressão absoluta: é a soma da pressão atmosférica mais a sobrepressão (aquela indicada pelo manômetro).

Pressão relativa: também chamada de sobrepressão (aquela indicada pelo manômetro), não está incluída a pressão atmosférica.

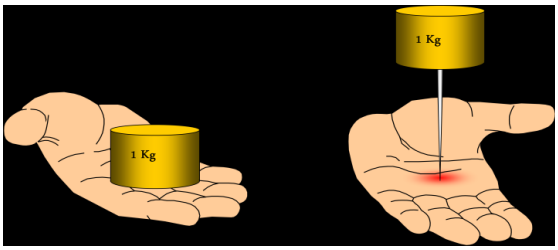
Pressão atmosférica: é a pressão exercida por uma coluna de mercúrio (Hg) de 76 cm de altura, a 0ºC de temperatura, ao nível do mar (barômetro de Torricelli).





Pressão é a força exercida por unidade de superfície. Em hidráulica, a pressão é expressa em kgf/cm2, atm ou bar. A pressão também poderá ser expressa em psi (Pound per square inch) que significa libra

força por polegada quadrada, abrevia-se lbf/pol2.

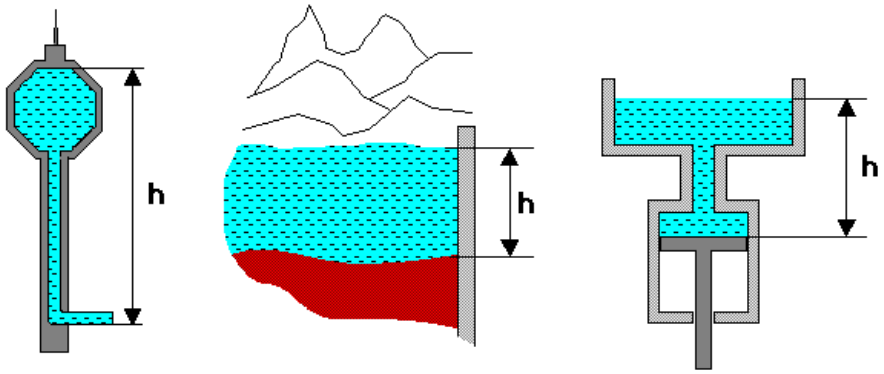


p =F/A

Pressão hidrostática

É a pressão exercida por uma coluna de líquido, e é dada pela seguinte expressão:

$$p = \mu \cdot g \cdot h$$



Unidades de pressão mais utilizadas nas indústrias:

atm, bar, kgf/cm² e PSI (Libras por polegada quadrada)

Para cálculo aproximado: 1atm = 1bar = 1kgf/cm² = 1kp/cm² = 14,7 PSI

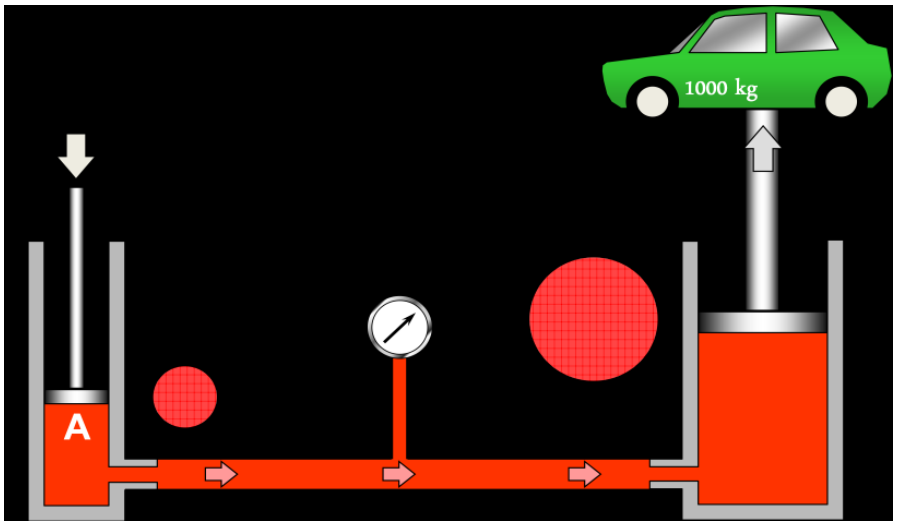
Funcionamento

Conforme a pressão aumenta no sistema, o tubo de Bourdon tende a endireitar-se devido às diferenças nas áreas entre os diâmetros interno e externo do tubo. Esta ação de endireitamento provoca o movimento do ponteiro, proporcional ao movimento do tubo, que registra o valor da pressão no mostrador. Os manômetros de Bourdon são instrumentos de boa precisão com valores variando entre 0,1 e 3% da escala total. São usados geralmente para trabalhos de laboratórios ou em sistemas onde a determinação da pressão é de muita importância.

E.1- Lei de Pascal

A pressão exercida em um ponto qualquer de um líquido estático é a mesma em todas as direções e exerce forças iguais em áreas iguais. Vamos supor um recipiente cheio de um líquido, o qual é praticamente incompressível. Quando aplicamos uma força de 10 kgf em uma área de 1cm2, obtemos como resultado uma pressão interna de 10 kgf/cm2 agindo em toda a parede do recipiente com a mesma intensidade. Este princípio, descoberto e enunciado por Pascal, levou à construção da primeira prensa hidráulica no princípio da Revolução Industrial. Quem desenvolveu a descoberta de Pascal foi o mecânico Joseph Bramah.

E.2- Princípio da Prensa Hidráulica (multiplicação de força)



Sabemos que: $p=F/A$

Portanto:

$$p_1 = F_1 / A_{1=} 100kgf / 10cm^2 = 10kgf / cm^2$$

Temos que a pressão, agindo em todos os sentidos internamente na câmara da prensa, é de 10 Kgf/cm^2.

Esta pressão suportará um peso de 1000 Kgf se tivermos uma área A2 de 100 ^{cm2}, sendo:

$$F = p. A$$

Temos:

$F_2 = p_1 \cdot A_2$

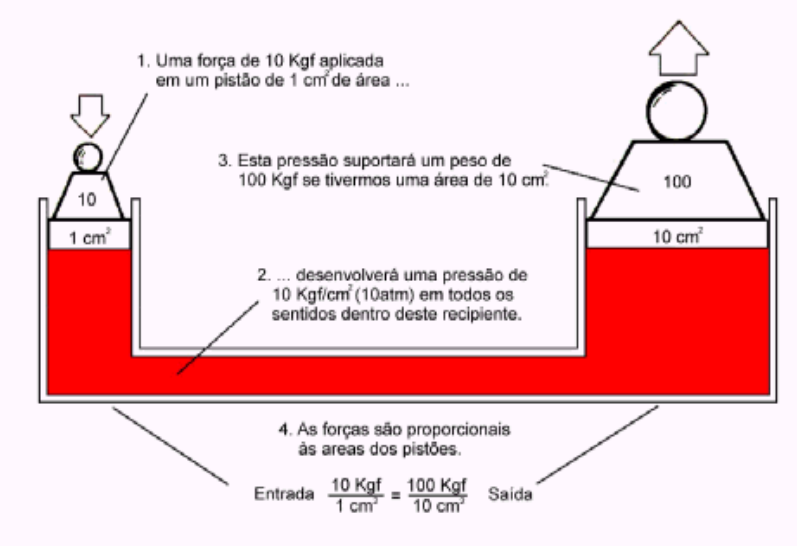
$F_2 = 10\ kgf / cm^2 \cdot 100\ cm^2 = 1000\ kgf$

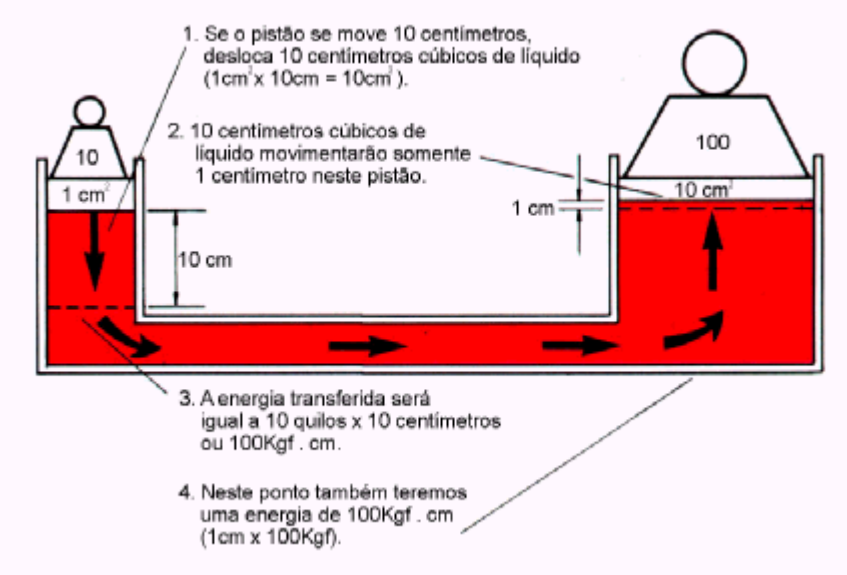
Podemos considerar que as forças são proporcionais às áreas dos pistões

- 1 bar = 76,00617 centímetros de mercúrio
- 1 bar = 100 kPa = 100 000 Pa
- 1 bar = 1 000 000 dina por centímetro quadrado

Equivalência entre Unidades de Pressão

$$1\ atm \cong 1 kgf/cm^2 = 1\ bar \cong 14{,}7\ psi$$





Na prática, podemos considerar:

O **bar** é uma unidade de pressão (símbolo: bar) e equivale a exatamente 100 000 Pa (10^5 Pa). Este valor de pressão é muito próximo ao da pressão atmosférica padrão, que é definido como 101 325 Pa. O plural do nome da unidade de pressão bar é bars (Ex.: 2 bars de pressão).

É frequente medir a pressão atmosféricaem milésimos de bar (mbar) e também pressões de diversos sistemas hidráulicos e pneumáticos, onde pode-se utilizar a relação 1 bar = 14,5 Psi.

1 bar = 14,5 Psi

Vantagens do acionamento hidráulico:

Velocidade variável – através da válvula reguladora de fluxo;
- Reversibilidade – através da válvula direcional;
- Parada instantânea – através da válvula direcional;
- Proteção contra sobre carga – através da válvula de segurança ou limitadora de pressão;
- Dimensões reduzidas.

E.3- Instrumentos indicadores de Pressão

Medidor de pressão – Manômetro

O manômetro é um aparelho que mede um diferencial de pressão. Dois tipos de manômetros são utilizados nos sistemas hidráulicos: o de Bourdon e o de núcleo móvel. **Principal tipo de manômetro: Manômetro de Bourdon** O tubo de Bourdon consiste de uma escala calibrada em unidades de pressão e de um ponteiro ligado, através de um mecanismo, a um tubo oval, em forma de "C". Esse tubo é ligado à pressão a ser medida.



. *Vacuômetro*: instrumento utilizado para indicar vácuo (ausência total ou parcial de ar).

. *Termômetro:* instrumento utilizado para indicar temperatura.



F. Vazão (Q):

É a relação entre o volume do fluido que atravessa uma determinada seção de um conduto, e o tempo gasto para tal, sendo**:**

Unidades: m^3/h, L/s, GPM;
Q = V/ T

G. Velocidade (Ve): É a relação entre a vazão do fluido escoado e a área de seção por onde escoa, sendo:

Unidades: m/s, pés/s, m/min
Ve = Q/ A

G.1- Velocidade x Vazão

Nos sistemas dinâmicos, o fluido que passa pela tubulação se desloca a certa velocidade. Esta é a velocidade do fluido, que de modo geral é medida em centímetros por segundo (cm/seg.). O volume do fluido passando pela tubulação em um determinado período de tempo é a vazão (Q = V.A), em litros por segundo (l/s). A

relação entre velocidade e vazão pode ser vista na ilustração.

$$\nu_{(volume)} = A_{(área)} \cdot S_{(comprimento)}$$

$$Q_{(vazão)} = V_{(velocidade)} \cdot A_{(área)}$$

$$Q = \nu_{(volume)} / T_{(tempo)}$$

$$V_{(velocidade)} = Q_{(vazão)} / A_{(área)}$$

Para encher um recipiente de 20 litros em um minuto, o volume de fluido em um cano de grande diâmetro deve passar a uma velocidade de 300 cm/s. No tubo de pequeno diâmetro, o volume deve passar a uma velocidade de 600 cm/s para encher o recipiente no tempo de um minuto. Em ambos os casos a vazão é de 20 litros/minuto, mas as velocidades do fluido são diferentes.

H. Viscosidade (μ):

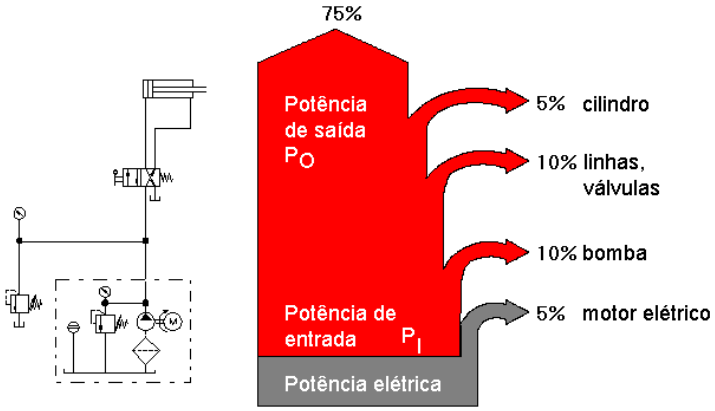
É uma característica intrínseca do fluido. Com o movimento do mesmo, dependendo da velocidade, ocorrerá um maior ou menor atrito das partículas com as paredes da tubulação; É a resistência imposta pelas camadas do fluido ao escoamento recíproco das mesmas;

H.1. Viscosidade Cinemática (υ): É a relação entre a viscosidade absoluta (μ) e a massa específica (ν) sendo:

$\upsilon = \mu / \rho$
Unidades: m²/s, pés/s, centistokes (cst) Onde: 1 m²/s = **106** centistokes

Potência x Eficiência em sistemas hidráulicos

Em sistemas hidráulicos, devido às perdas de cargas geradas pelos próprios elementos do circuito, como por exemplo: bombas, válvulas, curvas, cilindros, instrumentos de medida e, a própria tubulação, o proveitamento final da energia fornecida ao circuito é cerca de 75%, conforme ilustrado na figura a seguir

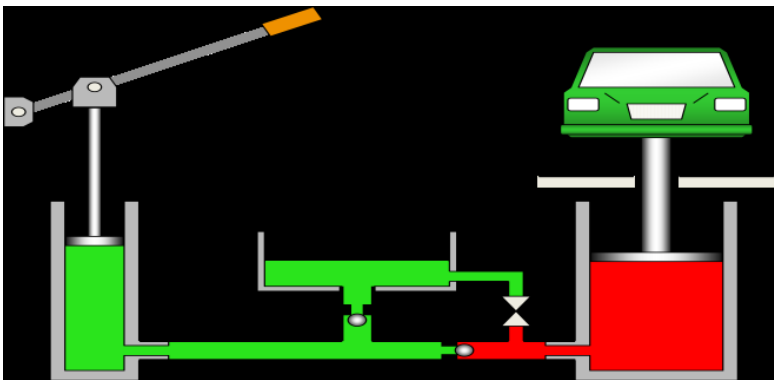


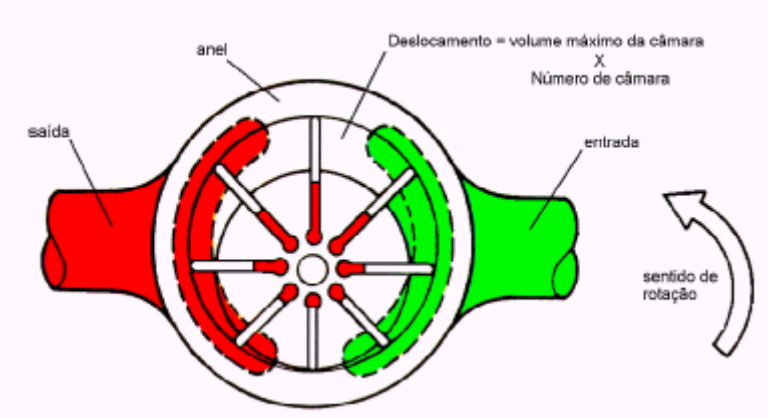
Potência de entrada e saída

2.0 CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE BOMBAS HIDRÁULICAS

São Máquinas Hidráulicas Operatrizes, isto é, máquinas que recebem energia potencial (força motriz de um motor ou turbina), e transformam parte desta potência em energia cinética (movimento) e energia de pressão (força), cedendo estas duas energias ao fluido bombeado, de forma a recirculá- lo ou transportá-lo de um ponto a outro.

Portanto, o uso de bombas hidráulicas ocorre sempre que há a necessidade de aumentar-se a pressão de trabalho de uma substância líquida contida em um sistema, a velocidade de escoamento, ou ambas.





Motor elétrico: converte energia elétrica em movimento mecânico rotativo.
Acoplamento: transfere movimento mecânico rotativo do motor para a bomba.
Bomba hidráulica: converte movimento mecânico rotativo em fluxo hidráulico.
Reservatório: armazena o fluido hidráulico

3.0 Cavitação

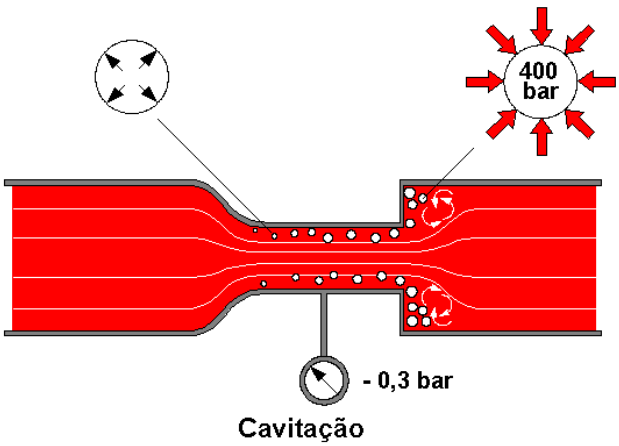
A cavitação é provocada quando, por algum motivo, gera-se uma zona de depressão, ou pressão negativa. Quando isso ocorre, o fluido tende a vaporizar formando bolhas de ar. Ao passar da zona de depressão, o fluido volta a ficar submetido à pressão de trabalho e, as bolhas de ar implodem provocando ondas de choque, que provocam desgaste, corrosão e até mesmo destroem pedaços dos rotores, carcaças e tubulações.

Quando a condição **NPSHd > NPSHr** não é garantida pelo sistema, ocorre o fenômeno denominado cavitação. Este fenômeno dá-se quando a pressão do fluido na linha de sucção adquire valores inferiores ao da pressão de vapor do mesmo, formando-se bolhas de ar, isto é, a rarefação do fluido (quebra da coluna de água) causada pelo deslocamento das pás do rotor, natureza do escoamento e/ou pelo próprio movimento de impulsão do fluido.

Estas bolhas de ar são arrastadas pelo fluxo e condensam-se voltando ao estado líquido bruscamente quando passam pelo interior do rotor e alcançam zonas de alta pressão. No momento desta troca de estado, o fluido já está em alta velocidade dentro do rotor, o que provoca ondas de pressão de tal intensidade que superam a resistência à tração do material do rotor, podendo arrancar partículas do corpo, das pás e das paredes da bomba, inutilizando-a com pouco tempo de uso, por consequente queda de rendimento da mesma. O ruído de uma bomba cavitando é diferente do ruído de operação normal da

mesma, pois dá a impressão de que ela está bombeando areia, pedregulhos ou outro material que cause impacto. Na verdade, são as bolhas de ar "implodindo" dentro do rotor. Para evitar-se a cavitação de uma bomba, dependendo da situação, deve-se adotar as seguintes providências:

A. Reduzir-se a altura de sucção e o comprimento desta tubulação, aproximando-se ao máximo a bomba da captação;
B. Reduzir-se as perdas de carga na sucção, com o aumento do diâmetro dos tubos e conexões;
C. Refazer todo o cálculo do sistema e a verificação do modelo da bomba;
D. Quando possível, sem prejudicar a vazão e/ou a pressão final requeridas no sistema, pode-se eliminar a cavitação trabalhando-se com registro na saída da bomba "estrangulado", ou, alterando-se o(s) diâmetro(s) do(s) rotor(es) da bomba. Estas porém são providências que só devem ser adotadas em último caso, pois podem alterar substancialmente o rendimento hidráulico do conjunto.



Causas da cavitação

- Filtro da linha de sucção saturado
- Respiro do reservatório fechado ou entupido
- Linha de sucção muito longa
- Muitas curvas na linha de sucção (perdas de cargas)
- Estrangulamento na linha de sucção
- Altura estática da linha de sucção
- Linha de sucção congelada

Características de uma bomba em cavitação

- Queda de rendimento
- Marcha irregular
- Vibração provocada pelo desbalanceamento

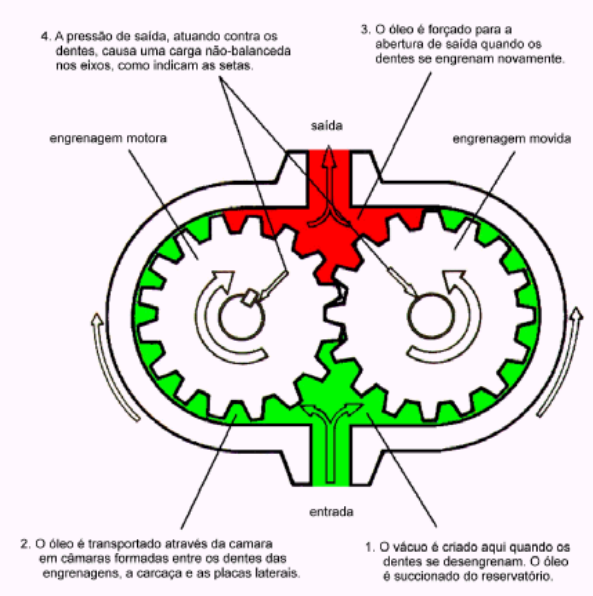
 Ruído provocado pela implosão das bolhas

Como evitar a cavitação

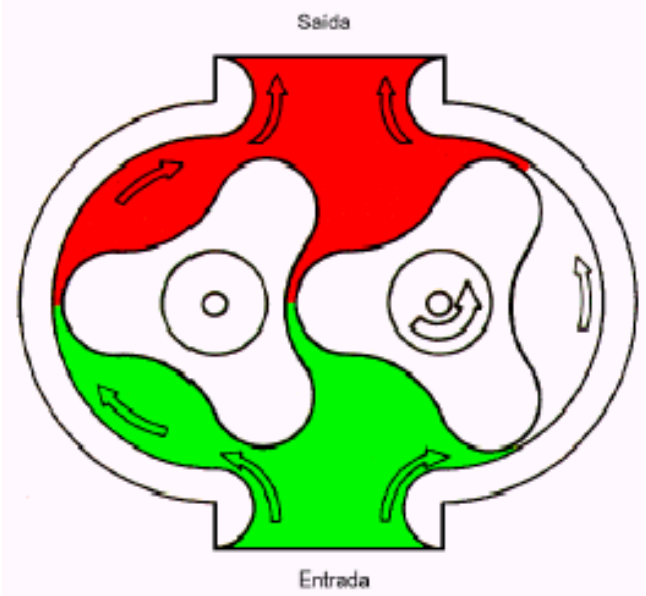
Primeiramente, elaborando-se um bom projeto para a linha de sucção. Segundo, aplicando-se uma manutenção preventiva.

4.0 Classificação das Bombas

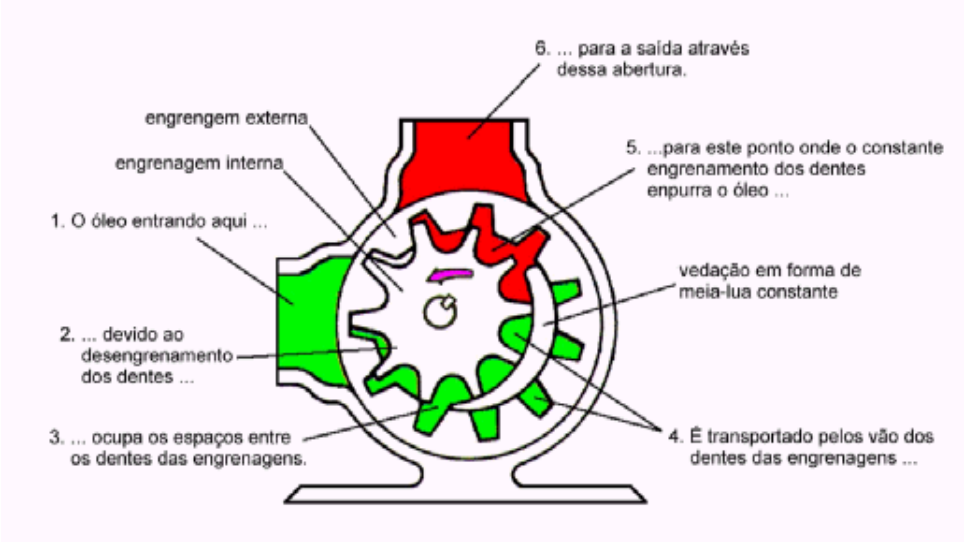
4.1 Bombas hidrostáticas: são bombas de deslocamento positivo, que fornecem determinada quantidade de fluido a cada rotação ou ciclo. Como nas bombas hidrostáticas a saída do fluido independe da pressão, com exceção de perdas ou vazamentos, praticamente todas as bombas necessárias para transmitir força hidráulica em equipamentos industriais, em maquinaria de construção e em aviação, são do tipo hidrostática. Os tipos de bombas hidrostáticas mais comuns encontradas são: de engrenagens, de engrenagens internas, de lóbulo, tipo gerator, de palhetas balanceadas e não balanceadas, de pistão radial e axial.



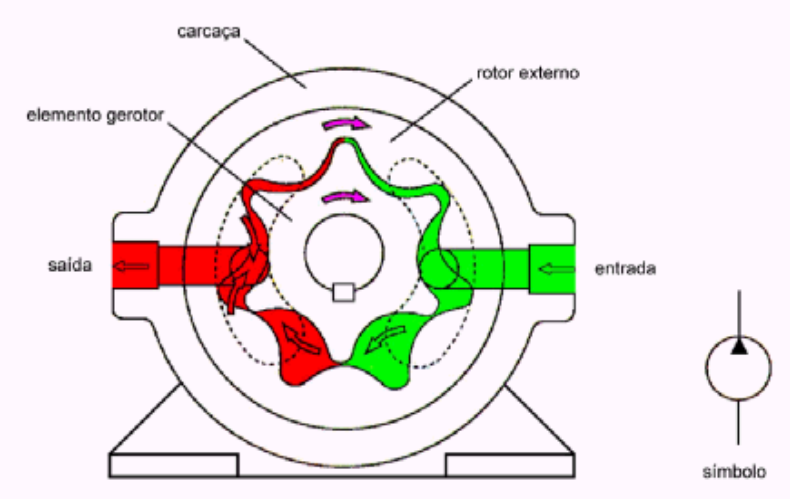
Bomba de Engrenagens



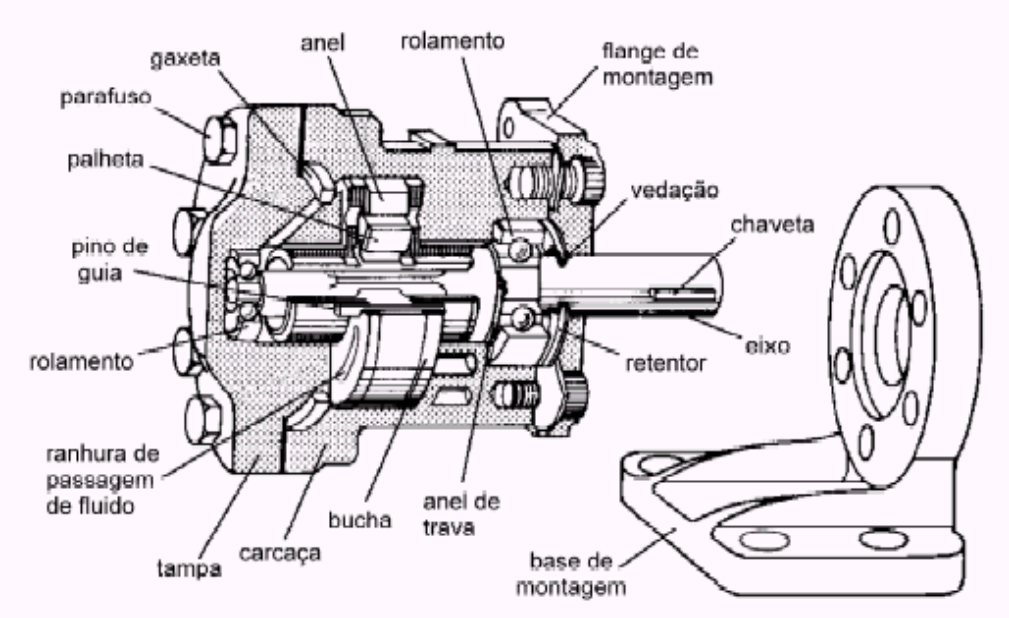
Bomba de Rótulo



Bomba de Engrenagens Internas



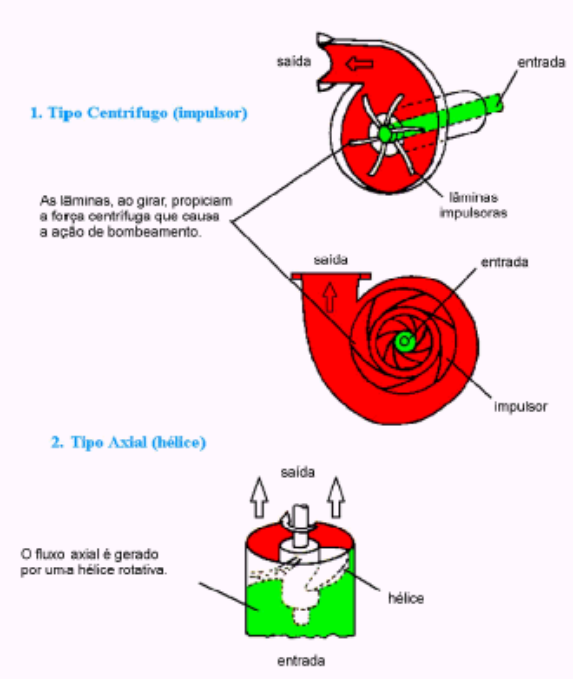
Bomba de Gerator



Bombas de Engrenagens

4.2.2 Bombas hidrodinâmicas:

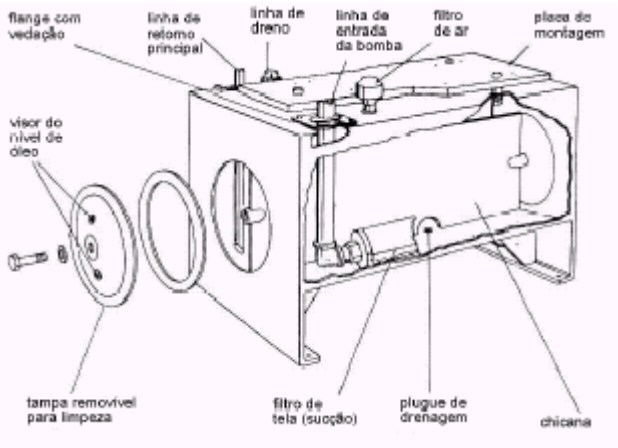
São bombas de deslocamento não positivo, usadas para transferir fluido e cuja única resistência é criada pelo peso do fluido e pelo atrito. Por isso, são raramente utilizadas em circuitos hidráulicos, pois quando aumenta a resistência à passagem de fluido, reduz o seu deslocamento.

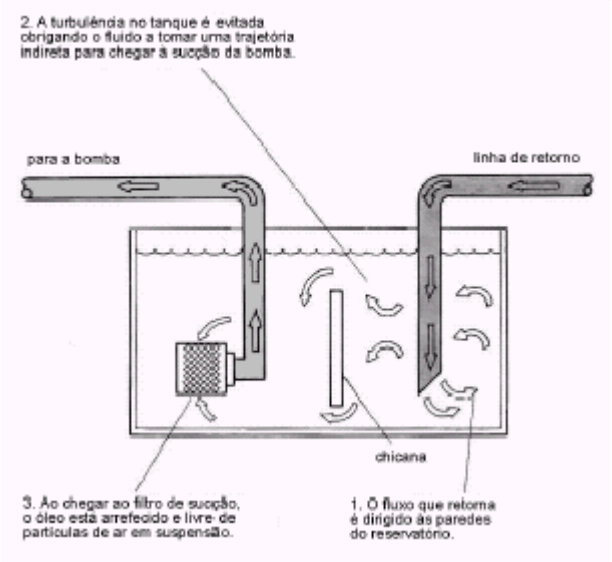


4.2.3 Deslocamento:

É o volume de líquido transferido durante uma rotação da bomba e é equivalente ao volume de uma câmara, multiplicado pelo número de câmaras que passam pelo pórtico de saída da bomba durante uma rotação.

Reservatório





5.0- N P S H E CAVITAÇÃO

A sigla NPSH, vem da expressão Net Positive Suction Head, a qual sua tradução literal para o Português não expressa clara e tecnicamente o que significa na prática. No entanto, é de vital importância para fabricantes e usuários de bombas o conhecimento do comportamento desta variável, para que a bomba tenha um desempenho satisfatório, principalmente em sistemas onde coexistam as duas situações descritas abaixo:

Bomba trabalhando no inicio da faixa, com baixa pressão e alta vazão;
Existência de altura negativa de sucção;

Quanto maior for a vazão da bomba e a altura de sucção negativa, maior será a possibilidade da bomba cavitar em função do NPSH.
Em termos técnicos, o NPSH define-se como a altura total de sucção referida a pressão atmosférica local existente no centro da conexão de sucção, menos a pressão de vapor do líquido.
NPSH = (Ho - AS- hfs - R) - Hv

Onde:

Ho = Pressão atmosférica local , em mca (Tabela 1);
AS = Altura de sucção, em metros (dado da instalação);
hfs = Perdas de carga no escoamento pela tubulação de sucção, em metros;
R = Perdas de carga no escoamento interno da bomba, em metros (dados do fabricante);
Hv = Pressão de vapor do fluido escoado, em metros

Para que o NPSH proporcione uma sucção satisfatória à bomba, é necessário que a pressão em qualquer ponto da linha nunca venha reduzir-se à pressão de vapor do fluido bombeado. Isto é evitado tomando-se providências na instalação de sucção para que a pressão realmente útil para a movimentação do fluido, seja sempre maior que a soma das perdas de carga na tubulação com a altura de sucção, mais as perdas internas na bomba, portanto:

Ho - Hv > hfs + AS + R

5.1NPSH DA BOMBA E NPSH DA INSTALAÇÃO:

Para que se possa estabelecer, comparar e alterar os dados da instalação, se necessário, é usual desmembrar- se os termos da fórmula anterior, a fim de obter-se os dois valores característicos (instalação e bomba), sendo:

Ho - Hv - AS - hfs = NPSHd (disponível),

que é uma característica da instalação hidráulica. É a energia que o fluido possui, num ponto imediatamente anterior ao flange de sucção da bomba, acima da sua pressão de vapor. Esta variável deve ser calculada por quem dimensionar o sistema, utilizando-se de coeficientes tabelados e dados da instalação;

R = NPSHr (requerido),

é uma característica da bomba, determinada em seu projeto de fábrica, através de cálculos e ensaios de laboratório. Tecnicamente, é a energia necessária para vencer as perdas de carga entre a conexão de sucção da bomba e as pás do rotor, bem como criar a velocidade desejada no fluido nestas pás. Este dado deve ser obrigatoriamente fornecido pelo fabricante através das curvas características das bombas (curva de NPSH);

Assim, para uma bom desempenho da bomba, deve-se sempre garantir a seguinte situação:

NPSHd > NPSHr

***3. EXEMPLO*:** Suponhamos que uma bomba de modelo hipotético seja colocada para operar com 35 mca de AMT, vazão de 32,5 m3/h, altura de sucção de 2,0 metros e perda por atrito na sucção de 1,6 mca. A altura em relação ao nível do mar onde a mesma será instalada é de aproximadamente 150 metros, e a temperatura da água é de 30ºC, verificaremos:

A. VERIFICAÇÃO DO NPSHr:

Conforme curva característica do exemplo citado, para os dados de altura (mca) e vazão (m^3/h) indicados, o NPSHr da bomba é 4,95 mca, confira:

B. CÁLCULO DO NPSHd:

Sabendo-se que:

NPSHd = Ho - Hv – AS – hfs

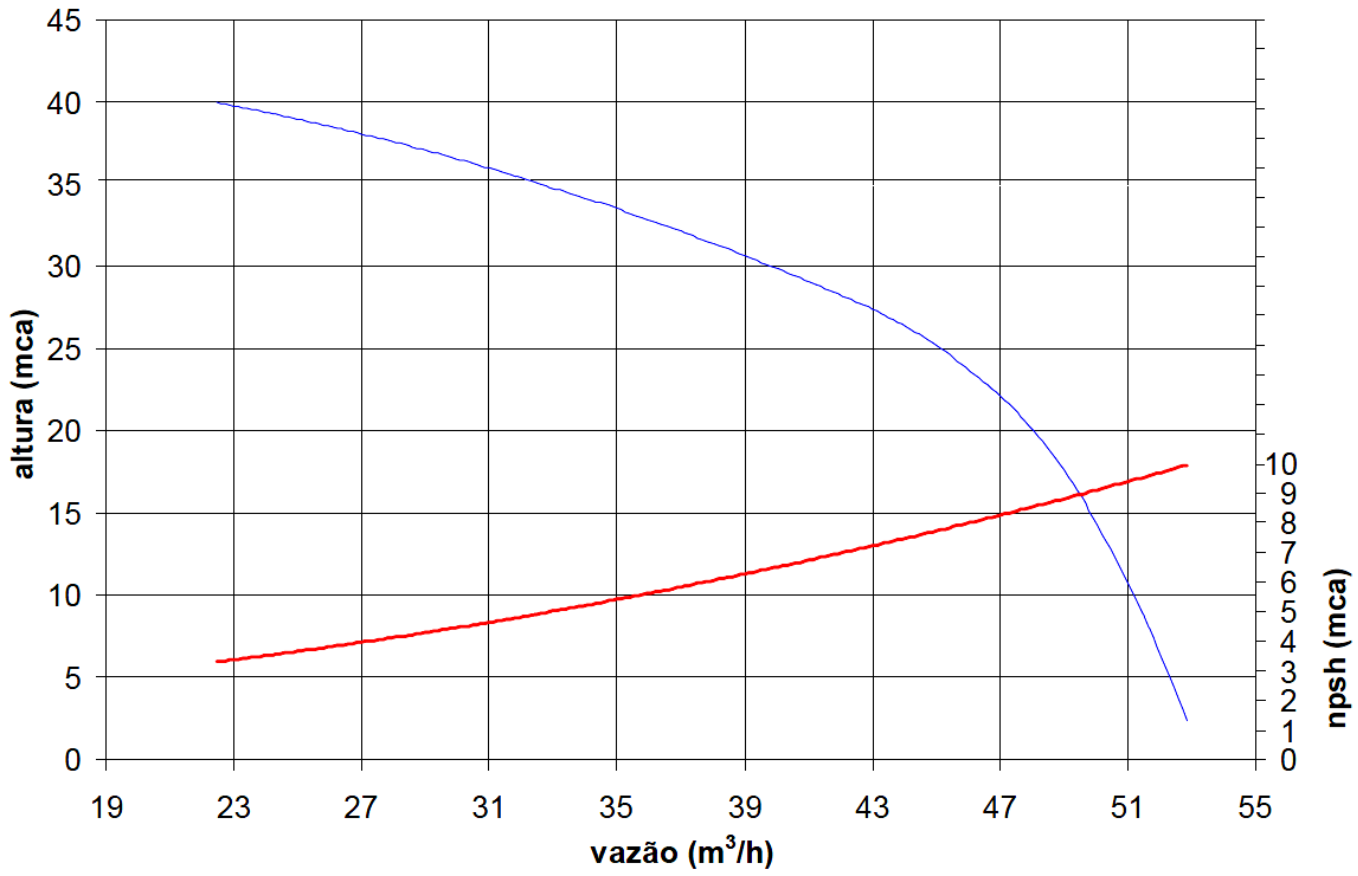
Onde:

Ho = 10,16 (Tabela 1);
Hv = 0,433 (Tabela 2);
AS = 2,0 metros (altura sucção);
hfs = 1,60 metros (perda calculada para o atrito na sucção).

Temos que:

NPSHd = 10,16 - 0,433 - 2,0 - 1,60 => **NPSHd = 6,127 mca**

Analisando-se a curva característica abaixo, temos um NPSHr de aproximadamente 5 mca.
Então **NPSHd > NPSHr**



A bomba nestas condições funcionará normalmente, porém, deve-se evitar:

1. Aumento da vazão;

2. Aumento do nível dinâmico da captação;
3. Aumento da temperatura da água.
Havendo alteração destas variáveis, o NPSHd poderá igualar-se ou adquirir valores inferiores ao NPSHr , ocorrendo assim a cavitação.

OBS:

A existência de uma margem entre o NPSHd e o NPSHr visa garantir que não ocorrerá cavitação.
Hoje, após experimentos de vários autores e consultores, verificou-se que na maioria dos casos, uma margem segura para o NPSH é: **NPSHd > NPSHr + 1,5 mca**

6.0 POTÊNCIA ABSORVIDA (BHP) E RENDIMENTO (η) DAS BOMBAS

1. DEFINIÇÃO**:** A Potência Absorvida (BHP) de uma bomba é a energia que ela consome para transportar o fluido na vazão desejada, altura estabelecida, com o rendimento esperado. No entanto, o **BHP (Brake Horse Power)**, denominado "Consumo de Energia da Bomba", é função de duas outras potências também envolvidas no funcionamento de uma bomba. São elas:

A. Potência hidráulica ou de elevação (WHP);
B. Potência útil (PU).

Porém, na prática, apenas a potência motriz faz-se necessária para se chegar ao motor de acionamento da bomba, cuja expressão matemática é expressa por:

BHP ou PM = Q x AMT x 0,37 / η

Onde:

BHP ou PM = Potência motriz absorvida pela bomba (requerida para a realização do trabalho desejado);
Q = Vazão desejada, em m^3/h;
AMT = Altura manométrica total, em mca;
0,37 = Constante para adequação das unidades;
η = Rendimento esperado da bomba, ou fornecido através da curva característica da mesma, em percentual (%).

***2. EXEMPLO*:** Uma bomba operando com 42 m³/h em 100 mca, que apresenta na curva característica um rendimento de 57%. Qual a potência necessária para acioná-la?

PM = Q x AMT x 0,37/ **η** => PM = 42 x 100 x 0,37/ 57
=> **PM = 27,26 cv (*)**

***6.1 RENDIMENTO* (η):**

O rendimento de uma bomba é a relação entre a energia oferecida pela máquina motriz (motor) e a absorvida pela máquina operatriz (bomba). Isto é evidenciado uma vez que o motor não transmite para o eixo toda a potência que gera, assim como a bomba, que necessita uma energia maior do que consome, devido as suas perdas passivas na parte interna.

O rendimento global de uma bomba divide-se em:

A. Rendimento Hidráulico (H): Leva em consideração o acabamento interno superficial do rotor e da carcaça da bomba. Varia também de acordo com o tamanho da bomba, de 20 a 90%;
B. Rendimento Volumétrico (V): Leva em consideração os vazamentos externos pelas vedações (gaxetas) e a recirculação interna da bomba. Bombas autoaspirantes, injetoras e de alta pressão possuem rendimento volumétrico e global inferior às convencionais;
C. Rendimento Mecânico(M): Leva em consideração que apenas uma parte da potência necessária ao acionamento de uma bomba é usada para bombear. O restante, perde-se por atrito;
Portanto, o rendimento global será:

η = Q x AMTx 0,37 / BHP

Ou seja: a relação entre a potência hidráulica e a potência absorvida pela bomba.
(*) Comercialmente, para uma potência requerida de 27,26 cv, teríamos que acoplar à bomba um motor de 30 cv.

6. ***EXEMPLO*:** Utilizando-se os mesmos dados do exemplo anterior (item 2), teremos:

η = 42 x 100 x 0,37 / 27,26

η = 57%

Pelo exposto neste tópico, concluímos que potência absorvida e rendimento de uma bomba são variáveis interligadas, ficando claro que, quanto maior a potência necessária para acionar uma bomba, menor é o seu rendimento (), e vice-versa. Isto se prova valendo-se do exemplo acima, se caso a bomba precisasse dos 30cv do motor para realizar o trabalho desejado, o rendimento seria:

η = 42 x 100 x 0.37 / 30
η = 51,8%

7.0 PERDAS DE CARGA (hf), n° de Reynolds (Re), Velocidade de escoamento (v), Diâmetro dos tubos e altura manométrica (ATM)

1. PERDAS DE CARGA (hf): Denomina-se perda de carga de um sistema, o atrito causado pela resistência da parede interna do tubo quando da passagem do fluido pela mesma.
As perdas de carga classificam-se em:

CONTÍNUAS: Causadas pelo movimento da água ao longo da tubulação. É uniforme em qualquer trecho da tubulação (desde que de mesmo diâmetro), independente da posição do mesmo. (Tabelas 6 e 8);

LOCALIZADAS: Causadas pelo movimento da água nas paredes internas e emendas das conexões e acessórios da instalação, sendo maiores quando localizadas nos pontos de mudança de direção do fluxo. Estas perdas não são uniformes, mesmo que as conexões e acessórios possuam o mesmo diâmetro.

7.1. FATORES QUE INFLUENCIAM NAS PERDAS DE CARGA:

A. Natureza do fluido escoado (peso específico, viscosidade): Como a maioria das bombas são fabricadas basicamente para o bombeamento de água, cujo peso específico é de 1000 kgf/m^3 , não há necessidade de agregar-se fatores ao cálculo de perdas de carga, em se tratando desta aplicação;

B. Material empregado na fabricação dos tubos e conexões (PVC, ferro) e tempo de uso: Comercialmente, os tubos e conexões mais utilizados são os de PVC e Ferro Galvanizado, cujas

diferenças de fabricação e acabamento interno (rugosidade e área livre) são bem caracterizadas, razão pela qual apresentam coeficientes de perdas diferentes;

C. Diâmetro da tubulação: O diâmetro interno ou área livre de escoamento, é fundamental na escolha da canalização já que, quanto maior a vazão a ser bombeada, maior deverá ser o diâmetro interno da tubulação, afim de diminuir-se as velocidades e, consequentemente, as perdas de carga. São muitas as fórmulas utilizadas para definir-se qual o diâmetro mais indicado para a vazão desejada. Para facilitar os cálculos, todas as perdas já foram tabeladas pelos fabricantes de diferentes tipos de tubos e conexões. No entanto, para efeito de cálculos, a fórmula mais utilizada para chegar-se aos diâmetros de tubos é a Fórmula de Bresse, expressa por:

$$D = K \sqrt{Q},$$

Onde: **D** = Diâmetro do tubo, em metros;
K= 0,9 - Coeficiente de custo de investimento x custo operacional.
Usualmente aplica-se um valor entre 0,8 e 1,0;
Q = Vazão, em m^3/s;

A Fórmula de Bresse calcula o diâmetro da tubulação de recalque, sendo que, na prática, para a tubulação de sucção adota-se um diâmetro comercial imediatamente superior;

D. Comprimento dos tubos e quantidade de conexões e acessórios:

Quanto maior o comprimento e o nº de conexões, maior será a perda de carga proporcional do sistema. Portanto, o uso em excesso de conexões e acessórios causará maiores perdas, principalmente em tubulações não muito extensas;

E. Regime de escoamento (laminar ou turbulento):

O regime de escoamento do fluido é a forma como ele desloca-se no interior da tubulação do sistema, a qual determinará a sua velocidade, em função do atrito gerado. No regime de **escoamento laminar**, os filetes líquidos (moléculas do fluido agrupadas umas às outras) são paralelos entre si, sendo que suas

velocidades são invariáveis em direção e grandeza, em todos os pontos. O regime laminar é caracterizado quando o nº de Reynolds (Re), for inferior a 2000.

No regime de **escoamento turbulento,** os filetes movem-se em todas as direções, de forma sinuosa, com velocidades variáveis em direção e grandeza, em pontos e instantes diferentes. O regime turbulento é caracterizado quando o nº de Reynolds (Re), for superior a 4000.

Obviamente, o regime de escoamento mais apropriado para um sistema de bombeamento é o **laminar** pois, acarretará menores perdas de carga por atrito em função do baixo número de interferências existentes na linha.

7.2. Nº DE REYNOLDS (Re):

É expresso por:

Onde:

Re = V x D /ט

Re = Nº de Reynolds

V = Velocidade média de escoamento, em m/s;

D = Diâmetro da Tubulação, em metros;

ט = Viscosidade cinemática do Liquido, em m2 /s;

Para a água doce, ao nível do mar e a temperatura de 25^0C, a viscosidade cinemática (ט) é igual a 0,000001007 m²/s;

O escoamento será: **Laminar : Re < 2000**

Turbulento : Re > 4000

Entre 2000 e 4000, o regime de escoamento é considerado crítico.

Na prática, o regime de escoamento da água em tubulações é sempre turbulento;

7.3. VELOCIDADE DE ESCOAMENTO (V):

Derivada da equação da continuidade, a velocidade média de escoamento aplicada em condutos circulares é dado por:

$$V = 4 \times Q / \pi \times D^2$$

onde:

V= Velocidade de escoamento, em m/s;
Q= Vazão, em m^3/s;
π = 3,1416 (constante);
D= Diâmetro interno do tubo, em metros;

Para uso prático, as velocidades de escoamento mais econômicas são:
Velocidade de Sucção ≤ 2,0 m/s
Velocidade de Recalque ≤ 3,0 m/s

7.4. Escoamento

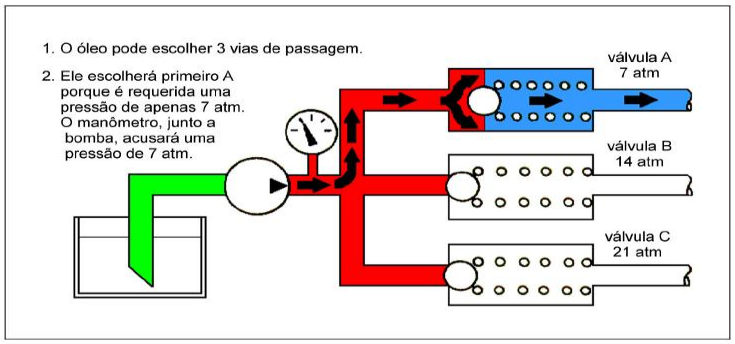
As moléculas de um fluido que se movimentam em tubulações atritam-se umas às outras e com as paredes da tubulação, provocando perdas de forças.
A velocidade de fluxo recomendada no sistema óleo hidráulico podem ser:

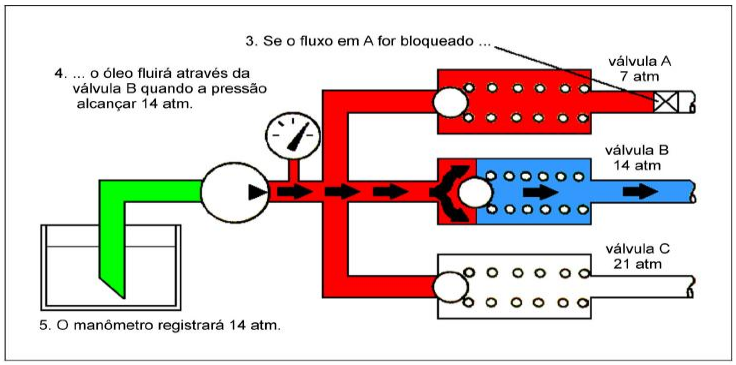
Pressão bar	Velocidade m/s
Tubos de pressão	
P < 50	4
50 < p < 100	4 – 5
100 < p < 200	5 – 6
P < 200	6 - 7
Tubos de sucção	
-0,3 < p 1,5	0,5 – 1,5
Tubos de retorno	
2 < p 20	2 - 3

7.5 Fluxo em série e em paralelo

7.5.1. Fluxo em paralelo

Uma característica peculiar a todos os líquidos é o fato de que eles sempre procuram os caminhos que oferecem menor resistência. Assim, quando houver duas vias de fluxo em paralelo, cada qual com resistência diferente, a pressão só aumenta o necessário e o fluxo procura sempre a via mais fácil.





8. DIÂMETRO DOS TUBOS:

A. Tubulação de Recalque: Pelas Tabelas 6 e 8, podemos escolher o diâmetro mais adequado para os tubos de recalque, observando a linha grifada, em função da melhor relação custo benefício possível. (custo de investimento x custo operacional);

Custo de Investimento: Custo total dos tubos, bomba, conexões, acessórios, etc. Quanto menor o diâmetro dos tubos, menor o investimento inicial, e vice- versa;
Custo Operacional: Custo de manutenção do sistema. Quanto maior o diâmetro dos tubos, menor será a altura manométrica total, a potência do motor, o tamanho da bomba e o gasto de energia. Consequentemente, menor será o custo operacional, e vice-versa;

B. Tubulação de Sucção: Na prática, define-se esta tubulação usando-se o diâmetro comercial imediatamente superior ao definido anteriormente para recalque, analisando-se, sempre, o NPSHd do sistema.

9.0 ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL (AMT):

A determinação desta variável é de fundamental importância para a seleção da bomba hidráulica adequada ao sistema em questão. Pode ser definida como a quantidade de trabalho necessário para movimentar um fluido, desde uma determinada posição inicial, até a posição final, incluindo nesta "carga" o trabalho necessário para vencer o atrito existente nas tubulações por onde desloca-se o fluido. Matematicamente, é a soma da altura geométrica (diferença de cotas) entre os níveis de sucção e descarga do fluido, com as perdas de carga distribuídas e localizadas ao longo de todo o sistema (altura estática + altura dinâmica).
Portanto:

AMT = Hgeo + hf

A expressão utilizada para cálculo é:

AMT = AS + AR + hfr + hfs

NOTA: Para aplicações em sistemas onde existam na linha hidráulica, equipamentos e acessórios (irrigação, refrigeração, máquinas, etc.) que requeiram pressão adicional para funcionamento, deve-se acrescentar ao cálculo da AMT a pressão requerida para o funcionamento destes equipamentos.

10. CURVAS CARACTERÍSTICAS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

De forma simples e direta**,** podemos dizer que a curva característica de uma bomba é a expressão cartesiana de suas características de funcionamento, expressas por Vazão, em m3/h na abscissa e na ordenada, hora Altura, em mca; rendimento (), em %; perdas internas (NPSHr), em mca; e potência absorvida (BHP), em cv;

10.1 CURVA CARACTERÍSTICA:

A curva característica é função particular do projeto e da aplicação requerida de cada bomba, dependendo do tipo e quantidade de rotores utilizados, tipo de caracol, sentido do fluxo, velocidade específica da bomba, potência fornecida, etc. Toda curva possui um ponto de trabalho característico, chamado de "ponto ótimo", onde a bomba apresenta o seu melhor rendimento (), sendo que, sempre que deslocar-se, tanto a direita como a esquerda deste ponto, o rendimento tende a cair. Este ponto é a intersecção da curva características da bomba com a curva característica do sistema.

É importante levantar-se a curva característica do sistema, para confrontá-la com uma curva característica de bomba que se aproxime ao máximo do seu ponto ótimo de trabalho (meio da curva, melhor rendimento). Evita-se sempre optar-se por um determinado modelo de bomba cujo ponto de trabalho encontra-se próximo aos limites extremos da curva característica do equipamento (curva 2), pois, além do baixo rendimento, há a possibilidade de operação fora dos pontos limites da mesma que, sendo à esquerda poderá não alcançar o ponto final de uso pois estará operando no limite máximo de sua pressão e mínimo de vazão. Após este ponto a vazão se extingue, restando apenas a pressão máxima do equipamento denominada schut-off.

Ao passo que, operando-se à direita da curva, poderá causar sobrecarga no motor. Neste ponto a bomba estará operando com máximo de vazão e mínimo de pressão aumentando o BHP da mesma.

Esta última posição é a responsável direta pela sobrecarga e queima de inúmeros motores elétricos em situações não previstas pelos usuários em função do aumento da vazão, com consequente aumento de corrente do motor.

De um modo geral podemos dizer que as curvas características podem ser:

A. Estáveis: quando uma determinada altura corresponde a uma única vazão

B. Instáveis: quando uma determinada altura corresponde a duas ou mais vazões

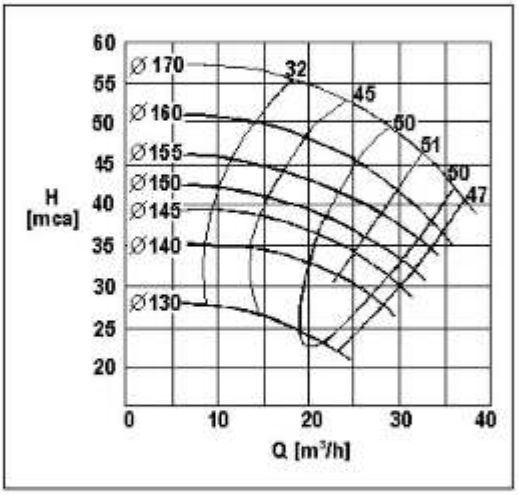
BOMBAS CENTRÍFUGAS SÉRIE EHB



APLICAÇÃO

- COMBATE A INCÊNDIOS;
- USO PREDIAL;
- USO RURAL;
- SISTEMA CENTRAL DE REFRIGERAÇÃO;
- USO INDUSTRIAL.

- EXECUÇÃO MONOBLOCO;
- MOTOR TRIFÁSICO;
- PROTEÇÃO IP55;
- ROTAÇÃO 3500RPM;
- TENSÃO 220/380/440V;
- CLASSE DE ISOLAMENTO F;
- VEDAÇÃO DO EIXO POR SELO MECÂNICO;
- CONSTRUÇÃO EM F°F°GG20;
- BOCAIS ROSCÁVEIS BSP.



CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS E HIDRÁULICAS

Modelo	Pot. (cv)	∅ sucção BSP	∅ recalque BSP ✱	Altura sucção máxima	Hm. max. na vazão nula	ALTURA MANOMÉTRICA (mca)										
						23	25	28	30	32	35	40	42	45	50	55
						VAZÃO (m³/h)										
EHB40-16 (130mm)	5	2.1/2"	1.1/2"	6	28	22	19	9								
EHB40-16 (140mm)	5	2.1/2"	1.1/2"	6	35			27	25	22	9					
EHB40-16 (145mm)	7,5	2.1/2"	1.1/2"	6	38				30	28	24	10				
EHB40-16 (150mm)	7,5	2.1/2"	1.1/2"	6	43					30	28	18	10			
EHB40-16 (155mm)	7,5	2.1/2"	1.1/2"	6	46						33	25	22	12		
EHB40-16 (160mm)	10	2.1/2"	1.1/2"	6	50						35	32	29	26	14	
EHB40-16 (170mm)	15	2.1/2"	1.1/2"	6	56							37	36	34	28	20

✱ Para combate a incêndio bocal de recalque Ø 2 ½".

10.2 CURVA CARACTERÍSTICA DO SISTEMA: É obtida fixando-se a altura geométrica total do sistema (sucção e recalque) na coordenada Y (altura mca), e, a partir deste ponto, calcula-se as perdas de carga com valores intermediários de vazão, até a vazão total requerida, considerando-se o comprimento da tubulação, diâmetro e tipo de tubo, tempo de uso, acessórios e conexões.

10.2.3. ALTERAÇÕES NAS CURVAS CARACTERÍSTICAS

Como vimos anteriormente, as curvas características apresentam mudanças sensíveis de comportamento em função de alterações na bomba e no sistema, é importante saber quais os fatores que a influenciam, e quais suas consequências. Assim sendo, temos:

A. Alteração da rotação da bomba:
A.1 Vazão : Varia diretamente proporcional a variação da rotação :

Q1 = **Qo x n1 / no**

A.2 Pressão: Varia proporcional ao quadrado da variação da rotação:

H1 = Ho x (n_1/ n_o)2

A.3 Potência: Varia proporcional ao cubo da variação da rotação:

N1 = No x (n1/ no)3

Onde:
Qo = Vazão inicial, em m3/h; **Q1** = Vazão final, em m3/h; **Ho =** Pressão inicial, em mca; **H1** = Pressão final, em mca; **No** = Potência inicial, em cv; **N1** = Potência final, em cv; **no** = Rotação inicial, em rpm; **n1** = Rotação final, em rpm;

TABELA 3:

COEFICIENTES DE VARIAÇÃO DA ROTAÇÃO DA BOMBA, DE 3.500 rpm PARA:

1500	1600	1800	2000	2200	2300	2400	2500	2600	3000	3250
Qo x 0,43	Qo x 0,45	Qo X 0,51	Qo X 0,57	Qo X 0,63	Qo X 0,66	Qo X 0,68	Qo X 0,71	Qo X 0,74	Qo X 0,86	Qo X 0,93
Ho X 0,18	Ho X 0,21	Ho X 0,26	Ho X 0,32	Ho X 0,39	Ho X 0,43	Ho X 0,47	HoX 0,51	Ho X 0,55	Ho X 0,73	Ho X 0,86
No X 0,08	No X 0,095	No X 0,136	No X 0,186	No X 0,25	No X 0,28	No X 0,32	NoX 0,36	No X 0,41	No X 0,63	No X 0,80

A.4 EXEMPLO: Uma bomba que funciona a **3500 rpm,** fornecendo **Q1 = 20m³/h**, **H1 = 60 mca**, **N1 = 15 cv**, precisará operar em **2750 rpm**, que resultados podemos esperar?
Variação da rotação: N1 - No = 3500 -2750 = 750 rpm

750 x 100/ 3500 = **21,4%** (Percentual de queda da rotação).

Variação da vazão: **Q1** = **Qo** x **n1/ no** = 20 x 2750 = **15,71 m³/h** 3500

Portanto, a vazão variou: 20 - 15,71 = 4,29 m³/h x 100/ 20 = **21,4 %**

É o mesmo percentual de variação da rotação pois são proporcionais.
Variação da pressão: H1 = Ho x n1 ² = 60 x 2.750 ²= **37,04 mca**
no 3.500

Variação da potência do motor: $N1 = No \times (n1/ no)^3 = 15 \times (2750/ 3500)^3 =$ **7,27cv**

Portanto, os valores corrigidos funcionando com 2750 rpm, são:
Q_1= 15,71 m³/h
H_1= 37,04 mca
N_1= 7,27 cv

B. Alteração do diâmetro do(s) rotor(es): Assim como a alteração da rotação, a alteração do diâmetro dos rotores condiciona a uma certa proporcionalidade com Q, H e N, cujas expressões são:

B.1 Vazão: Varia diretamente proporcional ao diâmetro do rotor : $Q1=Qo \times D1$

Do

B.2 Altura: Varia proporcional ao quadrado do diâmetro do rotor: $H1 = H0 \times D1^2$

Do

B.3 Potência: Varia proporcional ao cubo do diâmetro do rotor: $N1 = No \times D1/ D_o^3$

Onde: **Do** = **Diâmetro original do rotor** e **D1 = Diâmetro alterado,** ambos em mm. Deve-se considerar também, que há certos limites para diminuição dos diâmetros dos rotores, em função principalmente da brutal queda de rendimento que pode ocorrer nestes casos. De modo geral os cortes (usinagem) em rotores podem chegar a, no máximo, **20% do seu diâmetro original;**

C. Mudança do tipo de fluido bombeado: Tendo em vista que a maior parte das bombas são projetadas exclusivamente para trabalho com águas limpas, ou águas servidas de chuvas e rios, não nos aprofundaremos neste item visto que qualquer aplicação fora das especificações de fábrica são de exclusiva responsabilidade do usuário. A exceção dos modelos BCA-43, para uso com proporção de 70% água e 30% chorume, BCS 350 para sólidos em suspensão de no máximo 20% em volume oriundos de esgotos sanitários e BC-30 para algumas soluções químicas sob prévia consulta, a fábrica não dispõe de testes com os chamados fluidos não newtonianos (não uniformes) tais como, pastas, lodos e similares viscosos. No entanto, convém salientar que, qualquer bomba centrífuga cuja aplicação básica seja para água limpa, ao bombear fluidos viscosos apresenta um aumento do seu BHP, e redução da AMT e da vazão indicadas originalmente nas curvas características;

D. Tempo de vida útil da bomba: Com o decorrer do uso, mesmo que em condições normais, é natural que ocorra um desgaste interno dos componentes da bomba, principalmente quando não existe um programa de manutenção preventiva para a mesma, ou este é deficiente. O desgaste de buchas, rotores, eixo e alojamento de selos mecânicos ou gaxetas fazem aumentar as fugas internas do fluido, tornando o

rendimento cada vez menor. Quanto menor a bomba, menor será o seu rendimento após algum tempo de uso sem manutenção, pois, a rugosidade, folgas e imperfeições que aparecem são relativamente maiores e mais danosas que para bombas de maior porte. Portanto, não se deve esperar o desempenho indicado nas curvas características do fabricante, sem antes certificar-se do estado de conservação de uma bomba que já possua um bom tempo de uso.

11. ACIONAMENTO DE BOMBAS POR POLIAS E CORREIAS

A maioria das bombas centrífugas são fornecidas pela fábrica dotadas de motor elétrico diretamente acoplado (monobloco). Porém, é muito comum o uso de outros motores, principalmente em zonas rurais, através de sistemas de acionamento por correias em "V", onde então, a bomba é fornecida com mancal de rolamento ao invés de motor. Na ponta do eixo do mancal é introduzida uma polia (polia movida) a qual é tracionada por uma ou mais correias em "V" cuja extremidade oposta está assentada em outra polia (polia motriz) montada na ponta do eixo de um motor ou turbina. A relação entre os diâmetros externos destas duas polias é que ajusta a velocidade conveniente a bomba. Salvo aplicações especiais, a maioria dos usos de transmissão por correias em "V" para acionar bombas ocorre quando a velocidade máxima da máquina acionadora (motor elétrico, motor diesel, turbina, tomada de força de trator), em rpm, é menor que a velocidade mínima requerida para o funcionamento adequado da bomba.

EXEMPLO: Bombas de alta rotação (3450 a 3600 rpm) acionadas por:
A. Motor Elétrico IV pólos - rotação nominal - 1750 rpm
B. Motor Diesel - rotação nominal - 2300 rpm
C. Tomada de força do trator - rotação nominal - 600 rpm

11.1 CÁLCULO DO DIÂMETRO DE POLIAS EM FUNÇÃO DA ROTAÇÃO:

O diâmetro das polias e correias adequadas para cada aplicação é definido através das seguintes expressões:

A. Ø da Polia do Motor = rpm da Bomba x Ø Polia da bomba rpm do Motor
B. Ø da Polia da Bomba = rpm do Motor x Ø Polia do Motor rpm da Bomba

OBS.: A velocidade linear das correias em "V" não deve ultrapassar a 1500 **metros** por minuto pois, acima disto, o desgaste das correias e polias é muito acentuado. A velocidade linear deve ser sempre inferior a rpm máxima da bomba e motor, respectivamente.

Da mesma forma, não se deve usar diâmetros de polias muito pequenos, para evitar que estas patinem por falta de aderência, com consequente desgaste prematuro e perda de rendimento.

Deve-se atender os limites da Tabela 4 expressa a seguir:

TABELA 4:

POLIA MOTORA Ø EXTERN0 MÍNIMO	CAPACIDADE MÁXIMA EM CV PARA TRANSMISSÃO POR CADA CORREIA EM "V"							
	CORREIA EM "V"							
	PERFIL A		PERFIL B		PERFIL C		PERFIL D	
	rpm max.	cv	rpm max.	cv	rpm max.	cv	rpm max.	cv
75	7350	1,0						
105	5025	2,5						
115	4550	2,9						
130	4150	3,3	4250	2,2				
127,5	4060	3,4	4150	2,3				
135	3820	3,5	3900	3,2				
150	3410	3,5	3470	3,9				
160	3180	3,5	3240	4,4				
180	2800	3,5	2850	5,2				
200	2510	3,5	2550	5,5	2600	5,1		
220	2270	3,5	**2300**	**5,5**	2350	7,4		
262,5	1890	3,5	1820	5,5	1950	10,3		
285	1740	3,5	1750	5,5	1780	11,5		
320			1550	5,5	1565	13,0	1600	12,4
335			1480	5,5	1500	13,0	1525	13,6
450					1110	13,0	**1100**	**24,2**

TABELA 5:

ALTURA MÉDIA (hm) DE CORREIAS EM "V" EM FUNÇÃO DO PERFIL				
Perfil	**A**	**B**	**C**	**D**
hm (mm)	**10,0**	**12,5**	**16,5**	**22,0**

A velocidade linear é expressa por:

x Ø N x rpm

Onde: = 3,1416 (constante)

ØN = Ø nominal da polia motora, em metros, **ØN =** Ø Externo – h
rpm= Velocidade Angular do Motor

C. *EXEMPLO*: Calcular as polias e correias necessárias para acionar uma bomba de **3500 rpm** a partir de um motor de **2300 rpm,** de **20cv.**

11.2. CÁLCULO DA POLIA DO MOTOR:

Rotação do motor = 2300 rpm - Na **Tabela 4**, vemos que para esta rotação, o perfil de correia mais indicado é o **B.**
O **diâmetro mínimo** indicado é **130 mm,** e o **máximo 220 mm.**
Considerando que haja disponibilidade de espaço para instalação e manutenção, adotaremos para esta polia um Ø externo intermediário, afim de trabalhar com uma velocidade linear menos crítica, assim:
Ø da Polia do motor =(130 + 220)/ 2 = 175 mm

Temos, **Øn** da polia motora:

Ø N = Ø Ext – h = 175 – 12,5 **(Tabela 5, para perfil B)**
Ø N = 162,5 mm = **0,162 metros.**

Velocidade Linear = π x Øn(m) x rpm = 3,1416 x 0,162 x 2300

Velocidade Linear = 1170 m/min < 1500 m/min Ok

Nº de Correias = Pot. Do Motor / cv/Correia= 20/ 5,5 **(Tabela 4, para 2300 rpm)**

Nº de Correias = 3,63 APROXIMADAMENTE 4 correias

11.3. CÁLCULO DA POLIA DA BOMBA:

Ø da Polia da Bomba =(rpm do Motor x Ø da Polia do Motor)/ rpm da Bomba =(2300 x 175)/ 3500 =**115 mm**

Resultado:
Ø da Polia Motora (motor) =175 mm
Ø da Polia Movida (bomba) =115 mm
Nº de correias perfil B a utilizar = 4
Velocidade Linear = 1170 m/min

OBS.: Fica claro que, quanto mais próximo do diâmetro máximo calcularmos as polias, maior será a velocidade linear, oferecendo praticamente os mesmos problemas de vida útil que teremos se, ao contrário, adotarmos um Ø muito próximo do mínimo indicado para cada perfil.

Outro detalhe importante é a distância entre os eixos do motor e da bomba, pois isto determina o tamanho da correia. Quanto maior o comprimento da correia, maiores as perdas mecânicas, oscilações e desalinhamentos prejudiciais ao rendimento.

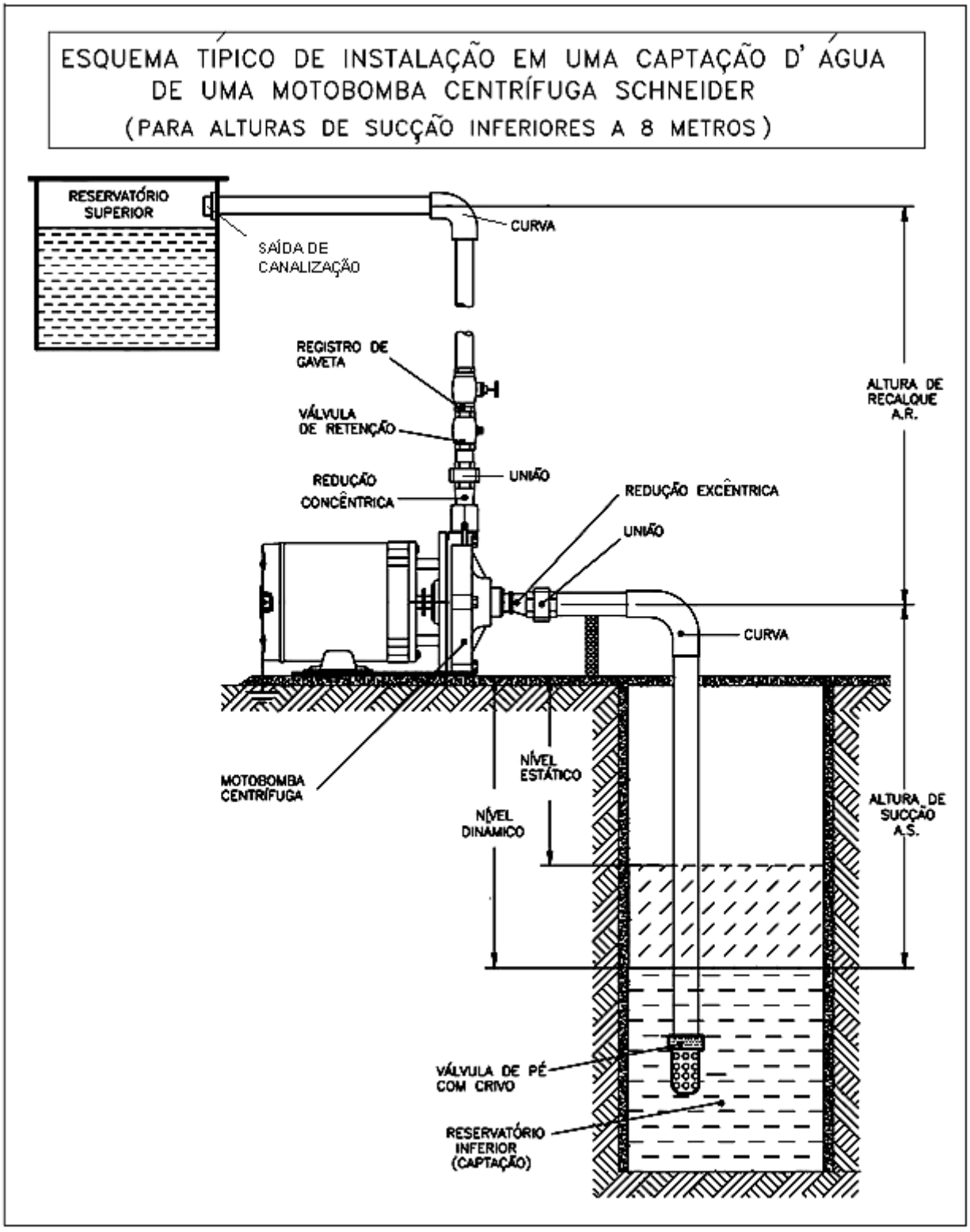
Deve-se sempre deixar uma reserva de potência para o motor, em caso de transmissões por correia, da ordem de 20% (*), no mínimo, em relação a potência requerida (BHP) da bomba.

Exemplo: BHP da Bomba 15 cv - 15 x 1,20 = **18,0 cv - Pot. Mínima do motor**

Tipo de Acionamento:

Elétrico - comercialmente usaríamos para pot. De 18,0 cv, um motor de **20 cv. Diesel -** comercialmente usaríamos para pot. De 18,0 cv, um motor de **18 cv (*).**

(*) Para o caso de motores estacionários (combustão), esta reserva poderá ser ainda maior, dependendo do rendimento do mesmo.


ESQUEMA TÍPICO DE INSTALAÇÃO EM UMA CAPTAÇÃO D' ÁGUA
DE UMA MOTOBOMBA CENTRÍFUGA SCHNEIDER
(PARA ALTURAS DE SUCÇÃO INFERIORES A 8 METROS)
RESERVATÓRIO SUPERIOR
SAÍDA DE CANALIZAÇÃO
CURVA
REGISTRO DE GAVETA
VÁLVULA DE RETENÇÃO
UNIÃO
REDUÇÃO CONCÊNTRICA
REDUÇÃO EXCÊNTRICA
UNIÃO
CURVA
ALTURA DE RECALQUE A.R.
MOTOBOMBA CENTRÍFUGA
NÍVEL ESTÁTICO
NÍVEL DINAMICO
ALTURA DE SUCÇÃO A.S.
VÁLVULA DE PÉ COM CRIVO
RESERVATÓRIO INFERIOR (CAPTAÇÃO)

12. Método Básico de Seleção de Bomba Centrífuga

12.1 CRITÉRIOS PARA ALTURA DE SUCÇÃO INFERIOR A 8 mca

F. Para calcular-se com segurança a bomba centrífuga adequada a um determinado sistema de abastecimento de água, são necessários alguns dados técnicos fundamentais do local da instalação e das necessidades do projeto:

G. Altura de Sucção (AS) e Altura de Recalque (AR), em metros;

H. Distância em metros entre a captação, ou reservatório inferior, e o ponto de uso final, ou reservatório superior, isto é, caminho a ser seguido pela tubulação, ou, se já estiver instalada, o seu comprimento em metros lineares, e os tipos e quantidades de conexões e acessórios existentes;

I. Diâmetro (Pol ou mm) e material (PVC ou metal), das tubulações de sucção e recalque, caso já forem existentes;

J. Tipo de fonte de captação e vazão disponível na mesma, em m^3/h;

K. Vazão requerida, em m^3/h;

L. Capacidade máxima de energia disponível para o motor, em cv, e tipo de ligação (monofásico ou trifásico) quando tratar-se de motores elétricos;

M. Altitude do local em relação ao mar;

N. Temperatura máxima e tipo de água (rio, poço, chuva).

O. Baseados nestas informações podemos calcular a bomba necessária para a seguinte situação, conforme o esquema típico apresentado na página anterior:

***EXEMPLO*:**

DADOS FORNECIDOS	
AS = 0,5 m AR = 30 m Comprimento Linear da Tubulação de Sucção = 5 m Comprimento Linear da Tubulação de Recalque = 260 m Ø Tub. Sucção = a definir Ø Tub. Recalque = a definir Vazão Requerida = 35 m_3/h Potência Disponível no Transformador =15 kVA – Trifásico Altitude do Local = 450 m Temperatura Máxima da Água 40º C	**Conexões e Acessórios no Recalque:** 1 Reg. Gaveta; 1 Válvulas de Retenção vertical; 1 Curvas de 90º; 1 Redução concêntrica; 1 Saída de canalização; 1 União. **Conexões e Acessórios na Sucção:** 1 válvula de pé c/crivo; 1 curva de 90º; 1 redução excêntrica; 1 União.

12.2 . CÁLCULO DAS PERDAS DE CARGA NO RECALQUE:

Utilizando a fórmula de Bresse (ver página 17) e sabendo que 35 m³/h = 0,009722 m³/s, teremos:
D = 0,90,009722 = 0,08874m = 88,74mm = 3”

Cálculo do diâmetro interno: Da tabela de fabricantes de tubos (página 49),temos:
Para: Dint = 3”, a espessura do tubo vale 4,8mm, assim:
Dint = (3 x 25,4mm) – (2 x 4,8mm) = 66,6 mm

Teste da velocidade (ver página 18):
V = (4 x Q)÷(π x Dint2) = (4 x 0,009722)÷(π x 0,06662) = 2,791m/s < 3,0 m/s (limite para o recalque)

Assim, verificamos que o tubo mais adequado para 35 m³/h é o de 3”, por apresentar velocidade de escoamento compatível (melhor relação custo x beneficio). Pela Tabela 9 (página 43), vemos que os comprimentos equivalentes (por segurança, usamos conexões de metal) são:

1 Saída de tubulação de PVC, 3” = 3,70 m

1 Registro de gaveta de metal, 3” = 0,50 m

1 Válvula de retenção vertical de metal, 3” = 9,70 m

1 União de PVC, 3” = 0,15 m

1 Curva de 90º de PVC,3” = 1,50 m

1 Redução de metal, 3” = 0,78 m

Comprimento da tubulação de recalque de PVC,3” = 260,0 m

Comprimento Total = 276,33 m

Pela Tabela 6, para 35 m³/h, tubo Ø 3” (PVC), temos um coeficiente = 4,0%, sendo:

hfr = 266,33 x 4,0% = 11,0532 metros

12.3. CÁLCULO DAS PERDAS DE CARGA NA SUCÇÃO:

A tubulação de sucção será de 4”(bitola comercialmente imediatamente superior a de recalque), sendo os comprimentos equivalentes, pela Tabela 9**,** iguais a:

1 Válvula de pé com crivo de metal, 4” = 23,0 m

1 Curva 90º de PVC, 4” = 1,6 m

1 Redução de metal, 4” = 0,9 m

1 União de PVC, 4” = 0,2 m

Comprimento da tubulação de sucção de PVC, 4” = 5,0 m

Comprimento Total = 30,7 metros

Pela Tabela 6, para 35 m³/h, tubo Ø 4”, temos um coeficiente = 1,2%, sendo:

hfs = 30,7 x 1,2 % = 0,3684 metros

12.4. CÁLCULO DA ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL (AMT)

AMT = AS + AR + hfr + hfs = 0,5 + 30 + 11,0532 + 0,3684 => **AMT = 41,92 mca**

S. CÁLCULO DO NPSHd: Sabendo-se que: **NPSHd** = **Ho – Hv** – **AS – hfs**

Onde:

Ho = 9,79 m (Tabela 1); **AS =** 0,5 m (dado);

Hv = 0,753 m (Tabela 2) ; **hfs =** 0,3684 mca (calculado).

NPSHd = 9,79 – 0,753 – 0,5 – 0,3684 => **NPSHd** = **8,169 mca**

12.5. CÁLCULO DA POTÊNCIA NECESSÁRIA AO MOTOR

Sabendo-se que: **PM** = (Q x AMT x 0,37)/ η

onde: **Q =** 35 m³/h; **AMT =** 41,92 mca; η = 60 % (rendimento arbitrado),

Teremos:

PM = (35 x 41,92 x 0,37)/ 60 = 9,048 cv

12.6. DETERMINAÇÃO DO PONTO DE FUNCIONAMENTO DA BOMBA - PF

Equação da curva do sistema (CS):

$Hs = (AS+AR) + k.(Qs)^2$,

onde: $k = (hfs+hfr)/Q^2 = (0,3684+11,0532)/352 = 0,009323755$

Então:

$Hs = (0,5+30) + 0,009323755.Qs^2 \Rightarrow Hs = 30,5 + 0,009323755.Qs^2$

QS	**Hs = 30,5 + 0,009323755.Qs2**
32 m^3/h	Hs = 30,5 + 0,009323755.32^2 = 40,05 mca ~=40 mca
35 m^3/h	Hs = 30,5 + 0,009323755.35^2 = 41,92 mca ~=42 mca
38 m^3/h	Hs = 30,5 + 0,009323755.38^2 = 43,96 mca ~=44 mca

Após traçar a curva do sistema (CS), determina-se o ponto de funcionamento da bomba (PF) que está no cruzamento entre a curva de AMT e a curva CS. Determinando PF, encontram-se, no gráfico a seguir, os seguintes valores:

AMT = 42 mca;
Q = 35 m3/h;
NPSH (requerido) = 4,8 mca;
Potência = 9,7 cv;
Rendimento = 56,4%.

OBS: Como o **NPSHd > NPSHr + 1,5 mca** (ver página 18) => 8,169 mca > (4,8 + 1,5) mca, conclui-se que a bomba não irá cavitar.

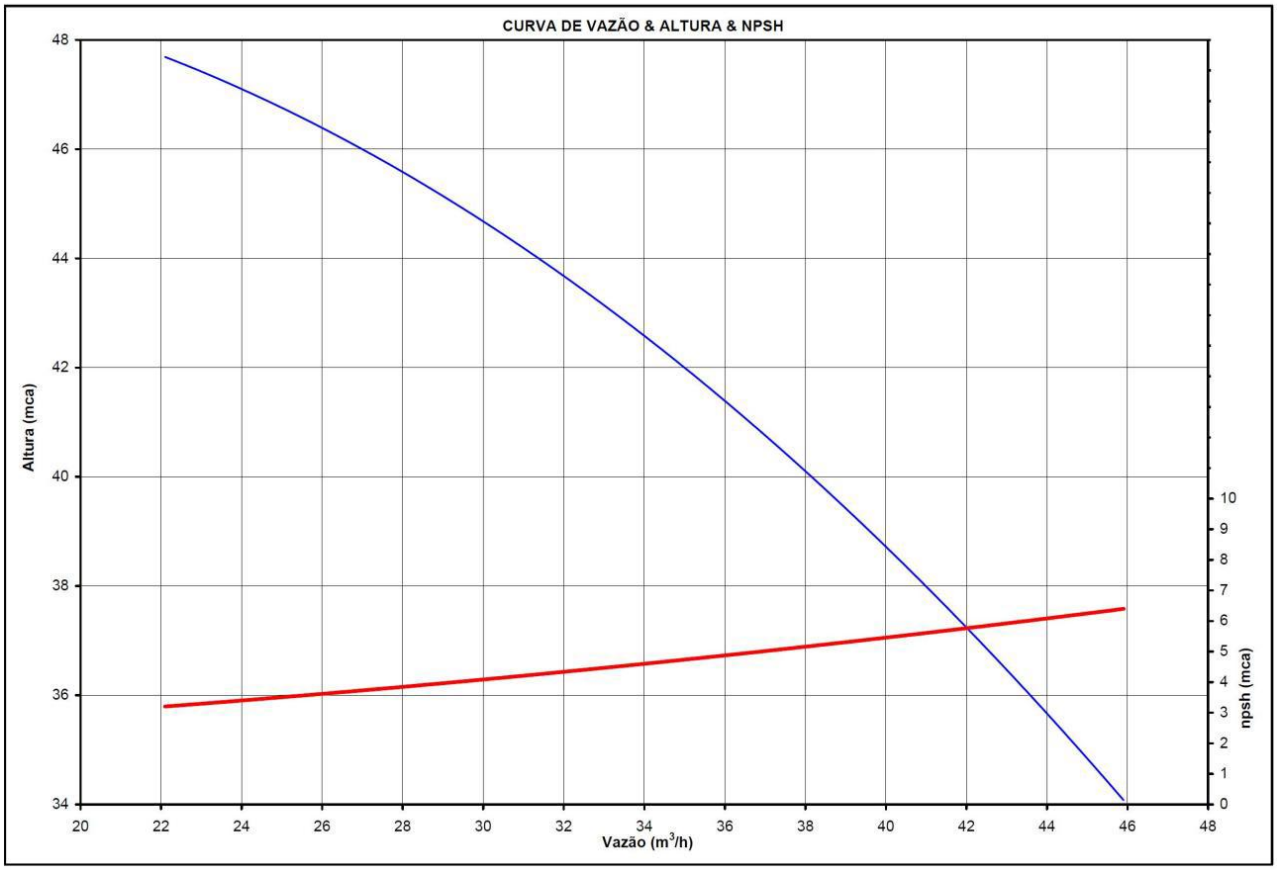
CURVAS CARACTERÍSTICAS

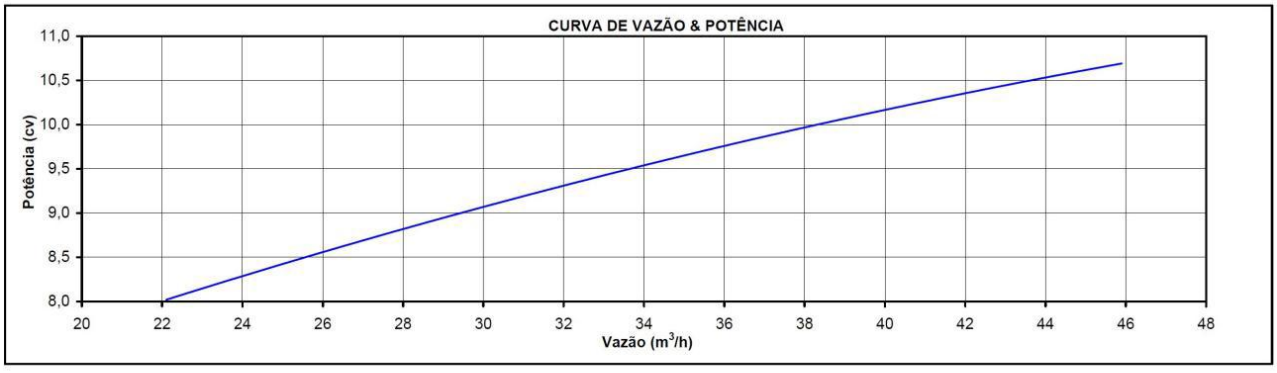
SCHNEIDER MOTOBOMBAS

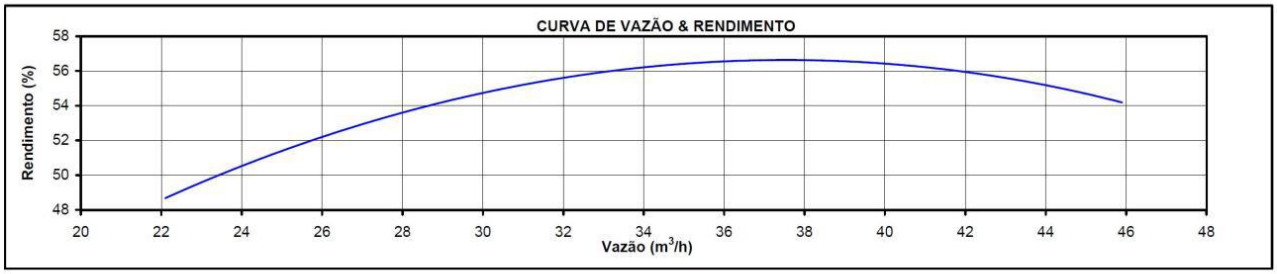
MODELO: BC-22 R 1 1/2	60 Hz 3450 rpm	CC71274_i

29/11/01

Potências (cv)	10						
Bitola: Sucção X Recalque ("BSP)	2 X 1 1/2						
Motor: Monofásico / Trifásico	M / T						
Diâmetro do rotor (mm)	167						







Obs.: Os dados hidráulicos admitem uma tolerância de ± 5% e são válidos para sucção de 0 mca e água a 25°C ao nível do mar.

13. INSTRUÇÕES PARA INSTALAÇÃO HIDRÁULICA

A. Instale a sua bomba o mais próximo possível da fonte de água, a qual deve estar isenta de sólidos em suspensão como: areia, galhos, folhas, etc.;
B. Não exponha a sua bomba a ação do tempo. Proteja-a das intempéries (sol, chuva, poeira, etc.);
C. Mantenha espaço suficiente para ventilação e fácil acesso para manutenção;
D. Nunca reduza a bitola de sucção da bomba. Utilize sempre tubulação com bitola igual ou maior a indicada no catálogo. Os diâmetros das tubulações devem ser compatíveis com a vazão desejada;
E. Utilize o mínimo possível de conexões na instalação. Prefira curvas a joelhos;
F. Recomenda-se o uso de uniões na canalização de sucção e recalque. Elas devem ser instaladas próximas à bomba para facilitar a montagem e desmontagem;
G. Vede bem todas as conexões com vedante apropriado;
H. Instale a tubulação de sucção com um pequeno declive, do sentido da bomba para o local de captação;
I. Procure utilizar válvula de pé (fundo de poço) com bitola maior que a da tubulação de sucção da bomba. Instale a válvula no mínimo a 30 cm acima do fundo do local da captação;
J. Nunca deixe que a bomba suporte sozinha o peso da tubulação. Faça um suporte de madeira, tijolo ou ferro;
K. Instale válvulas de retenção na tubulação de recalque, logo após o registro a cada **20 mca.**

IMPORTANTE: As bombas centrífugas ou autoaspirantes com corpo de metal, que forem usadas para trabalho com **água quente superior a 70ºC**, deverão possuir vedação com **Selo Mecânico em VITON e Rotor em BRONZE.**

14. INSTRUÇÕES PARA INSTALAÇÃO ELÉTRICA

A. Para a escolha correta da bitola do fio de ligação do motor de sua bomba, observe as condições do local (voltagem da rede e distância até a entrada de serviço) e leia a potência (cv) na placa do motor. Procure nas tabelas contidas no Manual de Instalação, ou nas Tabelas 10 e 11 deste catálogo, qual é o fio indicado para ligar o motor;
B. Observe o esquema de ligação na placa do motor e faça as ligações compatíveis com a voltagem da rede elétrica do local;
C. Instale fusíveis e chaves de partida para dar segurança e proteção ao motor elétrico, evitando danos e a perda da garantia do mesmo. Consulte um técnico especializado sobre o assunto ou, a própria fábrica;

D. Sempre que for possível instale um automático de nível (chave-bóia) no sistema, cuja instalação deve obedecer as recomendações do fabricante, evitando o uso de chaves que contenham mercúrio em seu interior;

E. É obrigatório o aterramento do motor elétrico da motobomba, usando-se haste metálica enterrada no solo, no mínimo 50 cm, ligada ao terminal de aterramento do motor com um fio de cobre de bitola mínima de 10 mm^2.

15. INSTRUÇÕES PARA ACIONAMENTO DA BOMBA

A. Antes de conectar a tubulação de recalque à bomba, faça a escorva da mesma, preenchendo com água todo o corpo e a tubulação de sucção, eliminando-se o ar existente em seu interior.

Nunca deixe uma bomba operando sem água no seu interior; B. Complete a instalação hidráulica de recalque;

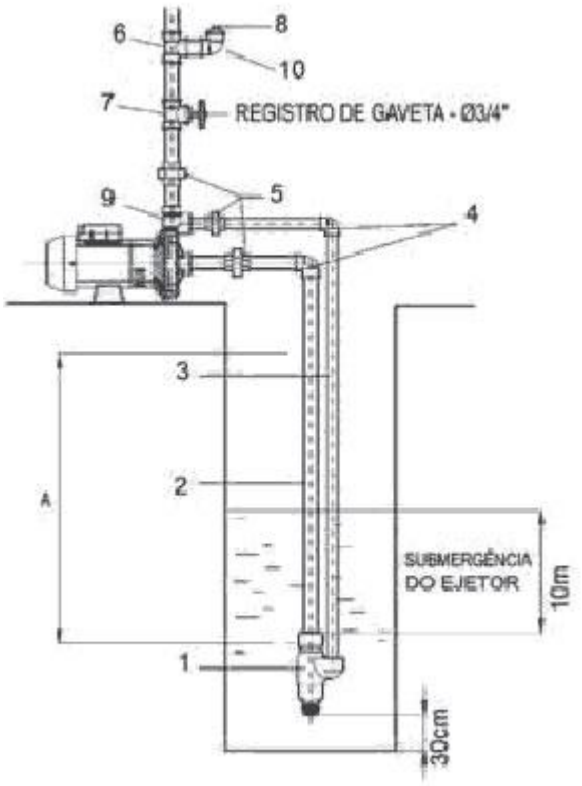
C. Verifique novamente todas as instalações elétricas e hidráulicas antes de acionar a motobomba;

D. Nas motobombas monofásicas 6 (seis) fios, trifásicas, ou nas bombas mancalizadas, observe, logo na partida, pelo lado traseiro do motor, se este gira no sentido correto (**sentido horário, exceto modelo BCA-43**). Caso contrário, inverta o giro do mesmo através da troca de duas linhas de alimentação L1 -L2 (motores elétricos), ou reposicione o acionamento (motores a combustão);

E. As peças internas das bombas recebem uma película de graxa para evitar oxidação durante o armazenamento. Por isso, recomenda-se bombear água por uns 3 minutos para fora do reservatório, antes da conexão final ao mesmo;

F. Ao efetuar o primeiro acionamento do conjunto motobomba, sugerimos que a partida do mesmo seja feita com registro fechado, abrindo-o lentamente e medido-se a corrente e a voltagem através de um alicate amperímetro/voltímetro até que o sistema estabilize-se. Tal procedimento permite que sejam conhecidos os pontos operacionais do equipamento (Vazão, Pressão, Corrente e Voltagem) evitando-se assim, eventuais danos ao mesmo.

IMPORTANTE: Nas trocas e relubrificações, use somente óleos e graxas novos e isentos de impurezas. Consulte o **Manual de Instalação e Utilização das Motobombas**, garantindo assim, um funcionamento eficaz e longa vida útil do equipamento. Havendo dúvidas, não improvise, consulte a fábrica.



1- Ejetor Dancor
2- Tubo de Sucção
3- Tubo de Pressão (o mais fino)
4- Curva
5- União
6- "Tê"
7- Registro
8- Bujão
9- Manômetro (somente Série EP)
10- Cotovelo
A- Submergência do Ejetor

16. Método Básico de Instalação de uma bomba centrífuga injetora

(PARA ALTURA DE SUCÇÃO SUPERIOR A 8 mca)

1. CRITÉRIOS:

Para se calcular com segurança a bomba centrífuga injetora adequada a um determinado sistema de abastecimento de água, são necessários alguns dados técnicos fundamentais do local de instalação e das necessidades do projeto:

A. A definição da Profundidade até o Injetor (metros), conforme indicado na tabela de cada bomba, é feita conhecendo-se:

Profundidade total da fonte de captação, em metros;

Nível estático da fonte de captação, em metros;

Nível dinâmico da fonte de captação, em metros;

Tipo e vazão disponível da fonte, em m^3/h;

Vazão requerida, em m^3/h;

Altura de recalque, em metros;

Comprimento linear e diâmetro da tubulação de recalque, em metros;

Quantidade e tipo de conexões existentes;

***2. EXEMPLO*:** Baseados nestas informações podemos calcular a bomba necessária para os seguintes dados, conforme o esquema típico apresentado na página anterior:

DADOS:

Profundidade Total do Poço = 25 metros; Nível Estático = 10 metros; Nível Dinâmico = 14 metros; Poço Semi-Artesiano, Ø interno 4" = 2 m³/h; Vazão Requerida = 1,5 m³/h Altura de Recalque = 16,0 metros; Diâmetro das Tubulações e Conexões = a definir Comprimento Linear da Tubulação de Recalque = 100 metros; Conexões no Recalque: 3 curvas de 90º,

2 curvas de 45º,

1 válvula de retenção vertical.

Para poços semi-artesianos ou artesianos, conhecer o Ø interno livre dos mesmos.

B. A pressão necessária para o recalque (altura manométrica de recalque) é obtida conhecendo-se:

A. CÁLCULO DA PROFUNDIDADE ATÉ O INJETOR: Para que uma bomba centrífuga injetora ofereça as vazões indicadas em suas respectivas tabelas de seleção**,** é necessário que o injetor, esteja mergulhado (submerso) abaixo do nível dinâmico a uma profundidade ideal de 10 metros. Quanto menor o nível de água disponível para mergulho do injetor (inferior a 10 metros), menor será a pressão da coluna de água e, consequentemente, menor a vazão da bomba.

Assim, as profundidades até o Injetor indicadas na **Tabela de Seleção,** representam a soma do nível dinâmico com a profundidade ideal ou disponível de submergência do injetor. Segundo exemplo, temos:

Nível Dinâmico = 14 metros Profundidade Total do Poço = 25 metros Profundidade até o Injetor = 14 + 10 = 24 metros

Portanto, o Injetor será posicionado a uma profundidade de 24 m a contar da base superior do poço, ficando a 1 metro acima do fundo do mesmo, que corresponde a posição ideal de submergência.

B. CÁLCULO DAS PERDAS DE CARGA NO RECALQUE

Pelas Tabelas 6 e 8 temos que, para uma vazão de 1,5 m³/h, o tubo indicado deverá ser de diâmetro igual a 1” . Como opção usaremos o PVC.

Assim teremos:

3 Curvas de 90º, PVC, 1” - 3 x 0,6 = 1,8m

2 Curvas de 45º, PVC, 1” - 2 x 0,4 = 0,8m

1 Válvula de Retenção Vertical, Metal, 1” = 3,2 m

Comprimento Linear do Recalque, PVC, 1” = 100,0 m

Comprimento Total = 105,8 metros

Pela Tabela 6, para 1,5 m³/h, tubo Ø 1” , temos um coeficiente = **4,0**%, sendo:

hfr = 105,8 x 4,0% = **4,23 m**

C. CÁLCULO DA ALTURA MANOMÉTRICA DE RECALQUE (AMR)

AMR = **AR** + **hfr (*)**

AMR = 16,0 + 4,23

AMR = 20,23 mca

(*) Neste caso não se considera a altura de sucção e suas perdas de carga, pois ela é maior do que 8 mca, já estando contemplada na definição correta do injetor.

D. DEFINIÇÃO DA MOTOBOMBA CENTRÍFUGA INJETORA

Consultando a Tabela de Seleção das Bombas Injetoras, verificamos que o modelo denominado genericamente de Ex.3 mais adequado a nossa instalação apresenta as seguintes especificações:

VARIÁVEIS	DADOS DIMENSIONADOS	DADOS CARACTERÍSTICOS
Vazão x Pressão	1,5 m³/h x 20 mca	1,5 m³/h x 23 mca
Ø Livre do Poço	4” (101,6mm)	3,62” (92 mm)

OBS.: Neste caso não há como calcular-se o NPSH, visto que os dados de sucção são apresentados e definidos de forma diferente que uma situação normal, onde a altura de sucção limite é 8 de mca;

Como já dissemos no item A, quanto menor a submergência do injetor, inferior a 10 metros, menor será a vazão da bomba. Esta perda de vazão, por metro inferior a submergência ideal, é apresentada nas observações da Tabela de Seleção, em valores percentuais;

O rendimento global de bombas centrífugas injetoras é muito inferior as centrífugas normais, visto a grande recirculação interna necessária para o funcionamento do sistema. Sendo assim, não se deve esperar as mesmas vazões de injetoras, comparadas a centrífugas normais, mesmo sendo modelos de características construtivas e potências iguais.

MODELO	Potência (cv)	Monofásico	Trifásico	Ø Sucção (BSP)	Ø Recalque (BSP)	Ø Retorno (BSP)	Pressão Manométrica Mínima p/ Vazão Indicada	Recalque Máximo (mca)
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS								
Ex.3	1½	X	X	1 1/4”	3/4"	1	18	23

PROFUNDIDADE ATÉ O INJETOR (M)

MODELO	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40
	Vazões em **m³/h válidas para submergência do Injetor de 10 metros a T de 25°C**														
EX.3	3,7	3,4	3,1	2,8	2,3	1,9	1,5								

Obs.:

Vazões obtidas com 10 metros de submergência do injetor;

Para cada metro inferior à submergência indicada, existe um decréscimo médio na vazão de 5 a 7%, dependendo do injetor;

O diâmetro de cada injetor varia de 71 a 101,5mm; conforme tubulação

Instruções Gerais para Instalação e uso de Bombas Centrífugas injetoras

1. O perfeito funcionamento de uma motobomba centrífuga injetora depende, fundamentalmente, da correta instalação e vedação dos tubos de sucção, retorno e do injetor. Nestas posições use preferencialmente tubos roscáveis;

2. Não introduza as tubulações no poço sem antes ter certeza que as emendas estão bem vedadas, evitando-se entrada de ar e vazamentos pelas mesmas;

3. Nunca utilize tubos de diâmetro inferior os indicados no produto;

4. Nunca utilize a sua motobomba injetora para a limpeza de poço artesiano (retirada de areia). Isto causará avarias e a perda da garantia da mesma;

5. A distância da bomba injetora à boca do poço não deve ultrapassar 4 metros, devendo ser assentada em base rígida e levemente inclinada no sentido da sucção;

6. O injetor deve ser instalado no mínimo 30 cm acima do fundo do poço, para evitar entrada de sólidos e entupimento das peças que compõem a bomba;

7. Antes de acionar o motor, preencha a tubulação de sucção e o corpo da bomba com água, conecte a tubulação de recalque e feche completamente o registro de regulagem;

8. Para determinar o ponto de trabalho da bomba injetora, abra lentamente o registro de regulagem até que seja atingida a sua vazão máxima indicada, relativa ao ponto de pressão mínima para funcionamento, conforme consta no catálogo (pressão mínima para vazão indicada, em mca), (ver tabela de seleção);

9. Se a água não jorrar, verifique se existe entrada de ar na tubulação de sucção, entupimentos, giro errado do motor, ou outros defeitos de instalação. Procure sanar este (s) defeito (s) e repita as operações 7 e 8 acima descritas;

10. Lembre-se sempre que as vazões indicadas em catálogos serão plenamente obtidas quando as mesmas estiverem corretamente instaladas elétrica e hidraulicamente, e cujo injetor esteja submerso 10 metros abaixo do nível dinâmico do reservatório, livre de obstruções.

TABELA 6 - PERDA DE CARGA EM TUBULAÇÕES

Tabelas de perdas de carga em 100 metros de tubos novos de ferro fundido ou aço galvanizado e PVC (valores em %)

Vazão	PVC	F°F°	PVC	F°F°	PVC	F°F°	PVC	F°F°	PVC	F°F°	PVC	F°F°	PVC	F°F°	PVC	F°F°	PVC	F°F°
m³/h	3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"		2"		2 1/2"		3"		4"		5"	
0,5	1,5	1,3	0,5	0,4	0,1	0,1	0,1	0,1										
1,0	4,9	4,8	1,6	1,6	0,4	0,4	0,2	0,2	0,1	0,1								
1,5	10,0	10,1	3,3	3,4	0,9	0,9	0,5	0,4	0,1	0,1								
2,0	16,5	17,2	5,4	5,8	1,4	1,5	0,8	0,7	0,2	0,2	0,1	0,1						
2,5	24,4	26,1	8,0	8,8	2,1	2,3	1,2	1,1	0,4	0,3	0,1	0,1						
3,0	33,6	36,5	11,0	12,3	2,9	3,2	1,6	1,5	0,5	0,5	0,1	0,1	0,1	0,1				
3,5	44,0	48,6	14,4	16,4	3,8	4,2	2,1	2,0	0,6	0,6	0,2	0,2	0,1	0,1				
4,0	55,6	62,2	18,2	21,0	4,8	5,4	2,7	2,6	0,8	0,8	0,2	0,2	0,1	0,1				
4,5	68,3	77,3	22,3	26,1	6,0	6,7	3,3	3,2	1,0	1,0	0,3	0,3	0,1	0,1				
5,0	82,2	94,0	26,8	31,7	7,2	8,1	4,0	3,9	1,2	1,2	0,3	0,3	0,1	0,2				
5,5	97,1		31,7	37,8	8,5	9,7	4,7	4,6	1,4	1,4	0,4	0,4	0,2	0,2		0,1		
6,0			36,9	44,4	9,9	11,4	5,4	5,4	1,6	1,7	0,5	0,5	0,2	0,2	0,1	0,1		
6,5			42,5	51,5	11,3	13,2	6,3	6,3	1,9	2,0	0,5	0,5	0,2	0,2	0,1	0,1		
7,0			48,4	59,1	12,9	15,2	7,1	7,2	2,1	2,3	0,6	0,6	0,3	0,3	0,1	0,1		
7,5			54,6	67,1	14,6	17,2	8,0	8,2	2,4	2,6	0,7	0,7	0,3	0,3	0,1	0,1		
8,0			61,1	75,6	16,3	19,4	9,0	9,2	2,7	2,9	0,8	0,8	0,3	0,4	0,1	0,1		
8,5			67,9	84,6	18,1	21,7	10,0	10,3	3,0	3,2	0,8	0,9	0,4	0,4	0,1	0,1		
9,0			75,1	94,0	20,0	24,1	11,1	11,5	3,3	3,6	0,9	1,0	0,4	0,5	0,1	0,1		
9,5			82,5		22,0	26,7	12,2	12,7	3,6	4,0	1,0	1,1	0,4	0,5	0,1	0,1		
10			90,3		24,1	29,3	13,3	13,9	4,0	4,4	1,1	1,2	0,5	0,5	0,1	0,2		0,1
12					33,1	41,1	18,3	19,5	5,4	6,1	1,5	1,7	0,7	0,8	0,2	0,2	0,1	0,1
14					43,4	54,6	24,0	25,9	7,1	8,1	2,0	2,3	0,9	1,0	0,2	0,3	0,1	0,1
16					54,8	69,9	30,3	33,2	9,0	10,4	2,5	2,9	1,1	1,3	0,3	0,4	0,1	0,1
18					67,4	87,0	37,2	41,3	11,1	12,9	3,1	3,6	1,4	1,6	0,4	0,4	0,1	0,2
20					81,0		44,8	50,2	13,3	15,7	3,7	4,4	1,6	2,0	0,5	0,5	0,2	0,2
25							66,2	75,8	19,7	23,7	5,5	6,6	2,4	3,0	0,7	0,8	0,2	0,3
30							91,1		27,1	33,3	7,6	9,3	3,3	4,2	0,9	1,2	0,3	0,4
35									35,5	44,3	10,0	12,4	4,4	5,6	1,2	1,5	0,4	0,6
40									44,8	56,7	12,6	15,8	5,5	7,1	1,5	2,0	0,5	0,7
45									55,1	70,4	15,5	19,7	6,8	8,9	1,9	2,4	0,7	0,9
50									66,2	85,6	18,6	23,9	8,1	10,8	2,3	3,0	0,8	1,1
55									78,2		22,0	28,5	9,6	12,9	2,7	3,5	0,9	1,3
60									91,1		25,6	33,5	11,2	15,1	3,1	4,2	1,1	1,5
65											29,5	38,9	12,9	17,5	3,6	4,8	1,3	1,7
70											33,5	44,6	14,6	20,1	4,1	5,5	1,4	2,0
75											37,8	50,7	16,5	22,8	4,6	6,3	1,6	2,3
80											42,4	57,1	18,5	25,7	5,1	7,1	1,8	2,6
85											47,1	63,8	20,6	28,8	5,7	7,9	2,0	2,9
90											52,1	71,0	22,7	32,0	6,3	8,8	2,2	3,2
95											57,2	78,4	25,0	35,3	6,9	9,7	2,5	3,5
100											62,6	86,2	27,3	38,9	7,6	10,7	2,7	3,9
120											86,1		37,6	54,5	10,4	15,0	3,7	5,4
150													55,6	82,3	15,4	22,7	5,5	8,2
200													91,9		25,5	38,6	9,0	14,0
250															37,7	58,3	13,3	21,1
300															51,8	81,7	18,3	29,6
350															67,9		24,0	39,4
400															85,7		30,3	50,4

- Valores de Perda de Carga para PVC obtidos através da Fórmula de Flamant:

$$J = \frac{4 \times 0{,}000135 \times \sqrt[4]{(Q/\pi D^2/4)^7}}{D}$$

- Valores de Perda de Carga para aço galvanizado e ferro fundido obtidos através da equação de Hasen-Williams:

$$J = \frac{10{,}643 \times Q^{1{,}85}}{125^{1{,}85} \times D^{4{,}87}}$$

Onde: J – Perda de carga em m/m
Q – Vazão em m³/s
D – Diâmetro em m

OBSERVAÇÕES:

a - Em se tratando de tubos galvanizados ou ferro fundido, deve-se acrescentar 3% aos valores acima para cada ano de uso da tubulação;

b - 1,0m3/hora ÷ 3.600 = 0,277 litros/segundo;

c - Considerar que a pressão nominal dos tubos de PVC classe 15 é de 75mca;
Conforme aplicação, para pressões de serviço acima destes valores, recomenda-se o uso de tubos de FoFo ou Galvanizados;

d - Evitar o uso dos valores abaixo da linha grifada para não ocasionar excesso de perdas de carga, principalmente na tubulação de sucção, onde a velocidade máxima do líquido bombeado deve ser inferior a 2,0m/s;

e - Para tubulação de irrigação PN 40 (DN 35, DN 50, DN 75, DN 100, DN 125, DN 150), PN 80 (DN 50, DN 75, DN 100), PN 125 (DN 100, DN 150, DN 200, DN 250, DN 300) e PN 60 (DN 250, DN 300) consultar respectiva tabela de perda de carga do fabricante.

CONEXÃO		Diâmetro nominal X Equivalência em metros de canalização								
	MATERIAL	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"
Curva 90°	PVC	0,5	0,6	0,7	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,9
	Metal	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	1,0	1,3	1,6	2,1
Curva 45°	PVC	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
	Metal	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9
Joelho 90°	PVC	1,2	1,5	2,0	3,2	3,4	3,7	3,9	4,3	4,9
	Metal	0,7	0,8	1,1	1,3	1,7	2,0	2,5	3,4	4,2

PERDAS DE CARGAS LOCALIZADAS. SUA EQUIVALÊNCIA EM METROS DE CANALIZAÇÃO DE PVC RÍGIDO

BITOLAS DN	BITOLAS D Ref.	SOLDÁVEIS DIÂMETRO EXTERNO DE mm	ROSCÁVEIS DIÂMETRO EXTERNO DE mm	JOELHO 90°	JOELHO 45°	CURVA 90°	CURVA 45°	TÊ 90° PASSAGEM DIRETA	TÊ 90° SAÍDA DE LADO	TÊ 90° SAÍDA BILATERAL	ENTRADA NORMAL
15	1/2	20	21,0	1,1	0,4	0,4	0,2	0,7	2,3	2,3	0,3
20	3/4	25	26,5	1,2	0,5	0,5	0,3	0,8	2,4	2,4	0,4
25	1	32	33,2	1,5	0,7	0,6	0,4	0,9	3,1	3,1	0,5
32	1.1/4	40	42,0	2,0	1,0	0,7	0,5	1,5	4,6	4,6	0,6
40	1.1/2	50	48,0	3,2	1,3	1,2	0,6	2,2	7,3	7,3	1,0
50	2	60	60,0	3,4	1,5	1,3	0,7	2,3	7,6	7,6	1,5
60	2.1/2	75	75,5	3,7	1,7	1,4	0,8	2,4	7,8	7,8	1,6
75	3	85	88,3	3,9	1,8	1,5	0,9	2,5	8,0	8,0	2,0
100	4	110	113,1	4,3	1,9	1,6	1,0	2,6	8,3	8,3	2,2
125	5	140	139,3	4,9	2,4	1,9	1,1	3,3	10,0	10,0	2,5
150	6	160	164,4	5,6	2,6	2,1	1,2	3,8	11,1	11,1	2,8

BITOLAS DN	BITOLAS D Ref.	SOLDÁVEIS DIÂMETRO EXTERNO DE mm	ROSCÁVEIS DIÂMETRO EXTERNO DE mm	ENTRADA DE BORDA	SAÍDA DE CANALIZAÇÃO	VÁLVULA DE PÉ E CRIVO	VÁLV. DE RETENÇÃO TIPO LEVE	VÁLV. DE RETENÇÃO TIPO PESADO	REGISTRO DE GLOBO ABERTO	REGISTRO DE GAVETA ABERTO	REGISTRO DE ÂNGULO ABERTO
15	1/2	20	21,0	0,9	0,8	8,1	2,5	3,6	11,1	0,1	5,9
20	3/4	25	26,5	1,0	0,9	9,5	2,7	4,1	11,4	0,2	6,1
25	1	32	33,2	1,2	1,3	13,3	3,8	5,8	15,0	0,3	8,4
32	1.1/4	40	42,0	1,8	1,4	15,5	4,9	7,4	22,0	0,4	10,5
40	1.1/2	50	48,0	2,3	3,2	18,3	6,8	9,1	35,8	0,7	17,0
50	2	60	60,0	2,8	3,3	23,7	7,1	10,8	37,9	0,8	18,5
60	2.1/2	75	75,5	3,3	3,5	25,0	8,2	12,5	38,0	0,9	19,0
75	3	85	88,3	3,7	3,7	26,8	9,3	14,2	40,0	0,9	20,0
100	4	110	113,1	4,0	3,9	28,6	10,4	16,0	42,3	1,0	22,1
125	5	140	139,3	5,0	4,9	37,4	12,5	19,2	50,9	1,1	26,2
150	6	160	164,4	5,6	5,5	43,4	13,9	21,4	56,7	1,2	28,9

(*) PVC rígido, polietileno e similares (exceção aos tubos específicos para irrigação, que possuem tabela própria).
- Valores de acordo com a NBR – 5626 / 82
- Para pressões até: 75 mca (PVC classe 15), 100 mca (PVC classe 20)
- Para tubos e conexões usados, acrescentar 2% aos valores acima, para cada ano de uso.

17. Exercícios de Sistema de Bombeamento

[1] Uma bomba com escoamento e entrada radial trabalha com uma vazão de 2,0m³/min e 1200 rpm. A largura do canal de saída do rotor é de 20mm, sendo que o ângulo de saída da pá é igual a 25º. A componente meridiana da velocidade absoluta na saída é igual a 2,5m/s. Determine a altura e a potência teórica da bomba nas condições dadas.
Resp.: Ht∞ = 10,8m; Wt∞ = 3,53kW.

[2] Uma bomba centrífuga opera com uma rotação de 1750 rpm fornecendo uma vazão de 318m3/h. O rotor
apresenta um diâmetro externo igual a 356mm e um diâmetro interno de 97mm. A largura da pá na entrada e
saída é igual a 50mm. O ângulo da pá na entrada e na saída é igual a 230. Considere que o fluido entra no rotor radialmente. Determine a altura teórica para numero infinito de pás.
Resp.: Ht∞ = 96,1m.

[3] Uma bomba opera com água (ρ = 1000kg/m³), rotação de 2500 rpm e vazão de 360m³/h. O diâmetro do rotor na entrada é de 150mm e na saída de 300mm. A largura da pá na entrada é igual a 30mm e na saída 15mm. O ângulo da pá na entrada e na saída é igual a 25º. Determinar a altura, torque e potência teórica para número infinito de pás. Demonstre também os cálculos de todas as componentes do polígono de velocidade.

Resp.: Ht∞ = 87,55m; Wt∞ = 85,89kW; Tt∞ = 328,05_m.

[6] Uma bomba trabalha com água com uma vazão de 54m³/h e altura manométrica de 76m. A rotação é igual a 2950 rpm e o diâmetro do rotor tem 254mm. O ângulo da pá na saída é igual a 22º e largura da pá na saída é igual a 25mm. Determine o rendimento hidráulico e mecânico. Considere que a bomba apresenta escoamento com entrada radial. O coeficiente de Pfleiderer é igual a 1,34.

Resp.: ηh = 68,1%; ηm = 78,44%.

[16] Uma bomba com diâmetro de 75mm opera com uma rotação de 3450 rpm. A bomba fornece uma vazão de 60m³/h e desenvolve uma altura manométrica de 20m requerendo uma potência de acionamento de 10kW. Determinar a rotação, vazão e potência necessária para o acionamento de uma bomba semelhante a qual possui um diâmetro duas vezes maior e deve operar com dobro da altura manométrica.

Resp.: Q2 = 340m♄/h; W2 = 133,2kW; n2 = 2440 rpm.

[18] Um sistema de bombeamento é utilizado para bombear água com uma vazão de 108m3/h. A tubulação (de aspiração e recalque) tem uma extensão de 200m com o mesmo diâmetro e rugosidade absoluta igual a 0,4mm. A altura estática de aspiração é igual a 3,6m e altura estática de recalque é igual a 25m. Considere que todos os acessórios (de aspiração e recalque) apresentam um comprimento equivalente igual a 10% do comprimento da tubulação. Considere a velocidade na tubulação igual a 1,0m/s. Em tais condições do sistema determine a potência em kW da bomba requerida considerando um

rendimento global de 70%. Considere a massa específica da água igual a 1000kg/m3 e viscosidade cinemática igual a 1,127x10-6m2/s.

Resp.: W = 12,6kW

18. TERMOS HIDRÁULICOS

1. ALTURA DE SUCÇÃO (AS) - Desnível geométrico (altura em metros), entre o nível dinâmico da captação e o bocal de sucção da bomba.
OBS.: Em bombas centrífugas normais, instaladas ao nível do mar e com fluido bombeado a temperatura ambiente, esta altura não pode exceder 8 metros de coluna d'agua (8 mca).

2. ALTURA DE RECALQUE (AR) - Desnível geométrico (altura em metros), entre o bocal de sucção da bomba e o ponto de maior elevação do fluido até o destino final da instalação (reservatório, etc.).

3. ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL (AMT) - Altura total exigida pelo sistema, a qual a bomba deverá ceder energia suficiente ao fluido para vencê-la. Leva-se em consideração os desníveis geométricos de sucção e recalque e as perdas de carga por atrito em conexões e tubulações.
AMT = Altura Sucção + Altura Recalque + Perdas de Carga Totais
(Tubulações/Conexões e Acessórios)
Unidades mais comuns: mca, kgf/cm² , Lbs/Pol²
Onde: 1 kgf/cm² = 10 mca = 14,22 Lbs/Pol²

4. PERDA DE CARGA NAS TUBULAÇÕES - Atrito exercido na parede interna do tubo quando da passagem do fluido pelo seu interior. É mensurada obtendo-se, através de coeficientes, um valor percentual sobre o comprimento total da tubulação, em função do diâmetro interno da tubulação e da vazão desejada.

5. PERDA DE CARGA LOCALIZADA NAS CONEXÕES - Atrito exercido na parede interna das conexões, registros, válvulas, dentre outros, quando da passagem do fluido. É mensurada obtendo-se, através de coeficientes, um comprimento equivalente em metros de tubulação, definido em função do diâmetro nominal e do material da conexão.

6. COMPRIMENTO DA TUBULAÇÃO DE SUCÇÃO - Extensão linear em metros de tubo utilizados na instalação, desde o injetor ou válvula de pé até o bocal de entrada da bomba.

7. COMPRIMENTO DA TUBULAÇÃO DE RECALQUE - Extensão linear em metros de tubo utilizados na instalação, desde a saída da bomba até o ponto final da instalação.

8. GOLPE DE ARÍETE - Impacto sobre todo o sistema hidráulico causado pelo retorno da água existente na tubulação de recalque, quando da parada da bomba. Este impacto, quando não amortecido por válvula(s) de retenção, danifica tubos, conexões e os componentes da bomba.

9. NIVEL ESTÁTICO - Distância vertical em metros, entre a borda do reservatório de sucção e o nível (lâmina) da água, antes do início do bombeamento.

10. NIVEL DINÂMICO - Distância vertical em metros, entre a borda do reservatório de sucção e o nível (lâmina) mínimo da água, durante o bombeamento da vazão desejada.

11. SUBMERGÊNCIA - Distância vertical em metros, entre o nível dinâmico e o injetor (Bombas Injetoras), a válvula de pé (Bombas Centrifugas Normais), ou filtro da sucção (Bombas Submersas).

12. ESCORVA DA BOMBA - Eliminação do ar existente no interior da bomba e da tubulação de sucção. Esta operação consiste em preencher com o fluido a ser bombeado todo o interior da bomba e da tubulação de sucção, antes do acionamento da mesma.
13. AUTOASPIRANTE - O mesmo que Autoescorvante, isto é, bomba centrífuga que elimina o ar da tubulação de sucção, não sendo necessário o uso de válvula de pé na sucção da mesma, desde que, a altura de sucção não exceda 8 mca.

14.CAVITAÇÃO - Fenômeno físico que ocorre em bombas centrífugas no momento em que o fluido succionado pela mesma tem sua pressão reduzida, atingindo valores iguais ou inferiores a sua pressão de vapor (líquido - vapor). Com isso, formam-se bolhas que são conduzidas pelo deslocamento do fluido até o rotor onde implodem ao atingirem novamente pressões elevadas (vapor - líquido).
Este fenômeno ocorre no interior da bomba quando o NPSHd (sistema), é menor que o NPSHr (bomba). A cavitação causa ruídos, danos e queda no desempenho hidráulico das bombas.

15.NPSH - Sigla da expressão inglesa -Net Positive Suction Head a qual divide-se em:

NPSH disponível - Pressão absoluta por unidade de peso existente na sucção da bomba (entrada do rotor), a qual deve ser superior a pressão de vapor do fluido bombeado, e cujo valor depende das características do sistema e do fluido;

NPSH requerido - Pressão absoluta mínima por unidade de peso, a qual deverá ser superior a pressão de vapor do fluido bombeado na sucção da bomba (entrada de rotor) para que não haja cavitação. Este valor depende das características da bomba e deve ser fornecido pelo fabricante da mesma; O NPSHdisp deve ser sempre maior que o **NSPHreq (NPSHd > NPSHr**)

16.VÁLVULA DE PÉ OU DE FUNDO DE POÇO - Válvula de retenção colocada na extremidade inferior da tubulação de sucção para impedir que a água succionada retorne à fonte quando da parada do funcionamento da bomba, evitando que esta trabalhe a seco (perda da escorva).

17.CRIVO - Grade ou filtro de sucção, normalmente acoplado a válvula de pé, que impede a entrada de partículas de diâmetro superior ao seu espaçamento.

18.VÁLVULA DE RETENÇÃO - Válvula(s) de sentido único colocada(s) na tubulação de recalque para evitar o golpe de aríete. Utilizar uma válvula de retenção a cada 20 mca de AMT.

19.PRESSÃO ATMOSFÉRICA - Peso da massa de ar que envolve a superfície da terra até uma altura de ± 80 km e que age sobre todos os corpos. Ao nível do mar, a pressão atmosférica é de 10,33 mca ou 1,033 kgf/cm² (760 mm/Hg).

21.REGISTRO - Dispositivo para controle da vazão de um sistema hidráulico.

22.MANÔMETRO - Instrumento que mede a pressão relativa positiva do sistema.

23.VAZÃO – Quantidade de fluido que a bomba deverá fornecer ao sistema.

Unidades mais comuns: m3/h, l/h, l/min, l/s
Onde: 1 m3/h = 1000 l/h = 16,67 l/min = 0,278 l/s

19. BIBLIOGRÁFIA UTILIZADA

Brunetti, Franco. “Curso de Mecânica dos Fluidos”, 1974.

Curso de Hidráulica. Escola Superior de Tecnologia. Universidade do Algarve. Área Departamental de Engenharia Civil. Núcleo de Hidráulica e Ambiente. Faro, Portugal, fevereiro, 2001;

Duarte, Marcos: “Princípios Físicos da Interação ente o Ser Humano e Ambiente Aquático”, Universidade de São Paulo, Escola de Educação Física e Esporte, Laboratório de Biofísica, 2001 (www.usp,br/eef/lob/md/)

Fernandez & Fernandez, Miguel. Araujo, Roberto, Ito, Acásio Eiji. “Manual de Hidráulica Azevedo Netto” Editora Edgard Blücher Ltda, 1998,

Fox McDonald: “Introdução a Mecânica dos Fluidos”, 4ª Edição, LTC Livros Técnicos e Científicos SA, 1997.

Gomide, Reynaldo: “Fluidos na Indústria”. R. Gomide, 1993 [15] Novais-Barbosa J.: “Mecânica dos Fluidos e Hidráulica Geral”. Porto Editora Ltda, Lisboa, Portugal, 1985; Editora Mir Moscovo, 1989;

Marcio Rodrigues Gomes Marcos Andrade Fábio Ferraz 2008- Apostila de Hidráulica

Munson, Young e Okiishi: “Fundamentos da Mecânica dos Fluidos”, Editora Edgard Blücher Ltda, 1997.

Okuno, Caldas e Chow: “Física para Ciências Biológicas e Biomédicas”, Editora Harbra Ltda, 1982;

Porto, Rodrigo de Melo. “Hidráulica Básica”. EESC-USP, SP, 1998;

Schiozer, Dayr: “Mecânica dos Fluidos”, LTC Livros Técnicos e Científicos SA

Vieira, Rui Carlos de Camargo: “Atlas de Mecânica dos Fluidos, Estática”, Editora Universidade de São Paulo, 1970.

Vieira, Rui Carlos de Camargo: “Atlas de Mecânica dos Fluidos, Fluidodinâmica”, Editora Universidade de São Paulo, 1970.

Sistemas de Bombeamento

Lista de Exercícios

EXERCÍCIOS DE SISTEMAS DE BOMBEAMENTO

[1] Uma bomba com escoamento e entrada radial trabalha com uma vazão de 2,0m³/min e 1200 rpm. A largura do canal de saída do rotor é de 20mm, sendo que o ângulo de saída da pá é igual a 25º. A componente meridiana da velocidade absoluta na saída é igual a 2,5m/s. Determine a altura e a potência teórica da bomba nas condições dadas.

Resp.: $H_{t\infty}$ = 10,8m; $W_{t\infty}$ = 3,53kW.

[2] Uma bomba centrífuga opera com uma rotação de 1750 rpm fornecendo uma vazão de 318m³/h. O rotor apresenta um diâmetro externo igual a 356mm e um diâmetro interno de 97mm. A largura da pá na entrada e saída é igual a 50mm. O ângulo da pá na entrada e na saída é igual a 23^0. Considere que o fluido entra no rotor radialmente. Determine a altura teórica para numero infinito de pás.

Resp.: $H_{t\infty}$ = 96,1m.

[3] Uma bomba opera com água (ρ = 1000kg/m³), rotação de 2500 rpm e vazão de 360m³/h. O diâmetro do rotor na entrada é de 150mm e na saída de 300mm. A largura da pá na entrada é igual a 30mm e na saída 15mm. O ângulo da pá na entrada e na saída é igual a 25º. Determinar a altura, torque e potência teórica para número infinito de pás. Demonstre também os cálculos de todas as componentes do polígono de velocidade.

Resp.: $H_{t\infty}$ = 87,55m; $W_{t\infty}$ = 85,89kW; $T_{t\infty}$ = 328,05Nm.

[4] Considere os dados da tabela abaixo para uma bomba centrífuga com escoamento ideal que opera a 1450 rpm com água a 15ºC. Determine a equação da altura teórica para número infinito de pás versus a vazão da bomba ($H_{t\infty} - Q$).

D_1 = 150mm	D_2 = 300mm
b_1 = 75mm	b_2 = 50mm
$\beta_1 = 20^0$	$\beta_2 = 25^0$

Resp.: $H_{t\infty}$ = 53 – 106Q.

[5] Uma bomba opera com água, rotação de 1750 rpm e vazão de 252m³/h. O diâmetro do rotor na entrada é de 125mm e na saída é de 250mm. A largura da pá na entrada é igual a 30mm e na saída é 18mm. Os ângulos da pá na entrada e na saída, respectivamente, são de 30^0 e 40^0. Esta mesma bomba possui um rotor de chapa fina conformada e pás com guias.

A Equação que representa a curva da altura teórica para número finito de pás é dada por: $H_{t\#}(m) = 45{,}618 - 167{,}226Q(m^3/s)$. Determine o número de pás e equação que representa a altura teórica para número infinito de pás.

Resp.: z = 14 pás; $H_{t\infty}$(m) = 53,83 – 197,33Q(m³/s).

[6] Uma bomba trabalha com água com uma vazão de 54m³/h e altura manométrica de 76m. A rotação é igual a 2950 rpm e o diâmetro do rotor tem 254mm. O ângulo da pá na saída é igual a 22º e largura da pá na saída é igual a 25mm. Determine o rendimento hidráulico e mecânico. Considere que a bomba apresenta escoamento com entrada radial. O coeficiente de Pfleiderer é igual a 1,34.

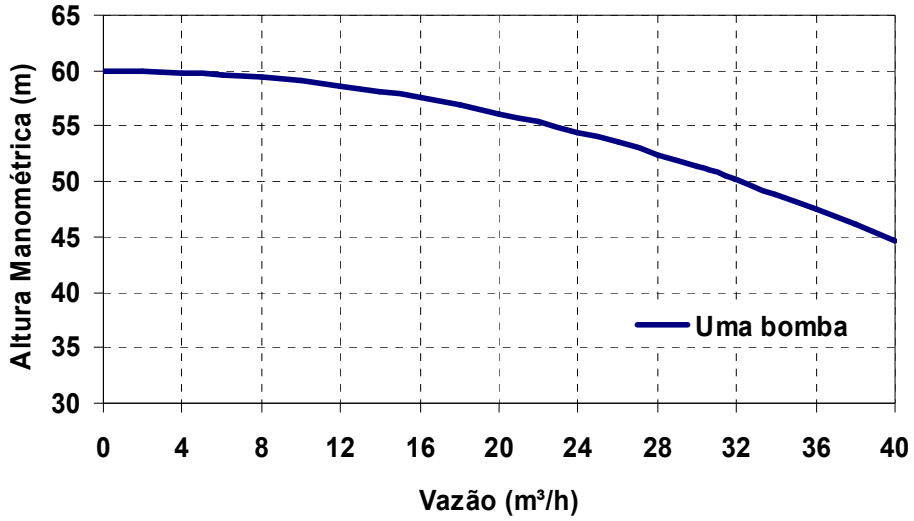
Resp.: η_h = 68,1%; η_m = 78,44%.

[7] O comportamento de uma bomba centrífuga com diâmetro igual a 229mm e que opera com 1750 rpm foi determinada em laboratório. O resultado é mostrado na tabela abaixo. Grafique a altura manométrica da bomba e o rendimento global da mesma. Determine a Eq. que representa a curva característica da altura manométrica e grafique, verificando a qualidade da mesma.

Q	H_{man}	$\dot{W}$	η	H_{man} (Eq)
4,50	28,24	1,18	29%	28,05
9,00	28,13	1,69	41%	27,49
13,50	26,81	2,00	49%	26,55
18,00	25,48	2,20	57%	25,24
22,50	23,55	2,37	61%	23,55
27,00	21,20	2,60	60%	21,49
31,50	18,14	2,98	52%	19,05

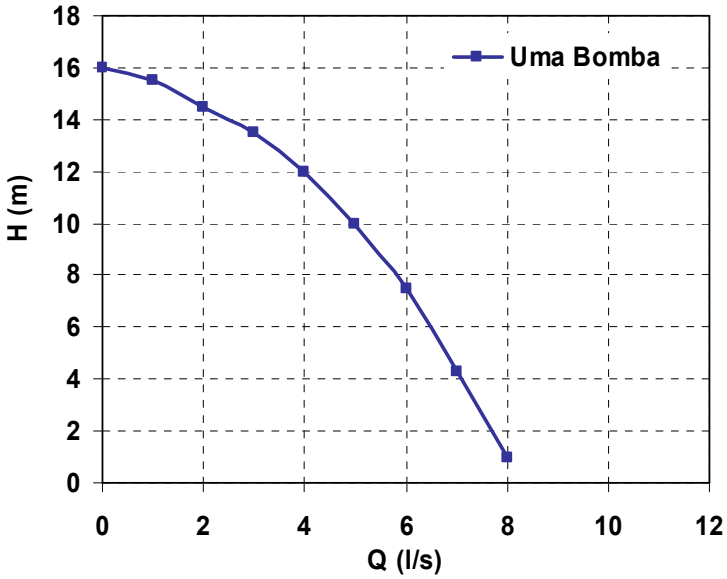
Resp.: $H_{man} = 28,24 – 0,00852Q^2$.

[8] A curva da bomba mostrada na figura deve operar em um sistema bombeamento de água. O sistema apresenta uma curva característica dada por: $H_{man}(m) = 30 + 0{,}035Q^2(m^3/h)$. (a) Mostre na figura abaixo o ponto de operação. (b) Determinar a potência considerando que o rendimento global é igual a 55%. (c) Determinar também a equação da curva característica de uma bomba (d) e depois de 02 bombas (iguais à mostrada no gráfico) associadas em paralelo. Considere a massa especifica da água igual a 1000kg/m³.



Resp.: P.O.: $H_{man} = 53,66$m e $Q = 26$m³/h; $W = 6,9$kW; $H_{man} = 60 - 0,406Q^2$; H_{man}(paralelo) $= 60 – 0,1015Q^2$.

[9] Na Figura mostra-se a curva de 01 bomba. Esta bomba deve operar com um sistema que apresenta uma curva característica dada por: $H_{man}(m) = 4{,}0 + 0{,}06Q^2(l/s)$. (a) Grafique a curva do sistema (b) e também a curva da conexão de duas bombas iguais associadas em série. (c) Mostre o ponto de operação indicando a vazão e altura manométrica.



Resp.: H_{man}(série) = 32 – 0,5Q²; P.O.: H_{man} = 7m e Q = 7,07l/s.

[10] Considerando os dados ($H_{man} - Q$) determine a Eq. que representa 02 bombas iguais associadas em série e a Eq. que representa 02 bombas iguais associadas em paralelo.
Obs.: Para determinar os coeficientes das Eq. solicitadas utilize o dado intermediário de vazão Q=22,50m³/h e a seguinte Eq. para uma bomba: $H_{man}(m) = 28{,}24 - 0{,}00964Q^2(m^3/h)$.

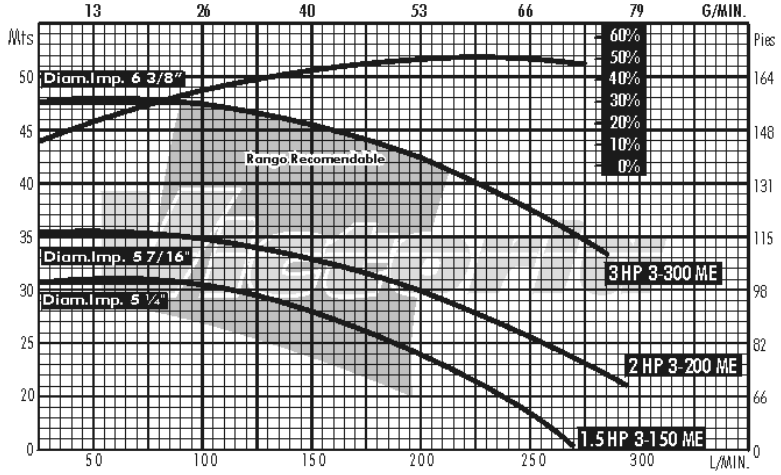
Resp.: H_{man}(paralelo) = 28,24 - 0,00241Q²; H_{man}(série) = 56,48 – 0,01928Q².

[11] A tabela abaixo contém as especificações da bomba de um determinado fabricante. (a) Determine o rendimento global (%) da bomba para cada ponto (b) e a Eq. que representa a curva característica da bomba nas unidades dadas. (c) Graficar a altura manométrica, a potência (kW), o rendimento global (%), assim como a altura manométrica obtida pela curva característica da bomba. (d) Considerando ainda a Eq. encontrada, apresente as Eqs. Resultantes das associações série e paralelo para duas bombas iguais.

Q (m³/h)	0	144	288	432	576	720
H_{man} (m)	33	32	30,5	28	24,5	20
W_{ac} (kW)	32	34,2	39,2	45	52,5	64,5

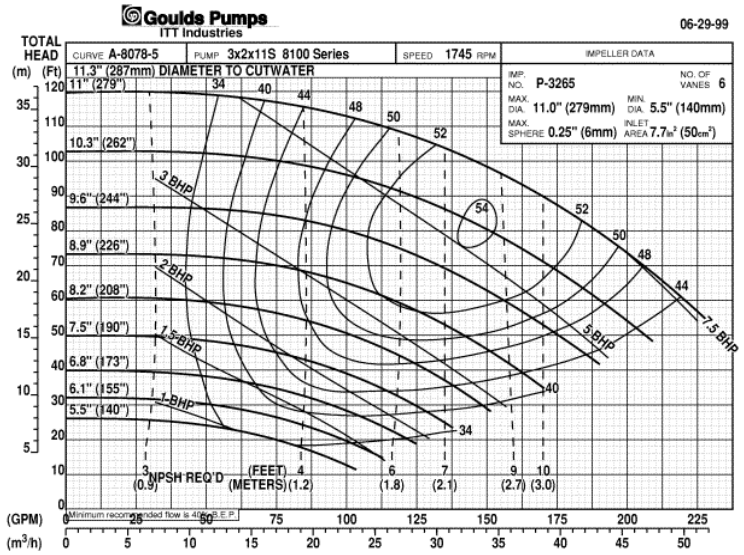
Resp.: H_{man} = 33 - 3,1x10^{-5}Q²; H_{man}(série) = 66 - 6,2x10^{-5}Q²; H_{man}(paralelo) = 33 – 7,7x10^{-6}

[12] A figura mostra curvas características de uma bomba centrífuga junto com a curva de rendimento. A bomba trabalha com 3500 rpm. Um sistema de bombeamento que utiliza água deve trabalhar com diâmetro de tubulação igual a 55mm e velocidade de 1,4m/s. Do projeto do sistema obtém-se a curva característica do mesmo dada por: $H_{man}(m) = 35 + 1{,}75x10^{-4} Q^2(l/\min)$. Selecione a bomba, especificando o diâmetro do rotor (mm) e o rendimento global da bomba (%). Determine a potência motriz (em kW) para o acionamento da bomba. Obs. ($1HP = 746W$ e $1pol = 25{,}4mm$).



Resp.: D = 6 3/8"; η_G = 48%; W_{ac} = 3,8HP.

[13] Uma bomba opera com rendimento hidráulico igual 75%, rendimento mecânico igual a 72% e rendimento volumétrico igual a 100%. Nestas condições a bomba opera com vazão de 34m^3/h requerendo uma potência de acionamento igual a 4118W. Determine a altura manométrica (m) e o diâmetro do rotor (mm). Determine também o torque solicitado no eixo nas condições de operação. Considerando a potência fornecida pelo fabricante calcule a economia de energia por hora (Wh) para o funcionamento continuo da bomba.



Resp.: H_{man} = 24m; D = 262mm; T = 22,54Nm; ΔE = 1477Wh.

[14] Uma bomba centrífuga com um rotor de 300mm de diâmetro trabalha a 3500 rpm com vazão de 100m³/h e apresenta um rendimento global de 70%. Nestas condições a rotação especifica da máquina é igual a 18,45 rpm. Determine as condições de operação e potência quando se utiliza um rotor de 280mm.

Resp.: Q_2 = 81,3m³/h; H_2 =87,11m; W_2 = 27,57kW.

[15] Uma bomba comercial apresenta do catálogo do fabricante a seguinte informação para uma rotação de 1450 rpm.

Q (l/s)	40	80	120	160	200
H_{man} (m)	32	30,5	28	24,5	20
$\dot{W}$ (kW)	34,2	39,2	45	52,5	64,5

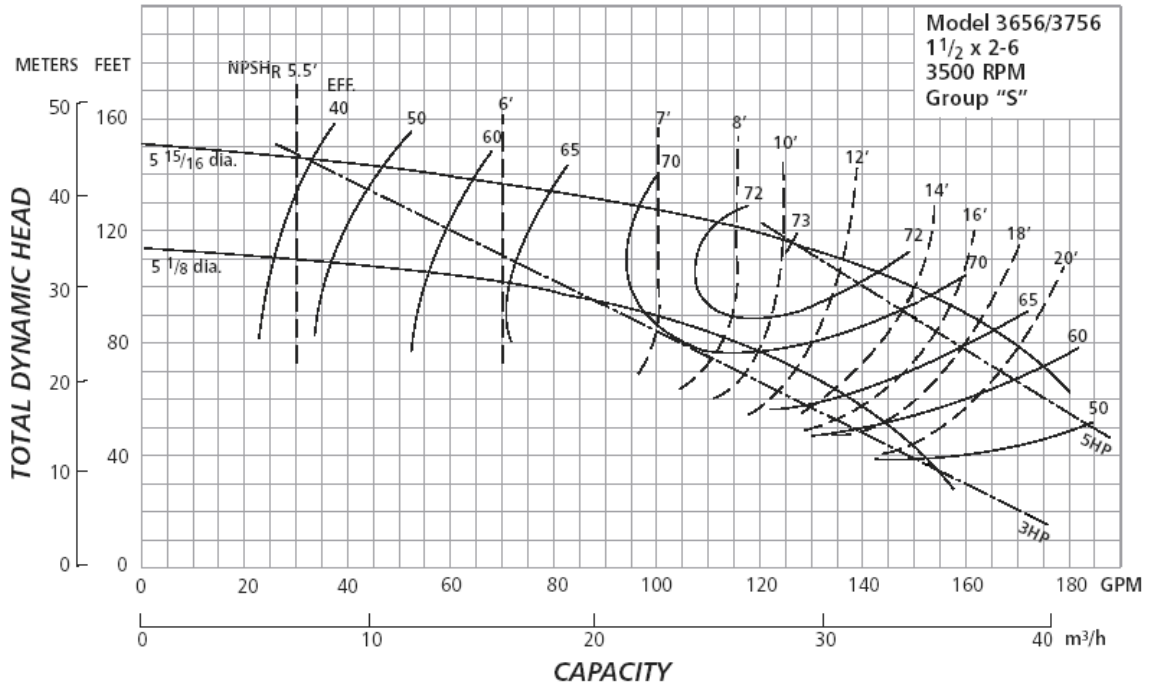
A bomba deverá operar com a de vazão de 432m³/h e altura manométrica de 28m. Determinar os valores de Q - H - $\dot{W}$ considerando uma rotação n = 1300 rpm. Determine o rendimento para as duas condições de rotação.

Resp.: $\eta_1 = 73,25\%$; $H_2 = 22,5m$; $Q_2 = 0,1076m^3/s$; $W_2 = 32,43kW$; $\eta_2 = 73,23\%$.

[16] Uma bomba com diâmetro de 75mm opera com uma rotação de 3450 rpm. A bomba fornece uma vazão de 60m³/h e desenvolve uma altura manométrica de 20m requerendo uma potência de acionamento de 10kW. Determinar a rotação, vazão e potência necessária para o acionamento de uma bomba semelhante a qual possui um diâmetro duas vezes maior e deve operar com dobro da altura manométrica.

Resp.: $Q_2 = 340m^3/h$; $W_2 = 133,2kW$; $n_2 = 2440$ rpm.

[17] Um sistema de bombeamento utiliza a bomba comercial fornecida na Figura abaixo. A bomba deve operar com uma vazão de 18m³/h (80 GPM) e uma altura manométrica de 40m. Determine a potência nas condições de operação e a potência fornecida pelo fabricante.



Resp.: $W_{ac} = 3,02kW$; $W_{Fab} = 3,68kW$.

[18] Um sistema de bombeamento é utilizado para bombear água com uma vazão de 108m³/h. A tubulação (de aspiração e recalque) tem uma extensão de 200m com o mesmo diâmetro e rugosidade absoluta igual a 0,4mm. A altura estática de aspiração é igual a 3,6m e altura estática de recalque é igual a 25m. Considere que todos os acessórios (de aspiração e recalque) apresentam um comprimento equivalente igual a 10% do comprimento da tubulação. Considere a velocidade na tubulação igual a 1,0m/s. Em tais condições do sistema determine a potência em kW da bomba requerida considerando um rendimento global de 70%. Considere a massa específica da água igual a 1000kg/m³ e viscosidade cinemática igual a $1,127x10^{-6}m^2/s$.

Resp.: W = 12,6kW

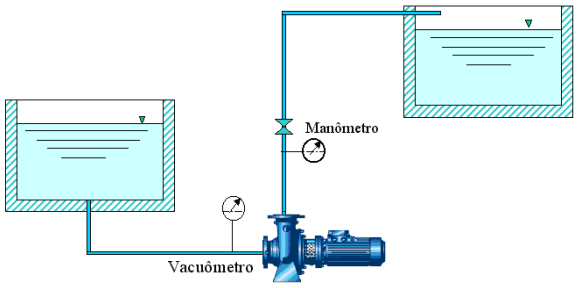
[19] Um sistema de bombeamento de água apresenta altura estática de aspiração de 6,0m e altura estática de recalque de 15,0m. A tubulação de 90m de comprimento é de aço, com rugosidade 0,1mm e diâmetro de 86mm. A velocidade na tubulação é igual a 1,1m/s. Considere que a perda de carga dos acessórios (m.c.f) é igual a perda de carga da tubulação. Selecione a bomba adequada apresentando o diâmetro do rotor (mm) e potência disponível pelo fabricante (BHP). Determine a potência (kW) absorvida pela bomba no ponto de operação.
Massa especifica: 1000kg/m³. Viscosidade cinemática $1{,}127 \times 10^{-6}$ m²/s.

Resp.: D = 244mm; W_{Fab} = 5BHP; W_{ac} = 2,96kW.

[20] Um sistema de bombeamento apresenta uma altura estática de elevação de 20m. A tubulação apresenta diâmetro de 70mm e 452m de comprimento. A rugosidade relativa é igual a 0,008. A bomba deve operar com uma vazão de 18m³/h. Determine a potência de acionamento requerida nas condições de operação considerando um rendimento global de 65%. Obs. Considere desprezíveis as perdas de carga localizadas. Obs. Massa específica: 1000kg/m³ viscosidade cinemática: 1×10^{-6} m²/s.

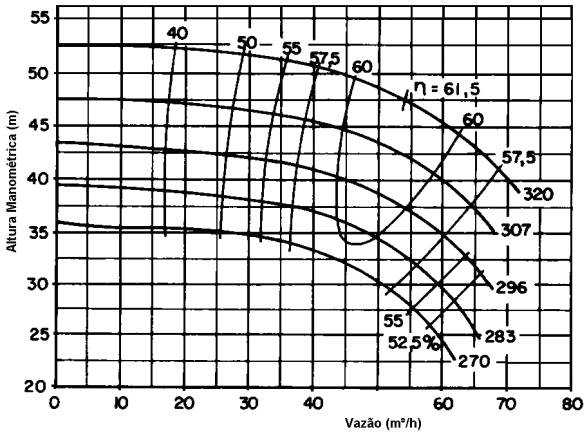
Resp.: W_{ac} = 3,0kW.

[21] A figura mostra um sistema empregado para levantar a curva característica de uma bomba em laboratório. Os diâmetros dos tubos de aspiração e recalque são de 150mm. Para uma vazão de 63l/s o vacuômetro indicou uma pressão de 300mmHg e o manômetro uma pressão 240kPa. Nestas condições foi medida a tensão e corrente do motor determinando-se uma potência igual a 23,34kW o qual opera com 1750rpm. Determine a altura manométrica e o rendimento da bomba sabendo-se que a altura entre os centros dos instrumentos é de 0,6m. O fluido utilizado é água com massa específica igual a 1000kg/m³. Obs. Considere a densidade do mercúrio 13,6 e Pressão atmosférica igual a 101,3kPa.



Resp.: H_{man} = 29,14m; η_G = 78%.

[22] Um sistema deve trabalhar com uma vazão de 0,75m³/min e apresenta uma altura estática de aspiração igual a 5m e uma altura estática de recalque igual a 25m. Estimando-se que a perda carga total do sistema é igual a 10m de coluna de fluido. Determine a curva característica do sistema. Grafique na figura abaixo a curva característica e determine qual a bomba que você selecionaria mostrando o ponto de operação. Especifique o diâmetro do rotor e o rendimento global da bomba. Determine a potência motriz para o acionamento da bomba.



Resp.: P.O.: H_{man} = 40m e Q = 45m³/h; D = 296mm; η_G = 60,2%; W = 815W.

[23] Uma estação de irrigação capta 40l/s de água de um canal. A temperatura da água é de 25ºC (ρ=1000kg/m³ e ν=1,127x10^{-6}m²/s). Determine a altura manométrica e a potência de acionamento considerando um rendimento global de 75%. Os diâmetros da tubulação de aspiração e de recalque são iguais a 175mm. Considere uma tubulação de PVC com rugosidade absoluta igual a 0,015mm.

Perda de carga dos acessórios:

Aspiração:
1 válvula de pé: 0,50m
1 curva de 90º: 0,1m

Descarga:
1 curva de 90º: 0,1m
1 válvula de retenção: 0,23m

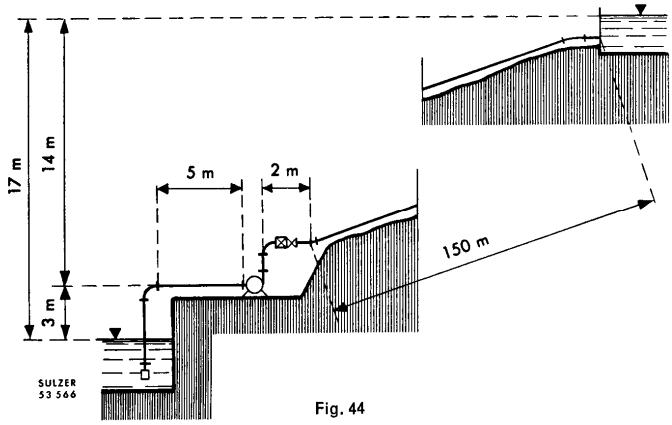


Fig. 44

Resp.: H_{man} = 19,1m; W = 10kW.

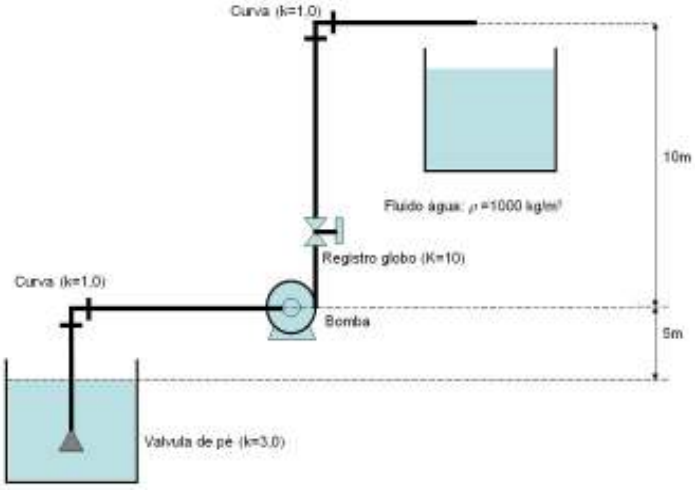
[24] Um sistema de bombeamento de água deverá trabalhar com uma vazão de 40m³/h. Utiliza-se uma tubulação de 600m de PVC com fator de atrito igual a 0,0238. A velocidade na tubulação de aspiração e recalque é igual a 1,6m/s. A altura de aspiração é igual a 4m e a altura de recalque é igual a 55m. A bomba utilizada trabalha rotação de 2950 rpm com um rendimento global de 60%. O comprimento equivalente de todos os acessórios é igual a 30m. Determine a curva característica do sistema e a potência requerida para acionamento da bomba. Obs.: água com massa especifica igual a 1000kg/m³ e viscosidade cinemática igual a 1,02 x10^{-6}m²/s.

Resp.: H_{man}(m) = 59 + 0,01313Q² (m³/h); W_{ac} = 14,53kW.

[25] Determine a vazão de um sistema de bombeamento onde as alturas estáticas de aspiração e recalque são respectivamente 2m e 41m e as perdas de carga são dadas por: h_{La} (mca) = 0,10Q²(l/s) e h_{Lr}(mca) = 0,70Q²(l/s). O manômetro situado na saída da bomba indica uma pressão equivalente de 47mca enquanto o vacuômetro na entrada da bomba indica uma pressão equivalente de –3mca. Considere os instrumentos no mesmo nível.

Resp.: Q = 2,96l/s.

[26] A água escoa com uma vazão igual a 20m³/h num sistema de bombeamento conforme mostra a figura. Considere uma tubulação de ferro galvanizado novo com diâmetro de 60mm e rugosidade igual a 0,1mm. O comprimento total da tubulação é igual a 50m. Determinar a potência de acionamento considerando um rendimento global de 65%. A viscosidade cinemática da água é igual a 1,15x10^{-6}m²/s.

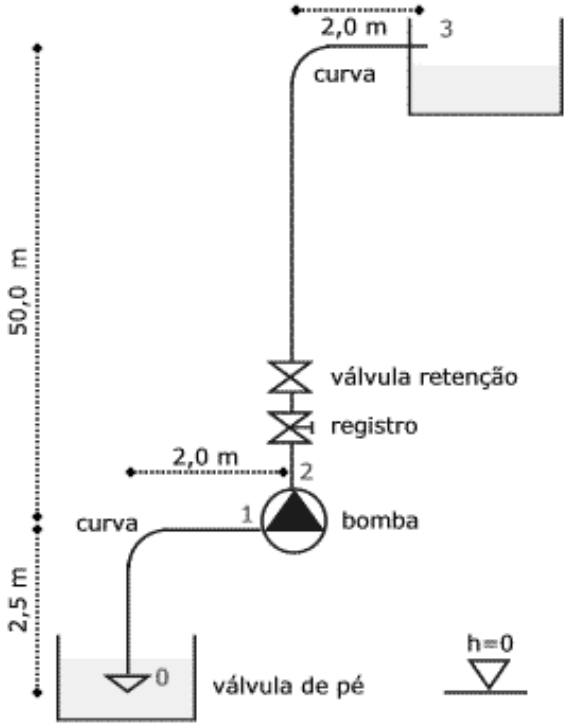


Resp.: W_{ac} = 1,9kW.

[27] O sistema mostrado opera com vazão de 15m³/h.

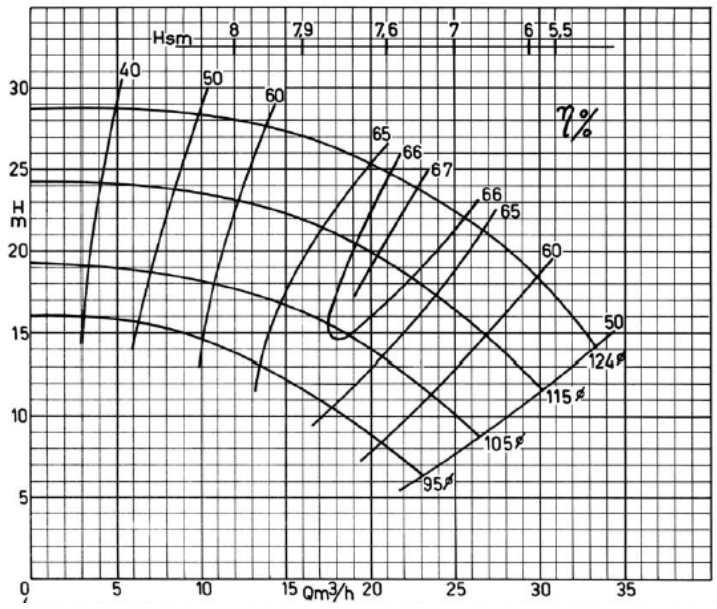
Rugosidade da tubulação: 0,2mm.
Diâmetro (aspiração e recalque): 30mm.
Velocidade da tubulação 2,0m/s.
Válvula de pé: 1,75.
Registro: 0,20.
Válvula de retenção: 2,5.
Curva de 90º: 0,4.
Água ρ=1000 (kg/m³) ν=1,2 x 10^{-6}m²/s.

(a) Considerando um rendimento de 70% determine a potência de acionamento da bomba.
(b) Considerando desprezível a pressão na entrada da bomba determine qual será a pressão que indicaria um manômetro conectado na tubulação de saída da bomba.



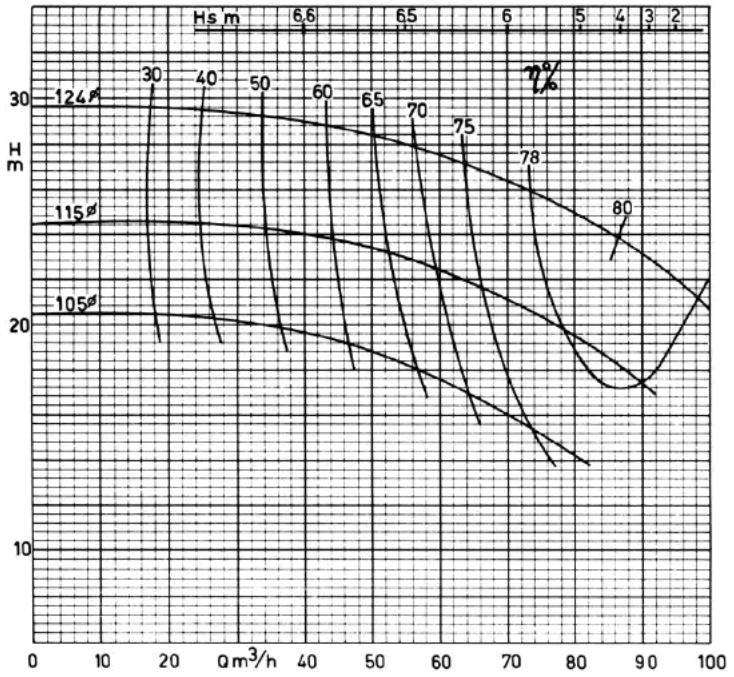
Resp.: W_{ac} = 10,4kW; p_{2Man} = 1,6MPa.

[28] Um sistema de bombeamento opera com água tendo uma altura estática de aspiração igual a 4,0m e uma altura estática de recalque igual a 15,37m. A bomba opera com uma vazão igual a 18m³/h. A velocidade na tubulação é igual a 1,25m/s e o comprimento da tubulação igual a 40m. Considere que a rugosidade da tubulação e igual a 0,1mm. O coeficiente de perda de carga dos acessórios da tubulação de aspiração é igual a 2,0 e o coeficiente de perda de carga dos acessórios da tubulação de recalque é igual a 3,5m. Selecione a bomba indicando ponto de operação e calcule a potência de acionamento (kW) da bomba para as condições de operação. Obs.: Massa específica 1000kg/m³ e viscosidade cinemática é igual a 1,13x10^{-6}m²/s.



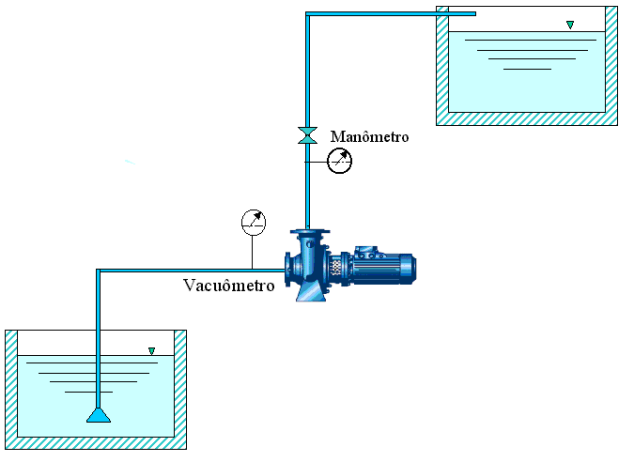
Resp.: P.O.: H_{man} = 21m e Q = 18m³/h; D = 115mm; W_{ac} = 1,6kW.

[29] Num sistema de bombeamento com tubulação de 103mm de diâmetro escoa água com velocidade de 2,0m/s. O nível da água no reservatório de recalque encontra-se a 18m acima do nível do reservatório de aspiração e ambos os reservatórios são abertos a atmosfera. O vacuômetro na entrada da bomba indica uma pressão igual a -39,24kPa e o manômetro na saída da bomba indica uma pressão igual a 177,07kPa. (a) Com auxilio da figura selecione a bomba apropriada especificando o diâmetro da mesma. (b) Determine a Eq. que representa a curva característica deste sistema especificando a altura manométrica em (m) e a vazão em (m³/h). Graficar a Eq. característica. Obs.: Massa específica 1000kg/m³.



Resp.: P.O.: H_{man} = 22,05m e Q = 60m³/h; D = 105mm; H_{man} (m)= 18 + 0,001125Q²(m³/h).

[30] Um sistema de bombeamento utilizado em laboratório trabalha com uma vazão de 7,0m³/h e apresenta uma altura estática de aspiração de 4,0m, diâmetro de 50mm e perda de carga na aspiração igual a 2,0m. A bomba trabalha com rotação de 3500 rpm. Na saída da bomba o manômetro indica 350kPa. Considere os dois reservatórios abertos a atmosfera. Determine as novas condições de operação quando a bomba diminui sua rotação em 5%. Obs.: Massa específica igual a 1000kg/m³.



Resp.: Q_2 = 6,65m³/h; H_2 = 37,66m.

[1] Uma bomba com escoamento e entrada radial trabalha com uma vazão de 2,0m³/min e 1200 rpm. A largura do canal de saída do rotor é de 20mm, sendo que o ângulo de saída da pá é igual a 25º. A componente meridiana da velocidade absoluta na saída é igual a 2,5m/s. Determine a altura e a potência teórica da bomba nas condições dadas.

Dados:

$Q = 2{,}0 m^3/\min$

$n = 1200 rpm$

$b_2 = 20 mm$

$\beta_2 = 25º$

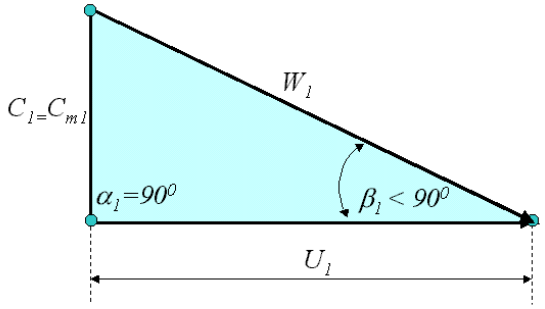
$C_{m2} = 2{,}5 m/s$

Determine:

$H_{t\infty} = ?$

$\dot{W}_{t\infty} = ?$

Os rotores com entrada radial também são conhecidos como rotores com escoamento ideal (sem pré-rotação). Nestas condições ideais ($\alpha_1 = 90^0$) a resistência ao escoamento será mínima, já que não existe momento angular na entrada porque $C_{m1}=C_1$ e $C_{u1}=0$ e, portanto $r\ x\ C_{u1} = 0$ desta forma a Equação de Euler fica simplificada dependendo das condições de saída do rotor.



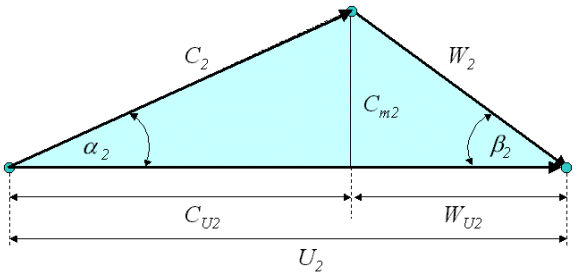
$$H_{t\infty} = \frac{1}{g}\left(U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}\right) \rightarrow H_{t\infty} = \frac{1}{g} U_2 C_{u2}$$

$$D_2 = \frac{Q}{\pi b_2 C_{m2}} = \frac{\frac{2{,}0}{60}}{\pi\left(\frac{20}{1000}\right)2{,}5} = 0{,}212 m = 212 mm$$

$$C_{u2} = U_2 - W_{U2}$$

$$U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{\pi x 212 x 1200}{1000 x 60} = 13{,}32 m/s$$

$$W_{u2} = \frac{C_{m2}}{\tan(\beta_2)} = \frac{2{,}5}{\tan(25)} = 5{,}36 m/s$$



$$C_{u2} = 13{,}32 - 5{,}36 = 7{,}96 m/s$$

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g} U_2 C_{u2} = \frac{1}{9{,}81} 13{,}32 x 7{,}96 = 10{,}80 m$$

$$\dot{W}_{t\infty} = \rho g H_{t\infty} Q = \frac{1000 x 9{,}81 x 10{,}8 x 2}{60} = 3{,}53 kW$$

[2] Uma bomba centrífuga opera com uma rotação de 1750 rpm fornecendo uma vazão de 318m^3/h. O rotor apresenta um diâmetro externo igual a 356mm e um diâmetro interno de 97mm. A largura da pá na entrada e saída é igual a 50mm. O ângulo da pá na entrada e na saída é igual a 23^0. Considere que o fluido entra no rotor radialmente. Determine a altura teórica para numero infinito de pás.

Dados:

$Q = 318m^3/h$

$n = 1750rpm$

$D_2 = 356mm$

$D_1 = 97mm$

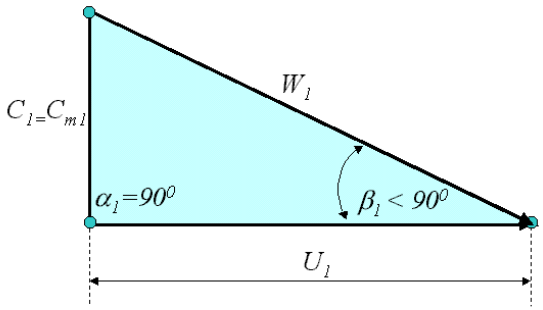
$b_1 = b_2 = 50mm$

$\beta_1 = \beta_2 = 23º$

Determine:

$H_{t\infty} = ?$

Os rotores com entrada radial também são conhecidos como rotores com escoamento ideal (sem pré-rotação). Nestas condições ideais ($\alpha_1=90^0$) a resistência ao escoamento será mínima, já que não existe momento angular na entrada porque $C_{m1}=C_1$ e $C_{u1}=0$ e, portanto $r\ x\ C_{u1}=0$ desta forma a Equação de Euler fica simplificada dependendo das condições de saída do rotor.

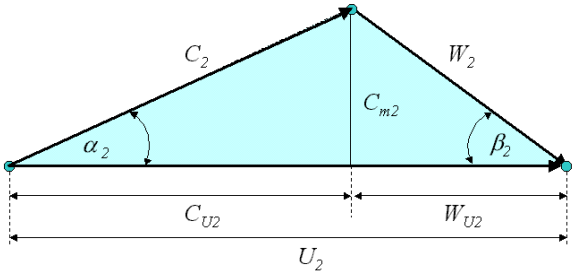


$$H_{t\infty} = \frac{1}{g}\left(U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}\right) \rightarrow H_{t\infty} = \frac{1}{g} U_2 C_{u2}$$

$$U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{\pi x 0{,}356 x 1750}{60} = 32{,}62 m/s$$

$$C_{m2} = \frac{Q}{D_2 \pi b_2} = \frac{\frac{318}{3600}}{0{,}356 x \pi x 0{,}05} = 1{,}58 m/s$$

$$\tan(\beta_2) = \frac{C_{m2}}{W_{u2}} \Leftrightarrow W_{u2} = \frac{C_{m2}}{\tan(\beta_2)} = 3{,}72 m/s$$



$$U_2 = C_{u2} + W_{u2} \Leftrightarrow C_{u2} = U_2 - W_{u2} = 32{,}62 - 3{,}72 = 28{,}9 m/s$$

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g}\left(U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}\right)$$

Como $C_{u1} = 0$ a Equação de Euler para entrada radial (ou ideal) fica:

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g} U_2 C_{u2} = \frac{1}{9{,}81} x 32{,}62 x 28{,}9 = 96{,}1 m$$

[3] Uma bomba opera com água (ρ = 1000kg/m³), rotação de 2500 rpm e vazão de 360m³/h. O diâmetro do rotor na entrada é de 150mm e na saída de 300mm. A largura da pá na entrada é igual a 30mm e na saída 15mm. O ângulo da pá na entrada e na saída é igual a 25º. Determinar a altura, torque e potência teórica para número infinito de pás. Demonstre também os cálculos de todas as componentes do polígono de velocidade.

Dados:

$n = 2500rpm$
$Q = 360m^3/h$
$D_1 = 150mm$
$D_2 = 300mm$
$b_1 = 30mm$
$b_2 = 15mm$
$\beta_1 = \beta_2 = 25º$
$\rho = 1000kg/m^3$

Determine:

$H_{t\infty} = ?$
$T_{t\infty} = ?$
$\dot{W}_{t\infty} = ?$
Componentes do polígono de velocidade?

Calcula-se em primeiro lugar as componentes do polígono de velocidades para entrada e para saída.

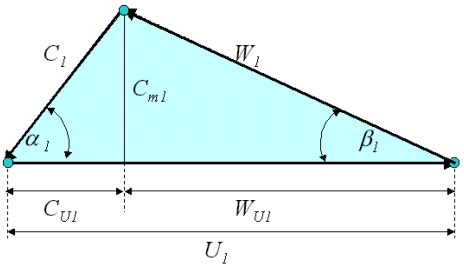
$$r_1 = \frac{D_1}{2} = 75mm$$

$$A_1 = 2\pi r_1 b_1 = \pi D_1 b_1 = \pi x 0{,}15 x 0{,}03 = 0{,}01414m^2$$

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = 19{,}63m/s$$

$$Q = A_1 C_{m1} \Leftrightarrow C_{m1} = \frac{Q}{A_1} = 7{,}07m/s$$

$$\tan(\beta_1) = \frac{C_{m1}}{W_{u1}} \Leftrightarrow W_{u1} = \frac{C_{m1}}{\tan(\beta_1)} = \frac{7{,}07}{0{,}46631} = 15{,}17m/s$$



$$W_1 = \sqrt{C_{m1}^2 + W_{u1}^2} = \sqrt{7{,}07^2 + 15{,}17^2} = 16{,}74m/s$$

$$U_1 = C_{u1} + W_{u1} \Leftrightarrow C_{u1} = U_1 - W_{u1} = 19{,}63 - 15{,}17 = 4{,}46m/s$$

$$C_1 = \sqrt{C_{m1}^2 + C_{u1}^2} = \sqrt{7{,}07^2 + 4{,}46^2} = 8{,}36m/s$$

$$\tan(\alpha_1) = \frac{C_{m1}}{C_{u1}} = 1{,}5852 \Leftrightarrow \alpha_1 = \arctan(1{,}5852) = 57{,}75º$$

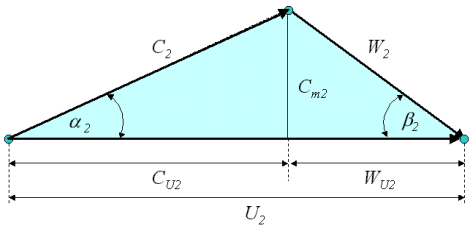
$$r_2 = \frac{D_2}{2} = 150mm$$

$$A_2 = 2\pi r_2 b_2 = \pi D_2 b_2 = \pi x0{,}3x0{,}015 = 0{,}01414m^2$$

$$U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = 39{,}27m/s$$

$$Q = A_2 C_{m2} \Leftrightarrow C_{m2} = \frac{Q}{A_2} = 7{,}07m/s$$

$$\tan(\beta_2) = \frac{C_{m2}}{W_{u2}} \Leftrightarrow W_{u2} = \frac{C_{m2}}{\tan(\beta_2)} = \frac{7{,}07}{0{,}46631} = 15{,}17m/s$$



$$W_2 = \sqrt{C_{m2}^2 + W_{u2}^2} = \sqrt{7{,}07^2 + 15{,}17^2} = 16{,}74m/s$$

$$U_2 = C_{u2} + W_{u2} \Leftrightarrow C_{u2} = U_2 - W_{u2} = 39{,}27 - 15{,}17 = 24{,}1m/s$$

$$C_2 = \sqrt{C_{m2}^2 + C_{u2}^2} = \sqrt{7{,}07^2 + 24{,}1^2} = 25{,}12m/s$$

$$\tan(\alpha_2) = \frac{C_{m2}}{C_{u2}} = 0{,}2934 \Leftrightarrow \alpha_2 = \arctan(0{,}2934) = 16{,}35^o$$

Com os valores obtidos para U e C_u na entrada e na saída, encontra-se a altura ($H_{t\infty}$):

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g}(U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}) = \frac{1}{9{,}81}(39{,}27x24{,}1 - 19{,}63x4{,}46) = 87{,}55m$$

Para calcular o valor do torque é necessário obter-se a vazão mássica, determinada pela seguinte equação:

$$\dot{m} = Q\rho = 0{,}1x1000 = 100kg/s$$

A partir da vazão mássica e dos valores de C_{u2} e C_{u1} encontrados, calcula-se o torque no eixo:

$$T_{t\infty} = \dot{m}(r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1}) = 100(0{,}15x24{,}1 - 0{,}075x4{,}46) = 328{,}05Nm(= 328{,}05J)$$

Com o valor obtido para $H_{t\infty}$, encontra-se a potência ($\dot{W}_{t\infty}$):

$$\dot{W}_{t\infty} = \rho g H_{t\infty} Q = 1000x9{,}81x87{,}55x0{,}1 = 85{,}89kW$$

Obs.: A relação entre o torque no eixo e a potência pode ser determinada pela seguinte equação:

$$\dot{W}_{t\infty} = \omega T_{eixo} = \frac{2\pi n}{60} T_{eixo} = \frac{\pi n T_{eixo}}{30} \Leftrightarrow T_{eixo} = \frac{30\dot{W}_{t\infty}}{\pi n}$$

[4] Considere os dados da tabela abaixo para uma bomba centrífuga com escoamento ideal que opera a 1450 rpm com água a 15ºC. Determine a equação da altura teórica para número infinito de pás versus a vazão da bomba ($H_{t\infty} - Q$).

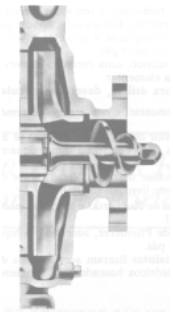
$D_1 = 150$mm	$D_2 = 300$mm
$b_1 = 75$mm	$b_2 = 50$mm
$\beta_1 = 20^0$	$\beta_2 = 25^0$

Dados:

$D_1 = 150mm$
$D_2 = 300mm$
$b_1 = 75mm$
$b_2 = 50mm$
$\beta_1 = 20º$
$\beta_2 = 25º$
$n = 1450rpm$
$\alpha_1 = 90º$ (escoamento ideal)

Determine:

Equação $H_{t\infty} - Q$?



Calcula-se a área da superfície cilíndrica e a velocidade tangencial do rotor no ponto de análise do álabe para a saída:

$$A_2 = \pi D_2 b_2 = \pi x 0{,}3 x 0{,}05 = 0{,}04712 m^2$$

$$U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{\pi x 0{,}3 x 1450}{60} = 22{,}78 m/s$$

Simplifica-se a equação de $H_{t\infty}$ com os coeficientes K_1 e K_2.

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g} U_2^2 - \frac{U_2}{g} \frac{Q}{A_2} \frac{1}{\tan \beta_2} \rightarrow H_{t\infty} = K_1 - K_2 Q$$

$$K_1 = \frac{1}{g} U_2^2 = \frac{1}{9{,}81} x 22{,}78^2 = 52{,}9m$$

$$K_2 = \frac{U_2}{g} \frac{Q}{A_2} \frac{1}{\tan \beta_2} = \frac{22{,}78}{9{,}81} x \frac{Q}{0{,}04712 x \tan(25)} = 105{,}68Q$$

Substituindo os valores de K_1 e K_2 na equação $H_{t\infty} = K_1 - K_2 Q$:

$$H_{t\infty} = 53 - 106Q$$

[5] Uma bomba opera com água, rotação de 1750 rpm e vazão de 252m^3/h. O diâmetro do rotor na entrada é de 125mm e na saída é de 250mm. A largura da pá na entrada é igual a 30mm e na saída é 18mm. Os ângulos da pá na entrada e na saída, respectivamente, são de 30^0 e 40^0. Esta mesma bomba possui um rotor de chapa fina conformada e pás com guias.
A Equação que representa a curva da altura teórica para número finito de pás é dada por: $H_{t\#}(m) = 45{,}618 - 167{,}226Q(m^3/s)$. Determine o número de pás e equação que representa a altura teórica para número infinito de pás.

Dados:

$n = 1750rpm$
$Q = 252m^3/h$
$D_1 = 125mm$
$D_2 = 250mm$
$b_1 = 30mm$
$b_2 = 18mm$
$\beta_1 = 30º$
$\beta_2 = 40º$
$Equação:$
$H_{t\#}(m) = 45{,}618 - 167{,}226Q(m^3/s)$

Determine:

$z = ?$
$H_{t\infty} = ?$

Equação para o cálculo do número de pás:

$$z = k_z\left[\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1}\right]sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right)$$

Para rotores de chapa fina conformada $k_z = 8$, portanto:

$$z = 8\left[\frac{250+125}{250-125}\right]\sin\left(\frac{30+40}{2}\right) = 14 \text{ pás}$$

Como $H_{t\infty} = H_{t\#}K_{pfl}$, calcula-se o coeficiente de Pfleiderer $\left(K_{pfl}\right)$, sendo o fator de correção de Pfleiderer $\left(\psi\right)$ igual a 0,95 em função do ângulo da pá $\left(\beta_2\right)$.

$$K_{pfl} = 1 + 2\frac{\psi}{Z}\frac{r_2^2}{\left(r_2^2 - r_1^2\right)}$$

Como $D_2 = 2xD_1$ simplifica-se a Eq. do coeficiente de Pfleiderer $\left(K_{pfl}\right)$:

$$K_{pfl} = 1 + \frac{8}{3}\frac{\psi}{Z} = 1 + \frac{8}{3}\left(\frac{0{,}95}{14}\right) = 1{,}18$$

Para os dados acima $z = 14$ pás e $K_{pfl} = 1{,}18$. Multiplicando a Eq. da altura para número finito de pás pelo K_{pfl} se obtêm:

$$H_{t\infty}(m) = \left(45{,}618 - 167{,}226Q\right)1{,}18 = 53{,}83 - 197{,}33Q(m^3/s)$$

[6] Uma bomba trabalha com água com uma vazão de 54m³/h e altura manométrica de 76m. A rotação é igual a 2950 rpm e o diâmetro do rotor tem 254mm. O ângulo da pá na saída é igual a 22º e largura da pá na saída é igual a 25mm. Determine o rendimento hidráulico e mecânico. Considere que a bomba apresenta escoamento com entrada radial.
O coeficiente de Pfleiderer é igual a 1,34.

Dados:

$n = 2950rpm$
$Q = 54m^3/h$
$H_{man} = 76m$
$D_2 = 254mm$
$b_2 = 25mm$
$\beta_2 = 22^o$
$K_{pfl} = 1{,}34$
$\alpha_1 = 90^o$ (entrada radial)

Determine:

$\eta_h = ?$
$\eta_m = ?$

Calculam-se as componentes do polígono de velocidades da saída.

$$C_{m2} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2} = \frac{54}{\pi x3600x0{,}254x0{,}025} = 0{,}752m/s \qquad W_2 = \frac{C_{m2}}{Tan(\beta_2)} = \frac{0{,}752}{Tan(22^0)} = 1{,}86m/s$$

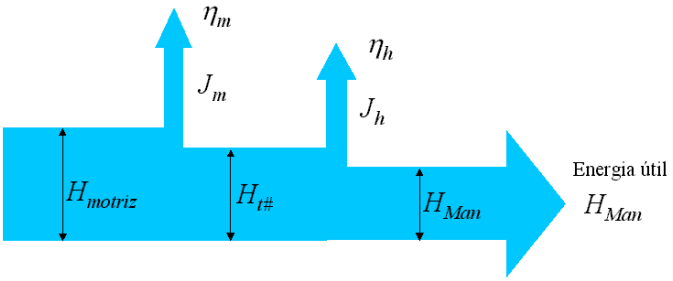
$$U_2 = \frac{\pi Dn}{60} = \frac{\pi x0{,}254x2950}{60} = 39{,}23m/s \qquad C_{u2} = U_2 - W_2 = 39{,}23 - 1{,}86 = 37{,}37m/s$$

Como $\alpha_1 = 90^o$, a componente de C na direção da velocidade tangencial U na entrada será zero ($C_{u1} = 0$). Característica da entrada radial. Logo se utiliza a Eq, da altura simplificada.

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g} U_2 C_{u2} = \frac{1}{9{,}81} x39{,}23x33{,}37 = 149{,}44m$$

Com o coeficiente de Pfleiderer se obtêm $H_{t\#}$.

$$H_{t\#} = \frac{H_{t\infty}}{K_{pfl}} = \frac{149{,}44}{1{,}34} = 111{,}52m$$



Os valores obtidos possibilitam o cálculo do rendimento hidráulico (η_h)e mecânico (η_m).

$$\eta_h = \frac{H_{man}}{H_{t\#}} = \frac{76}{111{,}52} = 68{,}1\%$$

Para $20m^3/h < Q < 250m^3/h$ e $15m < H < 100m$ calcula-se o rendimento global a partir da fórmula:

$$\eta_G = 80 - 0{,}9367H + 5{,}46x10^{-3}QH - 1{,}514x10^{-5}Q^2H + 5{,}802x10^{-3}H^2 - 3{,}028x10^{-5}QH^2 + 8{,}346x10^{-8}Q^2H^2$$

$$\eta_G = 80 - 0{,}9367x76 + 5{,}46x10^{-3}x54x76 - 1{,}514x10^{-5}x54^2x76 + 5{,}802x10^{-3}x76^2 - 3{,}028x10^{-5}x54x76^2 + 8{,}346x10^{-8}x54^2x76^2 = 53{,}3$$

$$\eta_m = \frac{\eta_G}{\eta_m} = \frac{53{,}3}{68} = 0{,}7844 = 78{,}44\%$$

[7] O comportamento de uma bomba centrífuga com diâmetro igual a 229mm e que opera com 1750 rpm foi determinada em laboratório. O resultado é mostrado na tabela abaixo. Grafique a altura manométrica da bomba e o rendimento global da mesma. Determine a Eq. que representa a curva característica da altura manométrica e grafique, verificando a qualidade da mesma.

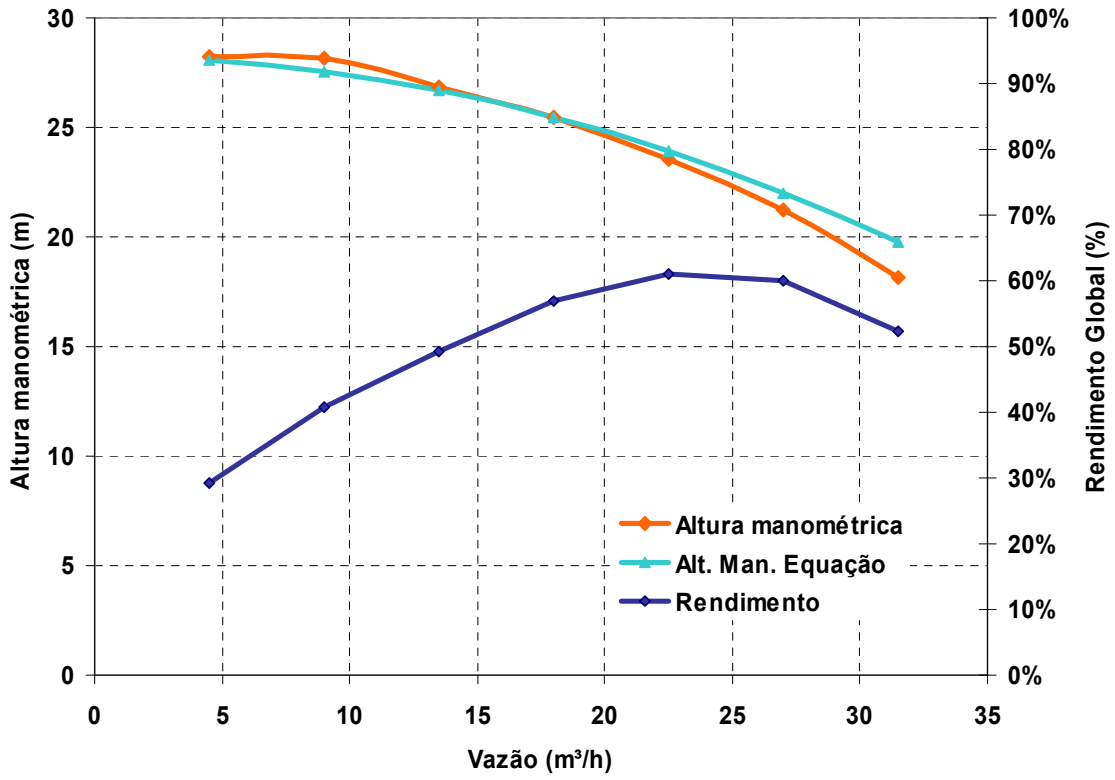
Q	H_{man}	$\dot{W}$	η	H_{man} (Eq)
4,50	28,24	1,18	29%	28,05
9,00	28,13	1,69	41%	27,49
13,50	26,81	2,00	49%	26,55
18,00	25,48	2,20	57%	25,24
22,50	23,55	2,37	61%	23,55
27,00	21,20	2,60	60%	21,49
31,50	18,14	2,98	52%	19,05

Calcula-se o a Eq. que representa a curva característica da altura manométrica:

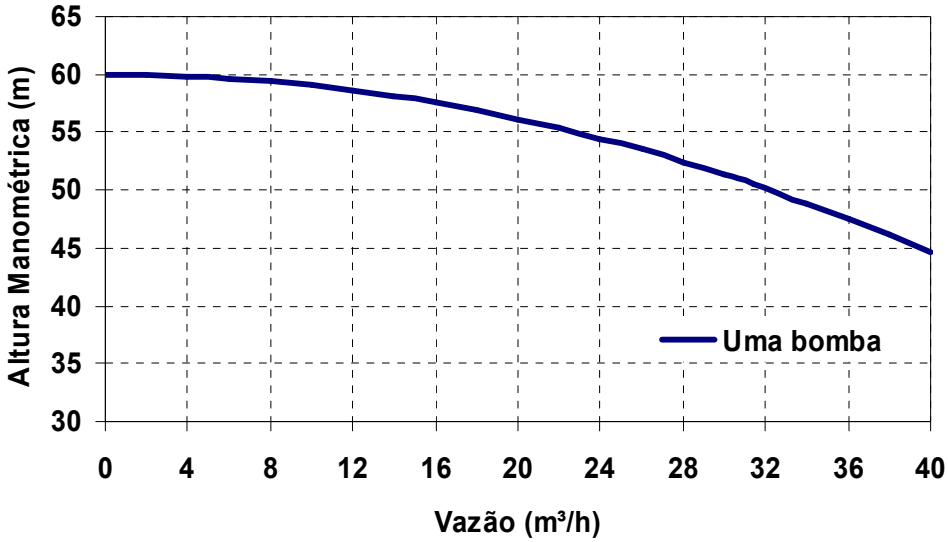
$$H_{man} = H_0 - AQ^2 \qquad \text{p/ } Q = 0m^3/h \qquad H_0 \cong 28{,}24m$$

$$A = \frac{H_0 - H_{man}}{Q^2} = \frac{28{,}24 - 25{,}48}{18^2} \cong 0{,}00852$$

$$H_{man} = 28{,}24 - 0{,}00852Q^2$$



[8] A curva da bomba mostrada na figura deve operar em um sistema bombeamento de água. O sistema apresenta uma curva característica dada por: $H_{man}(m) = 30 + 0{,}035Q^2(m^3/h)$. (a) Mostre na figura abaixo o ponto de operação. (b) Determinar a potência considerando que o rendimento global é igual a 55%. (c) Determinar também a equação da curva característica de uma bomba (d) e depois de 02 bombas (iguais à mostrada no gráfico) associadas em paralelo. Considere a massa especifica da água igual a 1000kg/m³.



Dados:

$\eta_G = 55\%$

$\rho = 1000kg/m^3$

Eq. da curva característica do sistema:

$H_{man}(m) = 30 + 0{,}035Q^2(m^3/h)$

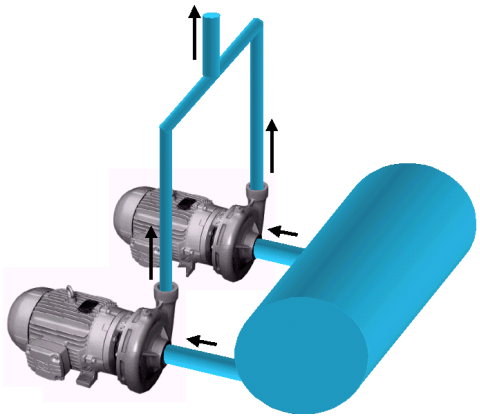
Determine:

(a) Ponto de operação?

(b) $\dot{W} = ?$

(c) Eq. para uma bomba?

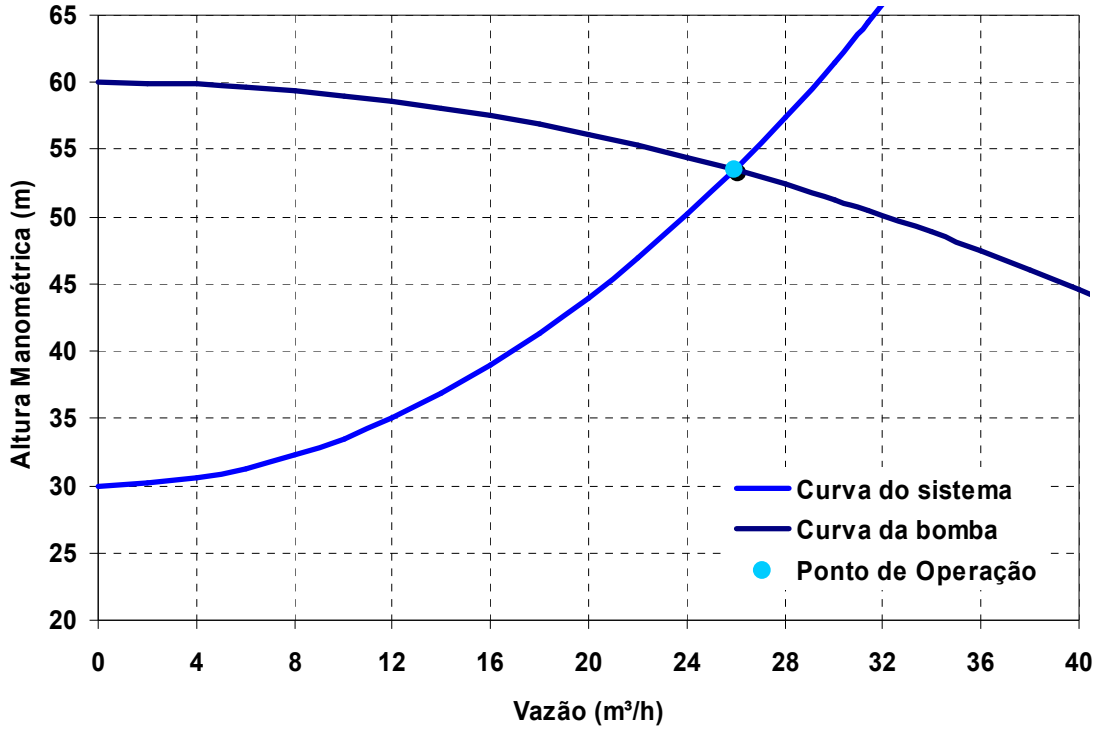
(d) Eq. da curva característica das 02 bombas em paralelo?



(a) Para graficar a curva característica do sistema atribui-se pontos a Eq. $H_{man}(m) = 30 + 0{,}035Q^2(m^3/h)$ **:**

Q	0	8	16	24	28
H_{man}	30	32,24	39	50	57

O ponto onde a curva característica do sistema cruza com a curva da bomba é o ponto de operação da bomba.



(b) Cálculo da potência $(\dot{W})$ **utilizando o ponto de operação da bomba** $H_{man} = 53{,}66m$ **e** $Q = 26m^3/h$ **:**

$$\dot{W} = \frac{\rho g H_{man} Q}{\eta_G} = \frac{1000x9{,}81x53{,}66x\dfrac{26}{3600}}{0{,}55} = 6{,}9kW$$

(c) Cálculo da Eq. da curva da bomba:

$H_{man} = H_0 - AQ^2$ p/ $Q = 0m^3/h$ $H_0 \cong 60m$ $A = \dfrac{H_0 - H_{man}}{Q^2} = \dfrac{60 - 53{,}66}{26^2} \cong 0{,}406$

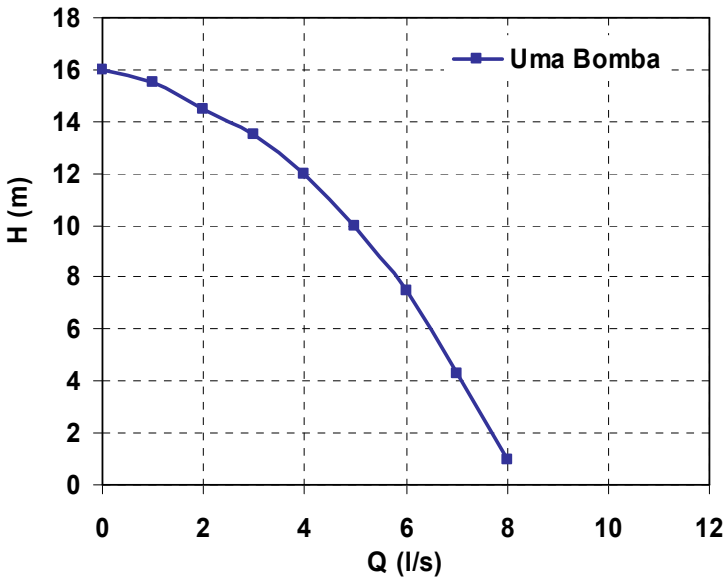
$$H_{man} = 60 - 0{,}406Q^2$$

(d) Cálculo da Eq. da curva para duas bombas iguais dispostas em paralelo:

$$H_{man}(paralelo) = H_0 - A\left(\frac{Q}{2}\right)^2 = 60 - 0{,}406\left(\frac{Q}{2}\right)^2$$

$$H_{man}(paralelo) = 60 - 0{,}1015Q^2$$

[9] Na Figura mostra-se a curva de 01 bomba. Esta bomba deve operar com um sistema que apresenta uma curva característica dada por: $H_{man}(m) = 4{,}0 + 0{,}06Q^2(l/s)$. (a) Grafique a curva do sistema (b) e também a curva da conexão de duas bombas iguais associadas em série. (c) Mostre o ponto de operação indicando a vazão e altura manométrica.



Pontos de altura manométrica e vazão de 01 bomba (gráfico acima):

Q(l/s)	0	1	2	3	4	5	6	7	8
$H_{man}(m)$	16	15,5	14,5	13,5	12	10	7,5	4,3	1,0

Dados:

Eq. da curva característica do sistema:

$$H_{man}(m) = 4{,}0 + 0{,}06Q^2(l/s)$$

Determine:

(a) Gráfico da curva característica do sistema?

(b) Curva característica das 02 bombas em série?

(c) Ponto de operação para 02 bombas em série?

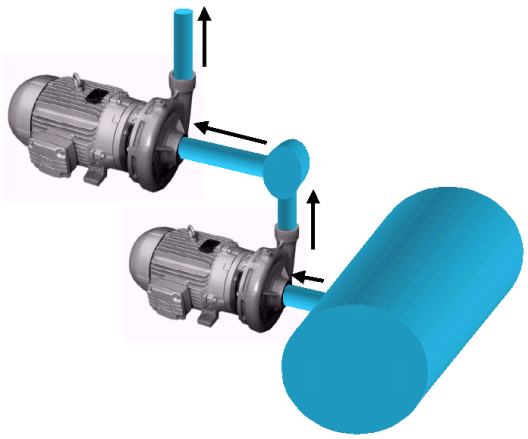
Cálculo da Eq. característica de 01 bomba (utilizando a tabela com os pontos da curva para 01 bomba):

$H_{man} = H_0 - AQ^2 \qquad H_0 = 16m$

$Q = 4l/s$ (metade da vazão total) $\qquad H_{man} = 12m$

$$A = \frac{H_0 - H_{man}}{Q^2} = \frac{16-12}{4^2} = 0{,}25$$

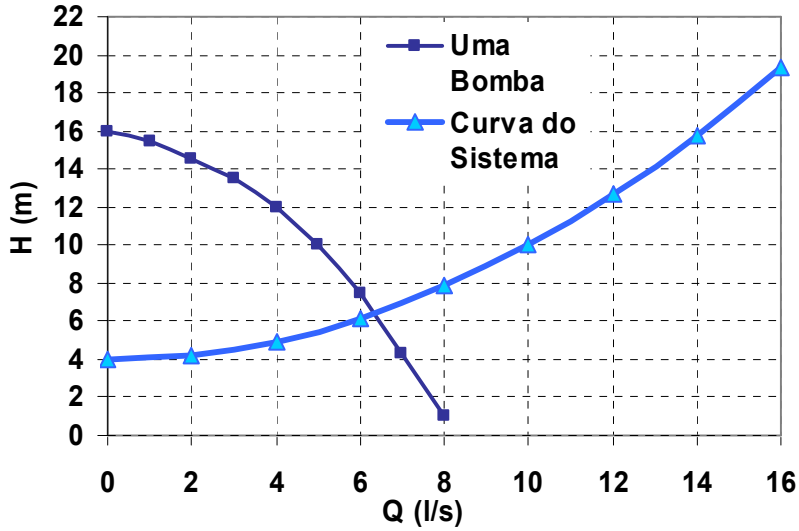
$$H_{man} = 16 - 0{,}25Q^2$$



(a) Para graficar a curva característica do sistema atribui-se pontos a Eq. $H_{man}(m) = 4{,}0 + 0{,}06Q^2(l/s)$**:**

Q(l/s)	0	2	4	6	8	10	12	14	16
$H_{man}(m)$	4	4,24	4,96	6,16	7,84	10	12,64	15,76	19,36

Gráfico da curva característica do sistema x curva de uma bomba:

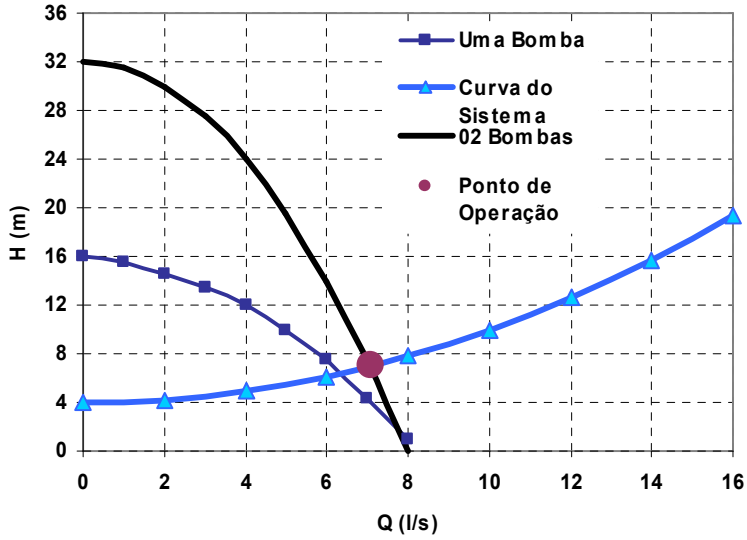


(b) Para graficar a curva característica das 02 bombas em série multiplica-se por 2 a equação característica de 01 bomba e atribui-se os pontos a Eq. encontrada:

$H_{man}(série) = 2(16 - 0{,}25Q^2) = 32 - 0{,}5Q^2$

Q(l/s)	0	1	2	3	4	5	6	7	8
$H_{man}(m)$	32	31,5	30	27,5	24	19,5	14	7,5	0

Gráfico com a curva das 2 bombas iguais em série:



(c) Ponto de operação das bombas em série:

$H_{man} = 7m$ *e* $Q = 7{,}07l/s$, marcado no gráfico acima.

[10] Considerando os dados ($H_{man} - Q$) determine a Eq. que representa 02 bombas iguais associadas em série e a Eq. que representa 02 bombas iguais associadas em paralelo.
Obs.: Para determinar os coeficientes das Eq. solicitadas utilize o dado intermediário de vazão Q=22,50m^3/h e a seguinte Eq. para uma bomba: $H_{man}(m) = 28{,}24 - 0{,}00964Q^2(m^3/h)$.

Dados:

$Q = 22{,}5 m^3/h$

Eq. para uma bomba:

$H_{man} = 28{,}24 - 0{,}00964Q^2$

Determine:

Eq. que representa 02 bombas iguais associadas em série?

Eq. que representa 02 bombas iguais associadas em paralelo?

Cálculo da H_{man} para $Q = 22{,}5 m^3/h$:

$$H_{man} = 28{,}24 - 0{,}00964Q^2 = 28{,}24 - 0{,}00964x22{,}5^2 = 23{,}36m$$

Cálculo da Eq. da curva para duas bombas iguais dispostas em paralelo:

p/ $Q = 0 m^3/h$ $\qquad H_0 = 28{,}24m$

$$H_{man}(paralelo) = H_0 - A\left(\frac{Q}{2}\right)^2$$

$$H_{man}(paralelo) = 28{,}24 - 0{,}00964\left(\frac{Q}{2}\right)^2$$

$$H_{man}(paralelo) = 28{,}24 - 0{,}00241Q^2$$

Cálculo da Eq. da curva para duas bombas iguais dispostas em série:

$$H_{man}(série) = 2\left(H_0 - AQ^2\right)$$

$$H_{man}(série) = 2\left(28{,}24 - 0{,}00964Q^2\right)$$

$$H_{man}(série) = 56{,}48 - 0{,}01928Q^2$$

[11] A tabela abaixo contém as especificações da bomba de um determinado fabricante. (a) Determine o rendimento global (%) da bomba para cada ponto (b) e a Eq. que representa a curva característica da bomba nas unidades dadas. (c) Graficar a altura manométrica, a potência (kW), o rendimento global (%), assim como a altura manométrica obtida pela curva característica da bomba. (d) Considerando ainda a Eq. encontrada, apresente as Eqs. resultantes das associações série e paralelo para duas bombas iguais.

Q (m^3/h)	0	144	288	432	576	720
H_{man} (m)	33	32	30,5	28	24,5	20
W_{ac} (kW)	32	34,2	39,2	45	52,5	64,5

Determine:

(a) η_G para cada ponto?

(b) Eq. curva característica da bomba?

(c) Gráficos da altura manométrica, potência, rendimento global e altura manométrica obtida pela curva da bomba?

(d) Eq. para 2 bombas em série e Eq. para 2 bombas em paralelo?

(a) Cálculo do rendimento global em cada ponto:

$$\dot{W} = \frac{\rho g H_{man} Q}{\eta_G} \Leftrightarrow \eta_G = \frac{\rho g H_{man} Q}{\dot{W}}$$

Q (m^3/h)	0	144	288	432	576	720
H_{man} (m)	33	32	30,5	28	24,5	20
W_{ac} (kW)	32	34,2	39,2	45	52,5	64,5
η_G (%)	0	36,7	61	73	73,2	61

(b) Eq. da curva característica de uma bomba:

$H_{man} = H_0 - AQ^2$ $\quad H_0 = 33m$ $\quad Q = 360m^3/h$ (metade da vazão total) $\quad H_{man} = 29m$

$$A = \frac{H_0 - H_{man}}{Q^2} = \frac{33-29}{360^2} \cong 3{,}1x10^{-5}$$

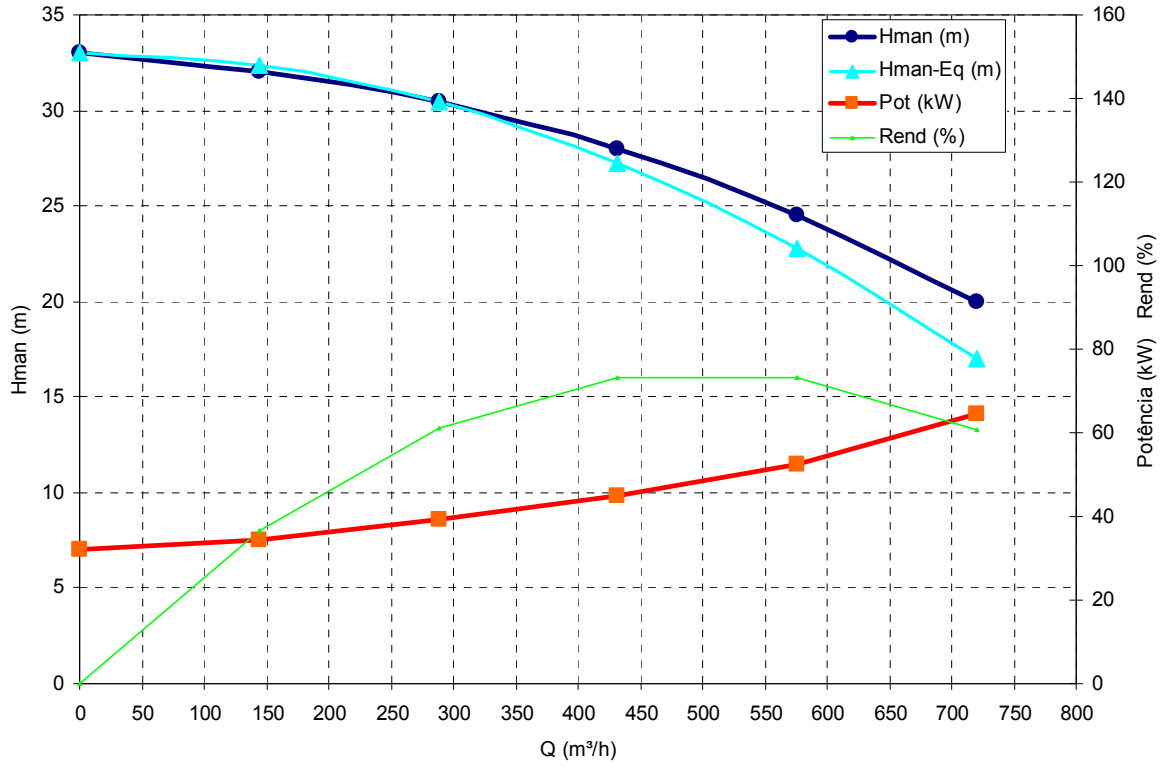
$$H_{man} = 33 - 3{,}1x10^{-5} xQ^2$$

(c) Gráficos da altura manométrica, potência, rendimento global e altura manométrica obtida pela curva da bomba?

A partir da Eq. da bomba encontrada marcam-se os novos pontos de altura manométrica:

Q (m^3/h)	0	144	288	432	576	720
H_{man} (m)	33	32,36	30,44	27,24	22,76	17

Curvas da altura manométrica, potência, rendimento global e altura manométrica obtida pela curva da bomba:



(d) Eq. bombas em série e em paralelo:

Cálculo da Eq. da curva para duas bombas iguais dispostas em série:

$$H_{man}(série) = 2\left(H_0 - AQ^2\right)$$

$$H_{man}(série) = 2\left(33 - 3{,}1x10^{-5}Q^2\right)$$

$$H_{man}(série) = 66 - 6{,}2x10^{-5}Q^2$$

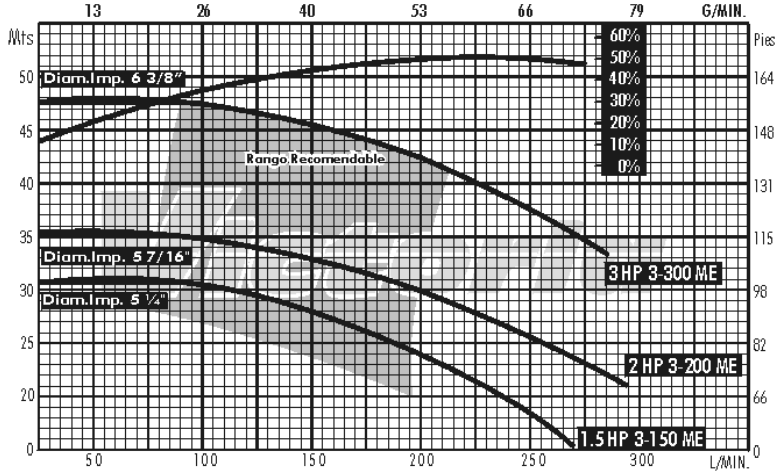
Cálculo da Eq. da curva para duas bombas iguais dispostas em paralelo:

$$H_{man}(paralelo) = H_0 - A\left(\frac{Q}{2}\right)^2$$

$$H_{man}(paralelo) = 33 - 3{,}1x10^{-5}\left(\frac{Q}{2}\right)^2$$

$$H_{man}(paralelo) = 33 - 7{,}7x10^{-6}Q^2$$

[12] A figura mostra curvas características de uma bomba centrífuga junto com a curva de rendimento. A bomba trabalha com 3500 rpm. Um sistema de bombeamento que utiliza água deve trabalhar com diâmetro de tubulação igual a 55mm e velocidade de 1,4m/s. Do projeto do sistema obtém-se a curva característica do mesmo dada por: $H_{man}(m) = 35 + 1{,}75x10^{-4}Q^2(l/\min)$. Selecione a bomba, especificando o diâmetro do rotor (mm) e o rendimento global da bomba (%). Determine a potência motriz (em kW) para o acionamento da bomba. Obs. ($1HP = 746W$ e $1pol = 25{,}4mm$).



Dados:

$n = 3500rpm$

$D = 55mm$

$v = 1{,}4m/s$

$1HP = 746W$

$1pol = 25{,}4mm$

Eq. característica do sistema:

$$H_{man}(m) = 35 + 1{,}75x10^{-4}Q^2(l/\min)$$

Determine:

$D(rotor) = ?$

$\eta_G = ?$

$\dot{W} = ?$

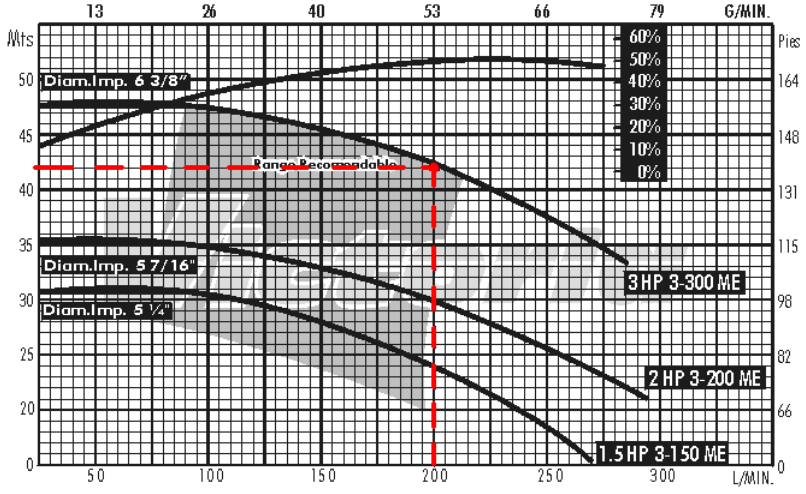
Calcula-se a altura manométrica do sistema a partir da vazão de trabalho:

$$Q = vA = 1{,}4x\frac{\pi(0{,}055)^2}{4} = 0{,}00333m^3/s$$

$$Q \cong 200litros/\min$$

$$H = 35 + 1{,}75x10^{-4}Q^2$$

$$H = 35 + 1{,}75x10^{-4}\left(200^2\right) = 42m$$

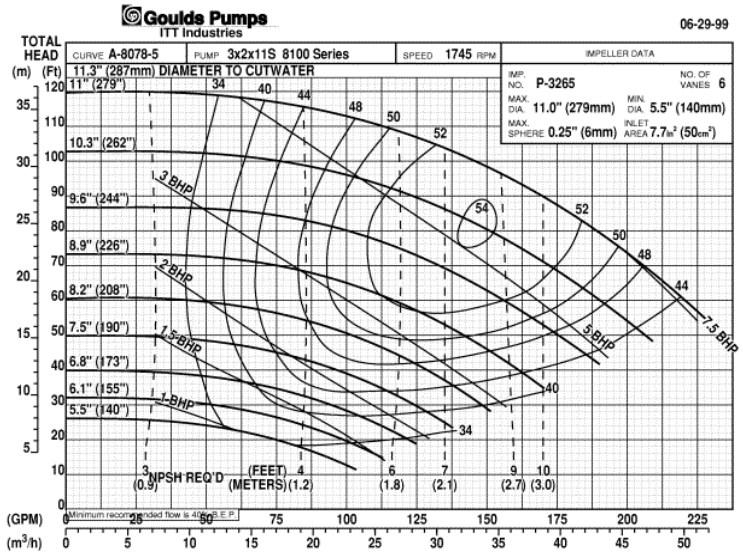


Do gráfico para Q = 200*l*/min e H = 42m corresponde a bomba com D = 6 3/8" = 162mm a qual apresenta um rendimento em torno de 48%.

A potência de acionamento da bomba é dada por:

$$\dot{W}_{ac} = \frac{\rho gHQ}{\eta_G} = \frac{1000x9{,}81x42x0{,}00333}{0{,}48} = 2{,}86kW \cong 3{,}8HP$$

[13] Uma bomba opera com rendimento hidráulico igual 75%, rendimento mecânico igual a 72% e rendimento volumétrico igual a 100%. Nestas condições a bomba opera com vazão de 34m^3/h requerendo uma potência de acionamento igual a 4118W. Determine a altura manométrica (m) e o diâmetro do rotor (mm). Determine também o torque solicitado no eixo nas condições de operação. Considerando a potência fornecida pelo fabricante calcule a economia de energia por hora (Wh) para o funcionamento continuo da bomba.



Dados:

$\eta_h = 75\%$

$\eta_m = 72\%$

$\eta_v = 100\%$

$Q = 34m^3/h$

$\dot{W}_{ac} = 4118W$

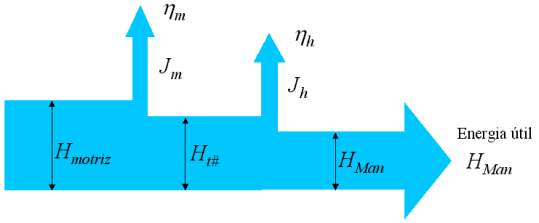
Determine:

$H_{man} = ?$

$D = ?$

$T_{eixo} = ?$

Economia de energia por hora?



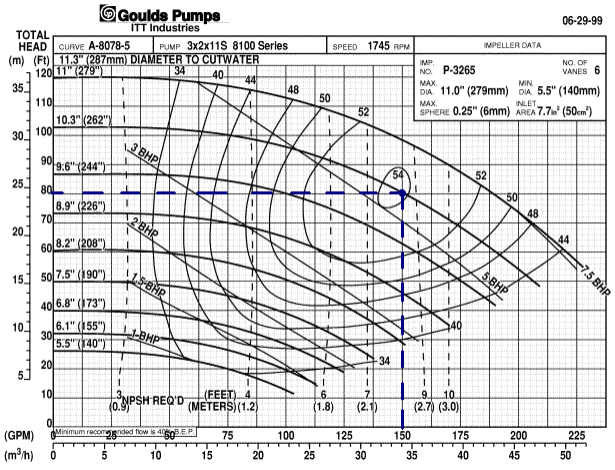
Altura manométrica e diâmetro:

$$\eta_G = \eta_h \eta_m \eta_v$$

$$\eta_G = 54\%$$

$$H_{Man} = \frac{4118x3600x0{,}54}{1000x9{,}81x34} = 24m$$

Da figura Rotor de 262mm.



Cálculo do Torque no eixo:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi 1745}{30} = 182{,}73 rad/s$$

$$T_{eixo} = \frac{4118}{182{,}73} = 22{,}54 Nm$$

Economia de energia:

$$\Delta\dot{W} = \dot{W}_{Fab} - \dot{W}_{ac} = 7{,}5 * 746 - 4118 = 1477W$$

$$\Delta E = 1477Wh$$

[14] Uma bomba centrífuga com um rotor de 300mm de diâmetro trabalha a 3500 rpm com vazão de 100m³/h e apresenta um rendimento global de 70%. Nestas condições a rotação especifica da máquina é igual a 18,45 rpm. Determine as condições de operação e potência quando se utiliza um rotor de 280mm.

Dados:

$n_1 = n_2 = 3500rpm$
$Q_1 = 100m^3/h$
$D_1 = 300mm$
$\eta_G = 70\%$
$n_q = 18{,}45rpm$

Para $D_2 = 280mm$, determine:

Condições de operação?
$\dot{W}_2 = ?$

Para o diâmetro do rotor igual a 300mm calcula-se as novas condições de operação (Leis da similaridade):

$$H_u^{3/4} = \frac{n\sqrt{Q}}{n_q} \Leftrightarrow H_1 = \left(\frac{3500\sqrt{\frac{100}{3600}}}{18{,}45} \right)^{4/3} = 100m$$

$$Q_2 = Q_1\left(\frac{n_2}{n_1}\right)\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 = 100\left(\frac{280}{300}\right)^3 = 81{,}30m^3/h$$

$$H_2 = H_1\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 = 100\left(\frac{280}{300}\right)^2 = 87{,}11m$$

Cálculo da nova potência:

$$\dot{W}_2 = \frac{\rho g H_2 Q_2}{\eta_G} = \frac{1000x9{,}81x87{,}11x81{,}3}{0{,}7x3600} = 27{,}57kW$$

Outra maneira de se calcular a potência seria através da relação:

$$\dot{W}_2 = \dot{W}_1\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5$$

Observação: É importante entender que quando se utiliza as relações de similaridade parte-se do princípio de que o rendimento global permanece o mesmo da situação 1 para a 2 ($\eta_1 = \eta_2 = 70\%$, neste caso).

[15] Uma bomba comercial apresenta do catálogo do fabricante a seguinte informação para uma rotação de 1450 rpm.

Q (l/s)	40	80	120	160	200
H_{man} (m)	32	30,5	28	24,5	20
$\dot{W}$ (kW)	34,2	39,2	45	52,5	64,5

A bomba deverá operar com a de vazão de 432m³/h e altura manométrica de 28m. Determinar os valores de *Q - H - $\dot{W}$* considerando uma rotação n = 1300 rpm. Determine o rendimento para as duas condições de rotação.

Dados:

$n_1 = 1450 rpm$
$H_1 = 28m$
$Q_1 = 432 m^3/h = 120 l/s$
$\dot{W}_1 = 45 kW$

Para $n = 1300 rpm$, determine:

$\eta_1 = ?$
$H_2 = ?$
$Q_2 = ?$
$\dot{W}_2 = ?$
$\eta_2 = ?$

$$\eta_1 = \frac{\rho g H_{man} Q}{\dot{W}} = \frac{1000x9{,}81x28x432}{3600x45x1000} = 0{,}73248 = 73{,}25\%$$

Para a rotação de 1300 rpm:

$$D_2 = D_1 \rightarrow \frac{D_2}{D_1} = 1$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 = 28x\left(\frac{1300}{1450}\right)^2 (1)^2 = 22{,}5m$$

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 = 120\left(\frac{1300}{1450}\right)(1)^3 = \frac{432}{3600} x0{,}896552 = 0{,}1076 m^3/s$$

$$\dot{W}_2 = \dot{W}_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 (1)^5 = 45000x\left(\frac{1300}{1450}\right) = 32{,}43 kW$$

$$\eta_2 = \frac{\rho g H_{man} Q}{\dot{W}} = \frac{1000x9{,}81x22{,}5x0{,}1076}{32{,}43x1000} = 0{,}73248 = 73{,}23\%$$

Obs.: A relação entre os rendimentos globais está satisfeita $\eta_1 = \eta_2$, portanto está correta a resposta.

[16] Uma bomba com diâmetro de 75mm opera com uma rotação de 3450 rpm. A bomba fornece uma vazão de 60m³/h e desenvolve uma altura manométrica de 20m requerendo uma potência de acionamento de 10kW. Determinar a rotação, vazão e potência necessária para o acionamento de uma bomba semelhante a qual possui um diâmetro duas vezes maior e deve operar com dobro da altura manométrica.

Utilizando as equações de semelhança:

Dados:

$n_1 = 3450rpm$
$D_1 = 75mm$
$Q_1 = 60m^3/h$
$H_1 = 20m$
$\dot{W}_1 = 10kW$
$D_2 = 2xD_1$
$H_2 = 2xH_1$

Determine:

$n_2 = ?$
$Q_2 = ?$
$\dot{W}_2 = ?$

Utilizando as equações de similaridade:

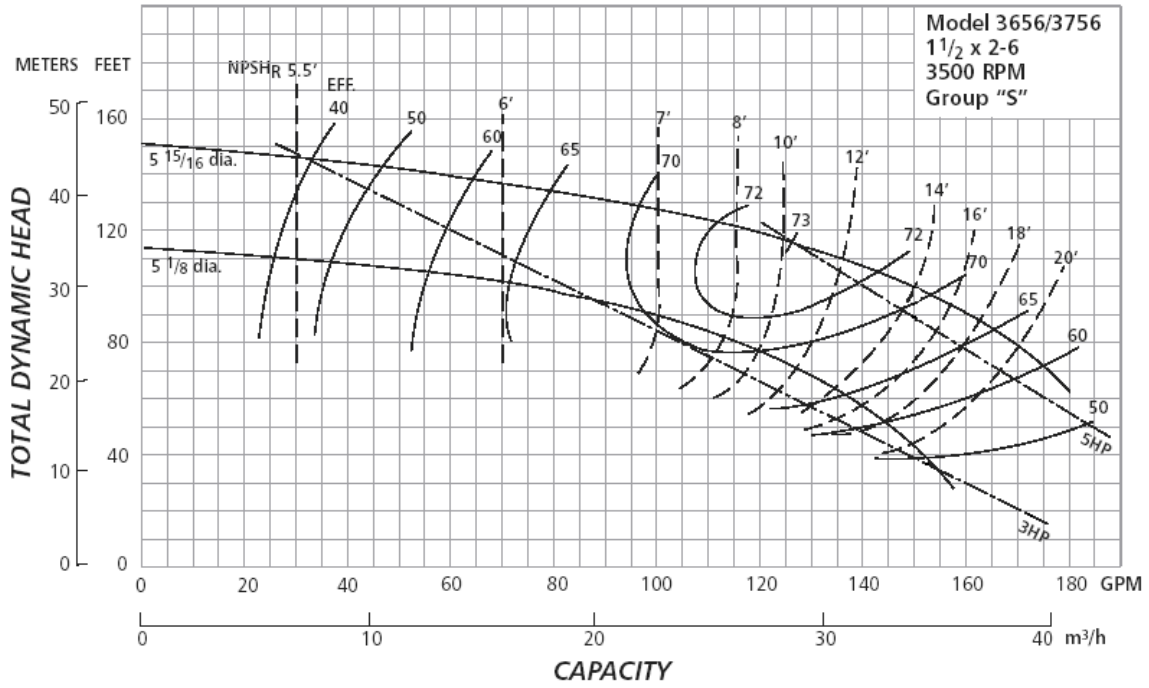
$$H_2 = H_1\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \Leftrightarrow \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = \frac{H_2}{H_1}\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^{-2} = \frac{2H_1}{H_1}\left(\frac{2D_1}{D_1}\right)^{-2} = \frac{2}{4} = 0.5$$

$$n_2 = n_1\sqrt{0.5} = 3450x0.707 \cong 2440rpm$$

$$Q_2 = Q_1\frac{n_2}{n_1}\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 = Q_1\frac{n_2}{n_1}\left(\frac{2D_1}{D_1}\right)^3 = 60x\frac{2440}{3450}(2)^3 = 340m^3/h$$

$$\dot{W}_2 = \dot{W}_1\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 = \dot{W}_1\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3\left(\frac{2D_1}{D_1}\right)^5 = 10000\left(\frac{2440}{3450}\right)^3(2)^5 = 133,2kW$$

[17] Um sistema de bombeamento utiliza a bomba comercial fornecida na Figura abaixo. A bomba deve operar com uma vazão de 18m³/h (80 GPM) e uma altura manométrica de 40m. Determine a potência nas condições de operação e a potência fornecida pelo fabricante.



Dados:

$Q = 18m^3/h$

$H = 40m$

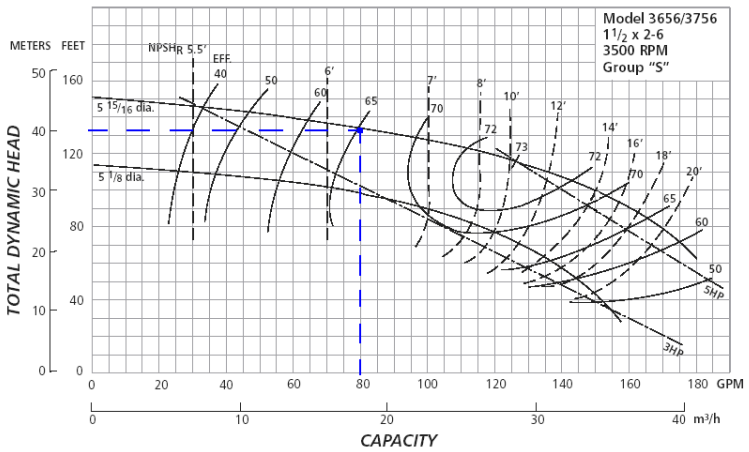
Determine:

$\dot{W}_{ac} = ?$

$\dot{W}_{Fab} = ?$

A partir do gráfico se obtém a potência fornecida pelo fabricante:

$$\dot{W}_{ac} = \frac{\rho g H Q}{\eta_G} = \frac{1000x9{,}81x18x40}{0{,}65x3600} = 3{,}02kW$$



A bomba oferecida pelo fabricante que possui potência suficiente para atender as características de $18m^3/h$ de vazão e $40m$ de altura manométrica é a de 5HP.

Logo, $\dot{W}_{Fab} = 5HP = 5x736 = 3{,}68kW$

[18] Um sistema de bombeamento é utilizado para bombear água com uma vazão de 108m^3/h. A tubulação (de aspiração e recalque) tem uma extensão de 200m com o mesmo diâmetro e rugosidade absoluta igual a 0,4mm. A altura estática de aspiração é igual a 3,6m e altura estática de recalque é igual a 25m. Considere que todos os acessórios (de aspiração e recalque) apresentam um comprimento equivalente igual a 10% do comprimento da tubulação. Considere a velocidade na tubulação igual a 1,0m/s. Em tais condições do sistema determine a potência em kW da bomba requerida considerando um rendimento global de 70%. Considere a massa específica da água igual a 1000kg/m^3 e viscosidade cinemática igual a 1,127x10^{-6}m^2/s.

Dados:

$Q = 108m^3/h = 0{,}03m^3/s$
$L = 200m$
$\varepsilon = 0{,}4mm$
$h_a = 3{,}6m$
$h_r = 25m$
$L_{eq} = 0{,}1L = 20m$
$v = 1{,}0m/s$
$\eta_G = 70\%$
$\rho = 1000kg/m^3$
$\upsilon = 1{,}127x10^{-6}\,m^2/s$

Determine:

$\dot{W} = ?$

Pela equação da continuidade se obtém o diâmetro da tubulação:

$$Q = Av = \frac{\pi D^2}{4}v \qquad \text{para } v = 1{,}0m/s \qquad Q = A = \frac{\pi D^2}{4} \Leftrightarrow D^2 = \frac{4A}{\pi}$$

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4x0{,}03}{\pi}} = 0{,}195m \approx 200mm \qquad \frac{\varepsilon}{D} = \frac{0{,}4}{200} = 0{,}002$$

$$\mathrm{Re} = \frac{vD}{\nu} = \frac{1{,}0x0{,}2}{1{,}127x10^{-6}} \cong 1{,}8x10^5$$

Com $\varepsilon / D = 0{,}002$ e $\mathrm{Re} = 1{,}8x10^5$ se encontra no Diagrama de Moody f = 0,0245.

$$h_L = f\frac{L}{D}\frac{v^2}{2g} = f\frac{(L + L_{eq})}{D}\frac{v^2}{2g} = 0{,}0245x\frac{(200+20)}{0{,}2}x\frac{1^2}{2x9{,}81} \cong 1{,}4m$$

$$H = h_a + h_r + h_L = 3{,}6 + 25 + 1{,}4 \cong 30m$$

$$\dot{W} = \frac{\rho gHQ}{\eta_G} = \frac{1000x9{,}81x30x0{,}03}{0{,}7} = 12{,}6kW$$

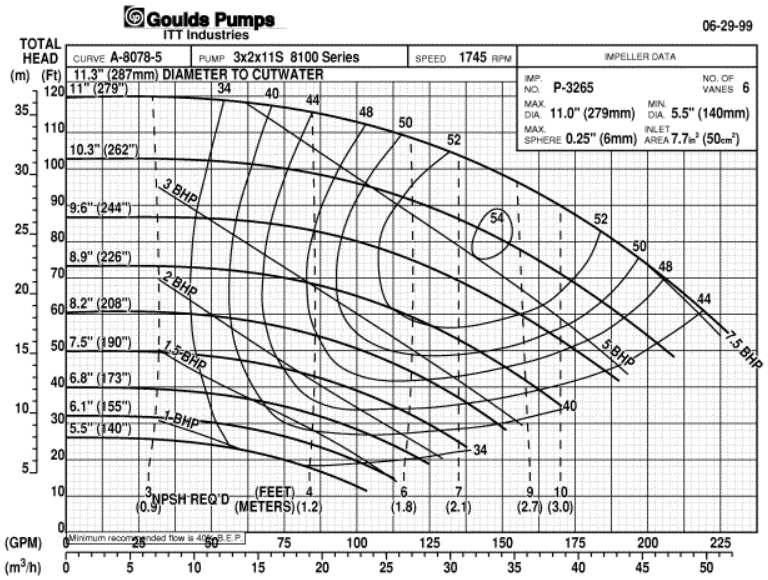
[19] Um sistema de bombeamento de água apresenta altura estática de aspiração de 6,0m e altura estática de recalque de 15,0m. A tubulação de 90m de comprimento é de aço, com rugosidade 0,1mm e diâmetro de 86mm. A velocidade na tubulação é igual a 1,1m/s. Considere que a perda de carga dos acessórios (m.c.f) é igual a perda de carga da tubulação. Selecione a bomba adequada apresentando o diâmetro do rotor (mm) e potência disponível pelo fabricante (BHP). Determine a potência (kW) absorvida pela bomba no ponto de operação.
Massa especifica: 1000kg/m³. Viscosidade cinemática $1{,}127x10^{-6}$m²/s.

Dados:

$D = 86mm$
$L = 90m$
$\varepsilon = 0{,}1mm$
$h_a = 6{,}0m$
$h_r = 15{,}0m$
$v = 1{,}1m/s$
$h_L = h_{La} + h_{Lr} + h_{Lvel}$
$\rho = 1000Kg/m^3$
$\upsilon = 1{,}127x10^{-6}\, m^2/s$

Determine:

$D = ?$
$\dot{W}_{fab} = ?$
$\dot{W}_{ac} = ?$



Cálculo da vazão do sistema:

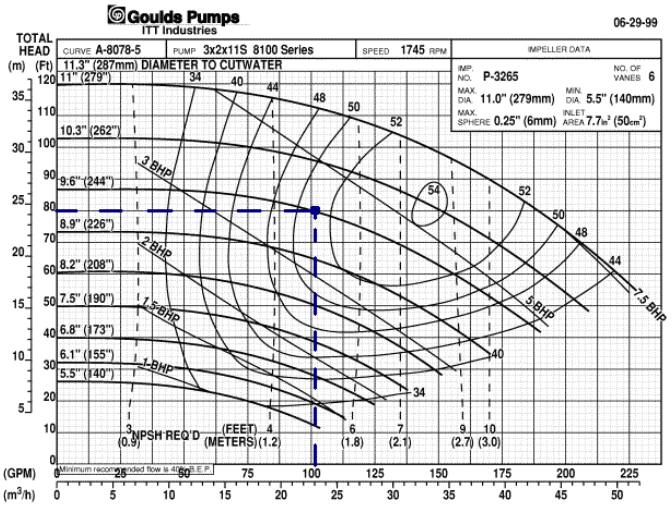
$$Q = \frac{\pi D^2}{4} v = \frac{\pi (0{,}086)^2}{4} x1{,}1 \cong 23m^3/h$$

$$H_{man} = h_a + h_r + h_{La} + h_{Lr} + h_{Lvel}$$

$$h_L = f\frac{L}{D}\frac{v^2}{2g} = 0{,}02352x\frac{40}{0{,}086}x\frac{1{,}1^2}{2x9{,}81} \cong 1{,}52m$$

$$H_{man} = 6 + 15 + 1{,}52 + 1{,}52 + 0{,}06 = 24{,}1m$$

No Gráfico com Q = 23m³/h e H_{man} = 24,1m se obtêm:



D = 244mm $\quad \dot{W}_{Fab} = 5BHP \quad \eta_G = 51\% \quad \therefore \quad \dot{W} = \dfrac{\rho g Q H_{man}}{\eta_G} = \dfrac{1000x9{,}81x24{,}1x(23/3600)}{0{,}51} = 2{,}96kW$

[20] Um sistema de bombeamento apresenta uma altura estática de elevação de 20m. A tubulação apresenta diâmetro de 70mm e 452m de comprimento. A rugosidade relativa é igual a 0,008. A bomba deve operar com uma vazão de 18m³/h. Determine a potência de acionamento requerida nas condições de operação considerando um rendimento global de 65%. Obs.: Considere desprezíveis as perdas de carga localizadas. A massa específica da água é igual a 1000kg/m³ e a viscosidade cinemática é $1,0x10^{-6}$m²/s.

Dados:

$Q = 18m^3/h = 0,005m^3/s$
$D = 70mm$
$L = 452m$
$\varepsilon / D = 0,008$
$h_e = 20m$
$\eta_g = 65\%$
$\rho = 1000kg/m^3$
$\upsilon = 1,0x10^{-6} m^2/s$

Determine:

$\dot{W}_{ac} = ?$

Calcula-se a velocidade na tubulação:

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4x0,005}{\pi x0,07^2} = 1,3m/s$$

$\mathrm{Re} = \frac{VD}{\upsilon} = \frac{1,3x0,07}{1x10^{-6}} = 91000$ com $\varepsilon / D = 0,008$ determinamos pelo diagrama de Moody f = 0,036.

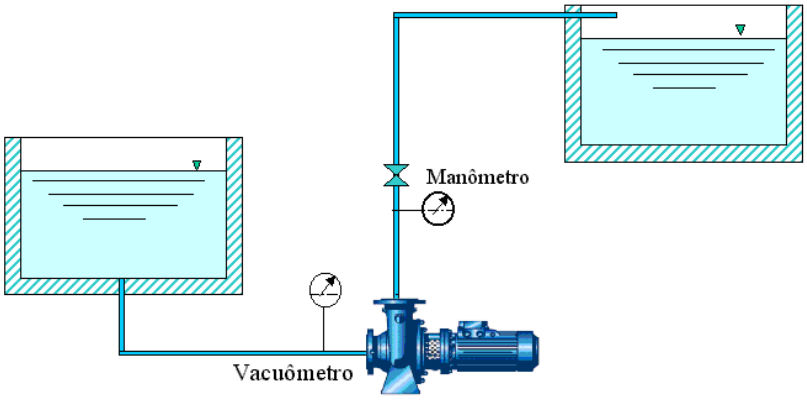
$$h_L = f\frac{L}{D}\frac{v^2}{2g} = 0,036x\frac{451}{0,07}x\frac{(1,3)^2}{2x9,81} = 20m$$

$$H_{man} = h_a + h_r + h_{La} + h_{Lr} + h_{Lvel}$$

$$H_{man} = 20 + 20 = 40m$$

$$\dot{W}_{ac} = \frac{\rho g H_{man} Q}{\eta_G} = \frac{1000x9,81x40x0,005}{0,65} \cong 3,0kW$$

[21] A figura mostra um sistema empregado para levantar a curva característica de uma bomba em laboratório. Os diâmetros dos tubos de aspiração e recalque são de 150mm. Para uma vazão de 63l/s o vacuômetro indicou uma pressão de 300mmHg e o manômetro uma pressão 240kPa. Nestas condições foi medida a tensão e corrente do motor determinando-se uma potência igual a 23,34kW o qual opera com 1750rpm. Determine a altura manométrica e o rendimento da bomba sabendo-se que a altura entre os centros dos instrumentos é de 0,6m. O fluido utilizado é água com massa específica igual a 1000kg/m³. Obs. Considere a densidade do mercúrio 13,6 e a pressão atmosférica igual a 101,3kPa.



Dados:

$D = 150mm$
$Q = 63l/s$
$H_{Vac} = 300mmHg$
$p_{Man} = 240kPa$
$\dot{W} = 23{,}34kW$
$n = 1750rpm$
$\Delta h = 0{,}6m$
$\rho = 1000kg/m^3$
$d_{Hg} = 13{,}6$
$p_{atm} = 101{,}3kPa$

Determine:

$H_{man} = ?$
$\eta = ?$

Calcula-se a pressão do vacuômetro em kPa:

$$\rho_{Hg} = \rho_{H_2O} d_{Hg} = 1000x13{,}6 = 13600kg/m^3$$

$$p_{Vac} = \rho_{Hg} g H_{Vac} = 13600x9{,}81x\left(\frac{300}{1000}\right) = 40kPa$$

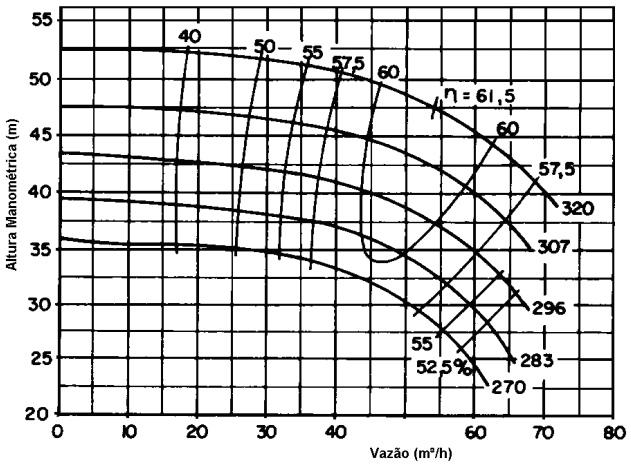
Como p_{Vac} equivale a uma pressão manométrica negativa, temos a seguinte expressão para o cálculo da altura:

$$H_{man} = \frac{p_{2Man} - p_{1Man}}{\rho g} + \Delta h = \frac{p_{Man} + p_{Vac}}{\rho g} + \Delta h = \frac{(240+40)x1000}{1000x9{,}81} + 0{,}6 \cong 29{,}14m$$

Finalmente encontra-se o rendimento:

$$\eta = \frac{\rho g H Q}{\dot{W}} = \frac{1000x9{,}81x29{,}14x0{,}063}{23x1000} = 78\%$$

[22] Um sistema deve trabalhar com uma vazão de 0,75m³/min e apresenta uma altura estática de aspiração igual a 5m e uma altura estática de recalque igual a 25m. Estimando-se que a perda carga total do sistema é igual a 10m de coluna de fluido. Determine a curva característica do sistema. Grafique na figura abaixo a curva característica e determine qual a bomba que você selecionaria mostrando o ponto de operação. Especifique o diâmetro do rotor e o rendimento global da bomba. Determine a potência motriz para o acionamento da bomba.



Dados:

$Q = 45m^3/h = 0{,}75m^3/\min = 0{,}0125m^3/s$

$h_a = 5{,}0m$

$h_e = 25{,}0m$

$h_L = 10mca$

Determine:

Gráfico da curva característica?
Ponto de operação?
Qual bomba utilizar?
D=?
η =?
$\dot{W}$ = ?

$$H_{man} = h_a + h_e + h_L = 40m$$

$$H = k_1 + k_2 Q^2$$

Para $Q = 0$ se obtêm:

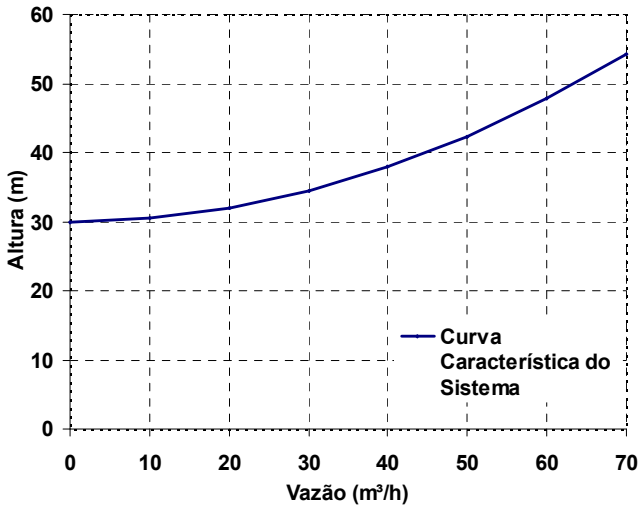
$$k_1 = h_e = h_a + h_r = 30{,}0m$$

Para $Q = 45m^3/h$:

$$k_2 = \frac{H - k_1}{Q^2} = \frac{40 - 30}{45^2} = 0{,}00494$$

Portanto a equação é dada como:

$$H(m) = k_1 + k_2 Q^2 = 30 + 0{,}00494 Q^2 (m^3/h)$$



Do gráfico fornecido, Q = 45m³/h e H = 40m corresponde ao ponto de cruzamento da curva característica da bomba com a do sistema, caracterizando o ponto de operação. A partir do ponto de operação define-se o diâmetro do rotor para 296mm e rendimento em torno de 60,2% .

A potência de acionamento da bomba é dada por: $\dot{W} = \frac{\rho g H Q}{\eta} = \frac{1000x9{,}81x40x0{,}00125}{0{,}602} = 815W$

[23] Uma estação de irrigação capta 40l/s de água de um canal. A temperatura da água é de 25ºC (ρ=1000kg/m³ e ν=1,127x10^{-6}m²/s). Determine a altura manométrica e a potência de acionamento considerando um rendimento global de 75%. Os diâmetros da tubulação de aspiração e de recalque são iguais a 175mm. Considere uma tubulação de PVC com rugosidade absoluta igual a 0,015mm.

Perda de carga dos acessórios:

Aspiração:
1 válvula de pé: 0,50m
1 curva de 90º: 0,1m

Descarga:
1 curva de 90º: 0,1m
1 válvula de retenção: 0,23m

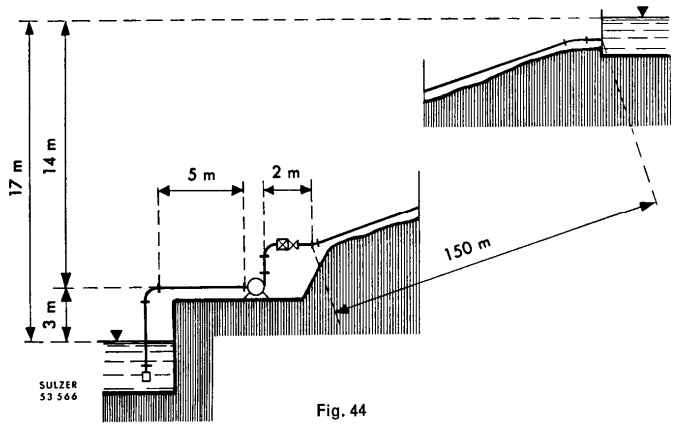


Fig. 44

Dados: Determine:

$Q = 40l/s$ $\eta_G = 75\%$ $H_{man} = ?$

$\rho = 1000kg/m^3$ $D = 175mm$ $\dot{W} = ?$

$\upsilon = 1{,}127x10^{-6} m^2/s$ $L_{eq}(acessórios) = 0{,}93m$

$\varepsilon = 0{,}015mm(PVC)$

Calcula-se a velocidade e o número de Reynolds para possibilitar o cálculo do fator de atrito:

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4x0{,}04}{\pi x0{,}175^2} = 1{,}65m/s \qquad \mathrm{Re} = \frac{VD}{\upsilon} = \frac{1{,}65x0{,}175}{1{,}127x10^{-6}} = 256211$$

Utilizando a expressão aproximada de Moody:

$$f = 0{,}0055\left[1 + \left(20.000\frac{\varepsilon}{D} + \frac{10^6}{\mathrm{Re}}\right)^{1/3}\right] = 0{,}0055\left[1 + \left(20.000\frac{0{,}015}{175} + \frac{10^6}{256211}\right)^{1/3}\right] = 0{,}0153$$

Soma-se o comprimento total da tubulação: $L = 3 + 5 + 2 + 150 = 160m$. Encontra-se a perda de carga na tubulação:

$$h_L = f\frac{(L + L_{eq})}{D}\frac{V^2}{2g} = 0{,}0153\frac{(160+1)}{0{,}175}\frac{1{,}65^2}{2x9{,}81} = 1{,}95m \qquad h_{vel} = \frac{V^2}{2g} = \frac{1{,}65^2}{2x9{,}81} = 0{,}14m$$

Calcula-se a altura manométrica conforme solicitado e a partir desta informação encontra-se a potência de acionamento da bomba:

$$H_{man} = h_a + h_r + h_L + h_{vel} = 3 + 14 + 1{,}95 + 0{,}14 = 19{,}1m$$

$$\dot{W} = \frac{\rho g H_{man} Q}{\eta_G} = \frac{1000x9{,}81x19{,}1x0{,}04}{0{,}75} = 10kW$$ com 15% a mais de segurança (opcional): $\dot{W}$=11,5kW.

[24] Um sistema de bombeamento de água deverá trabalhar com uma vazão de 40m³/h. Utiliza-se uma tubulação de 600m de PVC com fator de atrito igual a 0,0238. A velocidade na tubulação de aspiração e recalque é igual a 1,6m/s. A altura de aspiração é igual a 4m e a altura de recalque é igual a 55m. A bomba utilizada trabalha rotação de 2950 rpm com um rendimento global de 60%. O comprimento equivalente de todos os acessórios é igual a 30m. Determine a curva característica do sistema e a potência requerida para acionamento da bomba. Obs.: água com massa especifica igual a 1000kg/m³ e viscosidade cinemática igual a 1,02 x10^{-6}m²/s.

Dados:

$Q = 40m^3/h$
$L = 600m$
$f = 0{,}0238$
$V = 1{,}6m/s$
$h_a = 4m$
$\eta_G = 60\%$
$h_r = 55m$
$n = 2950rpm$
$L_{eq} = 30m$
$\rho = 1000kg/m^3$
$\upsilon = 1{,}02x10^{-6} m^2/s$

Determine:

Curva característica do sistema?
$\dot{W}_{ac} = ?$

Obtêm-se o diâmetro da tubulação com o valor da vazão e da velocidade fornecidos:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}} = \sqrt{\frac{4x40}{3600x\pi x1{,}6}} = 94mm$$

Encontra-se a perda de carga do sistema e logo a altura manométrica:

$$h_L = f\frac{(L+L_{eq})}{D}\frac{V^2}{2g} = 0{,}0238x\frac{(600+30)}{0{,}094}x\frac{(1{,}6)^2}{2x9{,}81} = 20{,}81 \qquad h_{vel} = \frac{V^2}{2g} = \frac{(1{,}6)^2}{2g} = 0{,}13m$$

$$H_{man} = h_a + h_r + h_{La} + h_{Lr} + h_{vel} = 4 + 55 + 20{,}81 + 0{,}13 \approx 80m$$

Encontrado o valor da altura manométrica, calculam-se as constantes da Eq. característica do sistema ($H_{man} = k_1 + k_2 Q^2$):

$K_1 = h_e = 55 + 4 = 59$m

$$K_2 = \frac{(H_{man} - K_1)}{Q^2} = \frac{(80-59)}{40^2} = 0{,}0313$$

$$H_{man} = 59(m) + 0{,}01313Q^2(m^3/h)$$

Finalmente calcula-se a potência de acionamento da bomba:

$$\dot{W} = \frac{\rho g H_{man} Q}{\eta_G} = \frac{1000x9{,}81x80x\frac{40}{3600}}{0{,}6} = 14{,}53kW$$

[25] Determine a vazão de um sistema de bombeamento onde as alturas estáticas de aspiração e recalque são respectivamente 2m e 41m e as perdas de carga são dadas por: h_{La} (mca) = 0,10Q²(l/s) e h_{Lr}(mca) = 0,70Q²(l/s). O manômetro situado na saída da bomba indica uma pressão equivalente de 47mca enquanto o vacuômetro na entrada da bomba indica uma pressão equivalente de –3mca. Considere os instrumentos no mesmo nível.

Dados:

$h_a = 2m$

$h_r = 41m$

$h_{La}(mca) = 0{,}10Q^2(l/s)$

$h_{Lr}(mca) = 0{,}70Q^2(l/s)$

$H_{2Man} = 47mca$

$(-H_{Vac}) = H_{1Man} = -3mca$

Determine:

$Q = ?$

$$\frac{P_{2Man}}{\rho g} = H_{2Man} = 47m$$

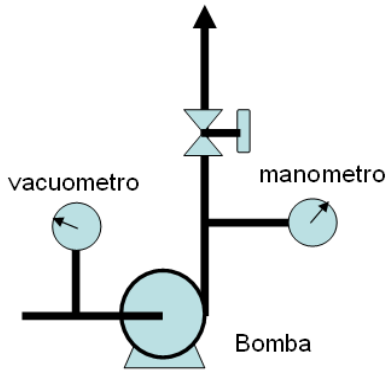
$$\frac{P_{Vac}}{\rho g} = H_{Vac} = 3{,}0m(vacuométrica)$$

A pressão indicada pelo vacuômetro é inferior a atmosférica, portanto a altura manométrica é a soma da leitura do manômetro mais a leitura do vacuômetro.

$$H_{man} = H_{Vac} + H_{2Man} = 50m$$

Utilizando a definição de altura manométrica do sistema:

$$H_{man} = h_a + h_r + J_a + J_r + J_{vel}$$



Substituindo os valores dados na Eq. acima determinados a vazão do sistema.

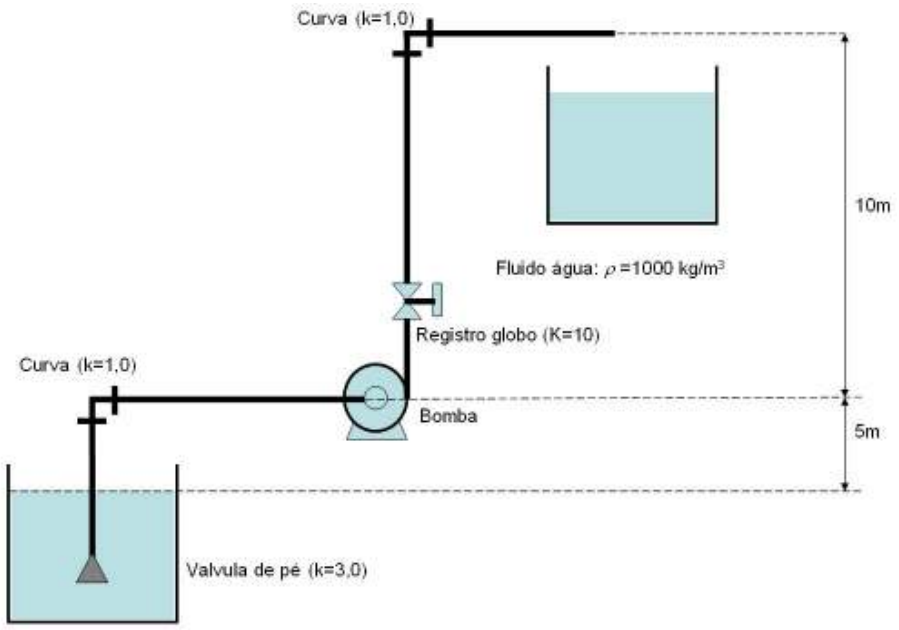
$$50 = 41 + 2 + 0{,}10Q^2 + 0{,}70Q^2$$

A vazão Q foi dada no enunciado em l/s.

$$50 = 41 + 2 + 0{,}10Q^2 + 0{,}70Q^2$$

$$Q = \sqrt{\frac{7}{0{,}8}} = 2{,}96\frac{l}{s}$$

[26] A água escoa com uma vazão igual a 20m³/h num sistema de bombeamento conforme mostra a figura. Considere uma tubulação de ferro galvanizado novo com diâmetro de 60mm e rugosidade absoluta igual a 0,1mm. O comprimento total da tubulação é igual a 50m. Determinar a potência de acionamento considerando um rendimento global de 65%. A viscosidade cinemática da água é igual a $1{,}15 \times 10^{-6}$ m²/s.



Dados:

$Q = 20 m^3/h$
$D = 60 mm$
$\varepsilon = 0{,}1 mm (ferro\ galvanizado)$
$L = 50 m$
$\eta_G = 65\%$
$\rho = 1000 kg/m^3$
$\upsilon = 1{,}15 x 10^{-6} m^2/s$

$h_a = 5$
$h_r = 10$
$K_a = 10 + 1 = 11$
$K_r = 3 + 1 = 4$

Determine:

$\dot{W}_{ac} = ?$

Calcula-se a velocidade na tubulação e o número de Reynolds:

$$Q = VA = \frac{V \pi D^2}{4} \Leftrightarrow V = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4x20}{\pi x 0{,}06^2 x 3600} = 1{,}96 m/s \qquad \mathrm{Re} = \frac{VD}{\upsilon} = \frac{1{,}96 x 0{,}06}{1{,}15 x 10^{-6}} \cong 102260$$

Com $\varepsilon / D = 0{,}00167$ determinamos pela Eq. explícita o fator de atrito (Esta equação é valida apenas para condição de escoamento turbulento com tubos hidraulicamente semi-rugosos, ou seja, $5{,}0 \times 10^3 < \mathrm{Re} < 1 \times 10^8$:

$$f = 0{,}25 \left[\log \left(\frac{\varepsilon / D}{3{,}7} + \frac{5{,}74}{\mathrm{Re}^{0{,}9}} \right) \right]^{-2} = 0{,}25 \left[\log \left(\frac{0{,}00167}{3{,}7} + \frac{5{,}74}{102260^{0{,}9}} \right) \right]^{-2} = 0{,}0244$$

Calcula-se a perda de carga na tubulação sem os acessórios:

$$h_{LD} = f\frac{L}{D}\frac{V^2}{2g} = 0{,}0244x\frac{50}{0{,}06}x\frac{(1{,}96)^2}{2x9{,}81} = 3{,}98m$$

Calcula-se a perda de carga total causada pelos acessórios (ou perdas de carga localizadas):

$$h_{LK} = \sum K\frac{V^2}{2g} = (K_a + K_r)\frac{V^2}{2g} = 15x\frac{1{,}96^2}{2x9{,}81} = 2{,}94m$$

O somatório da perda de carga dos acessórios com a perda de carga da tubulação resulta na perda de carga total:

$$h_L = h_{LK} + h_{LD} = 3{,}98 + 2{,}94 = 6{,}92m$$

Cálculo da perda de carga dinâmica:

$$h_{vel} = \frac{V^2}{2g} = \frac{1{,}96^2}{2x9{,}81} = 0{,}2m$$

A altura manométrica é determinada pela equação abaixo:

$$H_{man} = h_a + h_r + h_L + h_{vel} = 5 + 10 + 6{,}92 + 0{,}2 \approx 22{,}1m$$

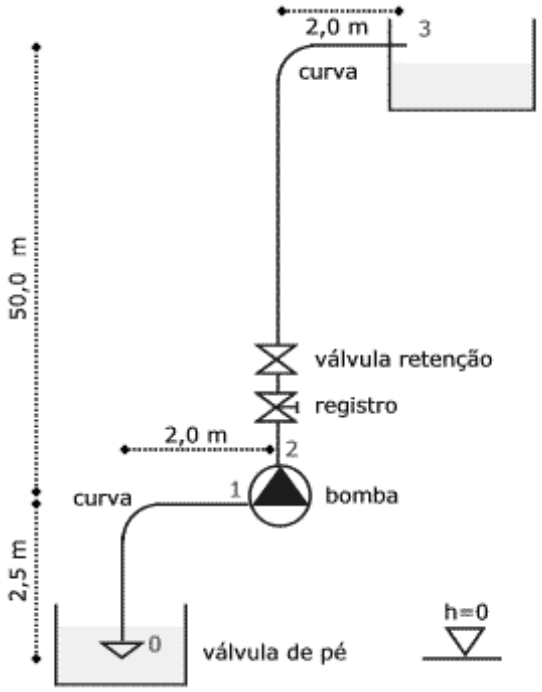
Com o valor da altura manométrica concluem-se os parâmetros necessários para o cálculo da potência de acionamento:

$$\dot{W}_{ac} = \frac{\rho g H_{man} Q}{\eta_G} = \frac{1000x9{,}81x22{,}1x20}{0{,}65x3600} = 1853W \approx 1{,}9kW$$

[27] O sistema mostrado opera com vazão de 15m³/h.

Rugosidade da tubulação: 0,2mm.
Diâmetro (aspiração e recalque): 30mm.
Velocidade da tubulação 2,0m/s.
Válvula de pé: 1,75.
Registro: 0,20.
Válvula de retenção: 2,5.
Curva de 90º: 0,4.
Água ρ=1000 (kg/m³) ν=1,2 x 10^{-6}m²/s.

(c) Considerando um rendimento de 70% determine a potência de acionamento da bomba.
(d) Considerando desprezível a pressão na entrada da bomba determine qual será a pressão que indicaria um manômetro conectado na tubulação de saída da bomba.



Dados:

$Q = 15m^3/h$ $\quad K_r = 0,2 + 2,5 + 0,4 = 3,1$
$D = 30mm$ $\quad L = 56,5m$
$\varepsilon = 0,2mm$ $\quad \eta_G = 70\%$
$V = 2,0m/s$ $\quad \rho = 1000kg/m^3$
$K_a = 1,75 + 0,4 = 2,15$ $\quad \upsilon = 1,15x10^{-6} m^2/s$

Determine:

$a)\ \dot{W}_{ac} = ?$
$b)\ p_{2Man} = ?$

Calcula-se a velocidade na tubulação e o número de Reynolds:

$$Q = VA = \frac{V\pi D^2}{4} \Leftrightarrow V = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4x15}{\pi x0,03^2 x3600} = 5,9m/s \qquad \mathrm{Re} = \frac{VD}{\upsilon} = \frac{5,9x0,03}{1,2x10^{-6}} \cong 147500$$

Com $\varepsilon / D = 0,00667$ determinamos pela Eq. explícita o fator de atrito (Esta equação é valida apenas para condição de escoamento turbulento com tubos hidraulicamente semi-rugosos, ou seja, 5,0x10^3 < Re < 1x10^8:

$$f = 0,25\left[\log\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{5,74}{\mathrm{Re}^{0,9}}\right)\right]^{-2} = 0,25\left[\log\left(\frac{0,00667}{3,7} + \frac{5,74}{147500^{0,9}}\right)\right]^{-2} = 0,034$$

Calcula-se a perda de carga na tubulação sem os acessórios:

$$h_{LD} = f\frac{L}{D}\frac{V^2}{2g} = 0,034x\frac{56,5}{0,03}x\frac{(5,9)^2}{2x9,81} = 113,6m$$

Calcula-se a perda de carga total causada pelos acessórios (ou perdas de carga localizadas):

$$h_{LK} = \sum K \frac{V^2}{2g} = (K_a + K_r)\frac{V^2}{2g} = (2{,}15 + 3{,}1)x\frac{5{,}9^2}{2x9{,}81} = 9{,}3m$$

O somatório da perda de carga dos acessórios com a perda de carga da tubulação resulta na perda de carga total:

$$h_L = h_{LK} + h_{LD} = 113{,}6 + 9{,}3 = 122{,}9m$$

Cálculo da perda de carga dinâmica:

$$h_{vel} = \frac{V^2}{2g} = \frac{5{,}9^2}{2x9{,}81} = 1{,}77m$$

A altura manométrica é determinada pela equação abaixo:

$$H_{man} = h_a + h_r + h_L + h_{vel} = 2{,}5 + 50 + 122{,}9 + 1{,}77 \approx 177{,}2m$$

a) Com o valor da altura manométrica concluem-se os parâmetros necessários para o cálculo da potência de acionamento:

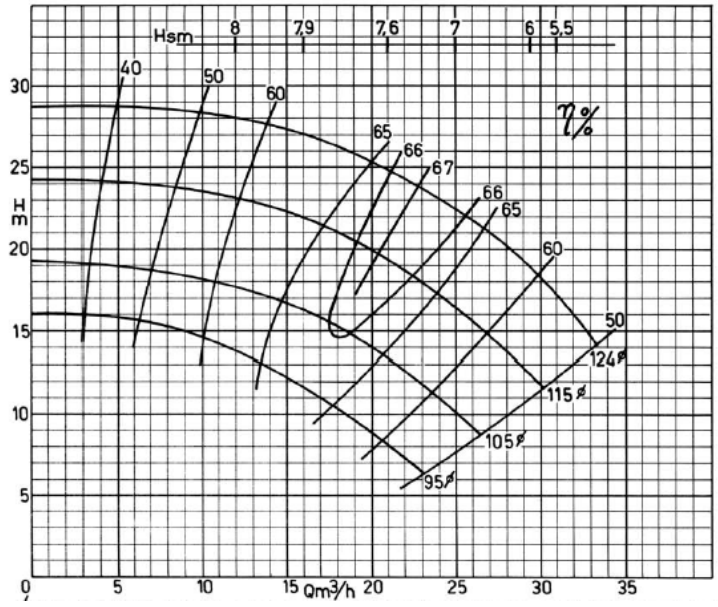
$$\dot{W}_{ac} = \frac{\rho g H_{man} Q}{\eta_G} = \frac{1000x9{,}81x177{,}2x15}{0{,}7x3600} = 10347{,}2W \approx 10{,}4kW$$

b) A pressão no manômetro é calculada pela seguinte Eq.:

$$p_{2Man} = \rho g(h_{L2} + h_r) = \rho g(h_{LD2} + h_{LK2} + h_r) = \rho g\left(f\frac{L_r}{D}\frac{V^2}{2g} + K_r\frac{V^2}{2g} + h_r\right)$$

$$p_{2Man} = 1000x9{,}81\left(0{,}034x\frac{52}{0{,}03}x\frac{(5{,}9)^2}{2x9{,}81} + 3{,}1x\frac{5{,}9^2}{2x9{,}81} + 50\right) = 1570190{,}2Pa \cong 1{,}6MPa$$

[28] Um sistema de bombeamento opera com água tendo uma altura estática de aspiração igual a 4,0m e uma altura estática de recalque igual a 15,37m. A bomba opera com uma vazão igual a 18m³/h. A velocidade na tubulação é igual a 1,25m/s e o comprimento da tubulação igual a 40m. Considere que a rugosidade da tubulação e igual a 0,1mm. O coeficiente de perda de carga dos acessórios da tubulação de aspiração é igual a 2,0 e o coeficiente de perda de carga dos acessórios da tubulação de recalque é igual a 3,5m. Selecione a bomba indicando ponto de operação e calcule a potência de acionamento (kW) da bomba para as condições de operação. Obs.: Massa específica 1000kg/m³ e viscosidade cinemática é igual a $1{,}13 \times 10^{-6}$ m²/s.



Dados:

$h_a = 4m$
$h_r = 15{,}37m$
$Q = 18m^3/h$
$V = 1{,}25m/s$
$L = 40m$

$\varepsilon = 0{,}1mm$
$K_a = 2{,}0$
$K_r = 3{,}5m$
$\rho = 1000kg/m^3$
$\upsilon = 1{,}13x10^{-6}\, m^2/s$

Determine:

Ponto de Operação?
Qual a bomba?
$\dot{W} = ?$

Encontra-se o diâmetro da tubulação:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}} = \sqrt{\frac{4x18}{3600x\pi x1{,}25}} = 0{,}071mm \qquad \mathrm{Re} = \frac{VD}{\upsilon} = \frac{1{,}25x0{,}071}{1{,}13x10^{-6}} \cong 78540$$

Com $\varepsilon / D = 0{,}00141$ determinamos pela Eq. explícita o fator de atrito (Esta equação é valida apenas para condição de escoamento turbulento com tubos hidraulicamente semi-rugosos, ou seja, $5{,}0 \times 10^3 < \mathrm{Re} < 1 \times 10^8$:

$$f = 0{,}25\left[\log\left(\frac{\varepsilon/D}{3{,}7} + \frac{5{,}74}{\mathrm{Re}^{0{,}9}}\right)\right]^{-2} = 0{,}25\left[\log\left(\frac{0{,}00141}{3{,}7} + \frac{5{,}74}{78540^{0{,}9}}\right)\right]^{-2} = 0{,}0242$$

Calcula-se a perda de carga na tubulação sem os acessórios:

$$h_{LD} = f\frac{L}{D}\frac{V^2}{2g} = 0{,}0242x\frac{40}{0{,}071}x\frac{(1{,}25)^2}{2x9{,}81} = 1{,}09m$$

Calcula-se a perda de carga total causada pelos acessórios (ou perdas de carga localizadas):

$$h_{LK} = \sum K\frac{V^2}{2g} = (K_a + K_r)\frac{V^2}{2g} = (2{,}0 + 3{,}5)x\frac{1{,}25^2}{2x9{,}81} = 0{,}44m$$

O somatório da perda de carga dos acessórios com a perda de carga da tubulação resulta na perda de carga total:

$$h_L = h_{LK} + h_{LD} = 1{,}09 + 0{,}44 = 1{,}53m$$

Cálculo da perda de carga dinâmica:

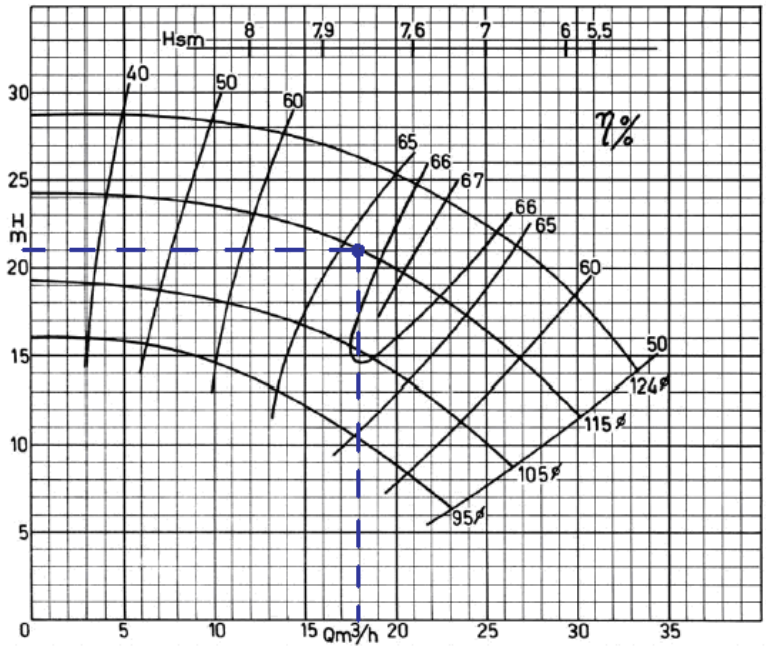
$$h_{vel} = \frac{V^2}{2g} = \frac{1{,}25^2}{2x9{,}81} = 0{,}08m$$

A altura manométrica é determinada pela equação abaixo:

$$H_{man} = h_a + h_r + h_L + h_{vel} = 4 + 15{,}37 + 1{,}53 + 0{,}08 \approx 21m$$

Para $H_{man} = 21m$ e $Q = 18m^3/h$ marca-se o ponto de operação no gráfico e define-se a bomba com o diâmetro de rotor adequado (115Ø).

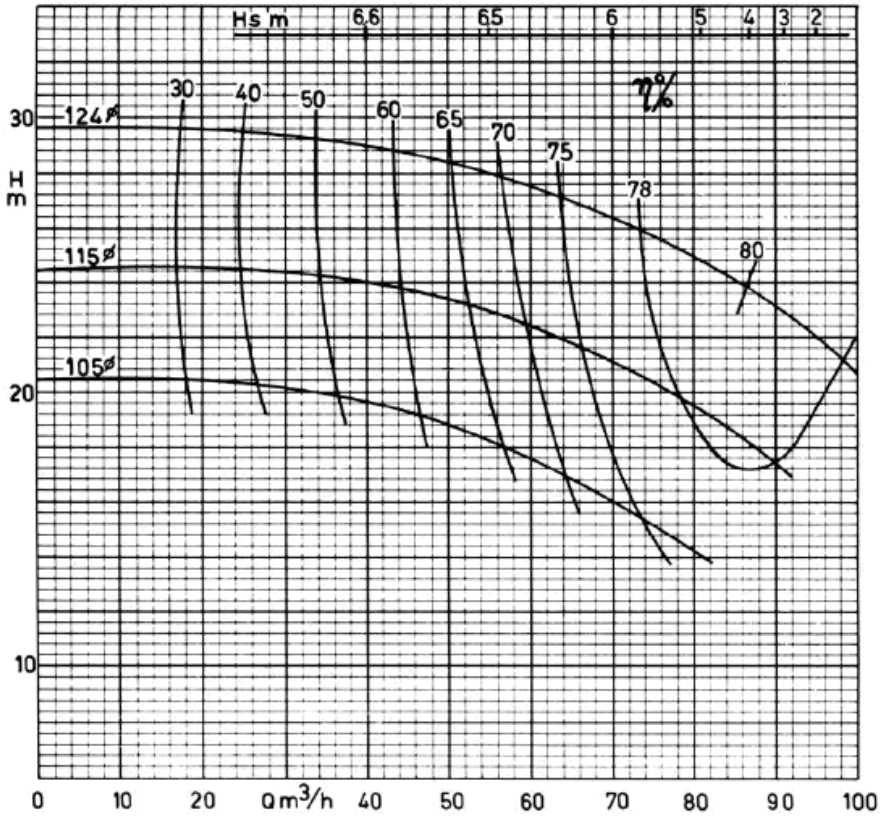
A partir do gráfico podemos aproximar o valor do rendimento global que está entre 65 e 66%. Vamos considerar $\eta_G = 65{,}5\%$.



Com o valor do rendimento global calcula-se a potência da bomba:

$$\dot{W}_{ac} = \frac{\rho g H_{man} Q}{\eta_G} = \frac{1000x9{,}81x21x18}{0{,}655x3600} = 1572{,}6W = 1{,}6kW$$

[29] Num sistema de bombeamento com tubulação de 103mm de diâmetro escoa água com velocidade de 2,0m/s. O nível da água no reservatório de recalque encontra-se a 18m acima do nível do reservatório de aspiração e ambos os reservatórios são abertos a atmosfera. O vacuômetro na entrada da bomba indica uma pressão igual a -39,24kPa e o manômetro na saída da bomba indica uma pressão igual a 177,07kPa. (a) Com auxílio da figura selecione a bomba apropriada especificando o diâmetro da mesma. (b) Determine a Eq. que representa a curva característica deste sistema especificando a altura manométrica em (m) e a vazão em (m³/h). Graficar a Eq. característica. Obs.: Massa específica 1000kg/m³.



Dados:

$D = 103mm$

$h_e = 18m$

$V = 2,0m/s$

$p_{Vac} = 39,24kPa = (-p_{1Man})$

$p_{2Man} = 177,07kPA$

$\rho = 1000kg/m^3$

Determine:

a) Qual a bomba? Diâmetro do rotor?
b) Curva característica do sistema?
c) Gráfico da Eq. característica?

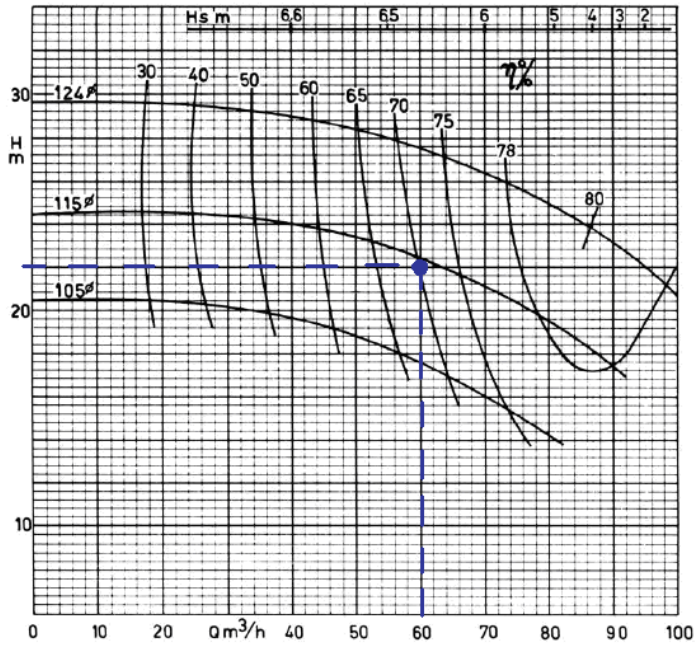
Calcula-se a vazão de operação:

$$Q = VA = 2,0x\frac{\pi x0,103^2}{4} = 0,01666m^3/s = 60m^3/h$$

Como p_{Vac} equivale a uma pressão manométrica negativa, temos a seguinte expressão para o cálculo da altura:

$$H_{man} = \frac{p_{2Man} - p_{1Man}}{\rho g} = \frac{p_{Man} + p_{Vac}}{\rho g} = \frac{(177,07 + 39,24)x1000}{1000x9,81} \cong 22,05m$$

a) Marca-se o ponto de operação e define-se a bomba com rotor adequado:



Ponto de Operação:

$H_{man} = 22{,}05m$

$Q = 60m^3/h$

$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}} = \sqrt{\frac{4x60}{\pi x2{,}0x3600}} \cong 105mm$

$\eta_G = 70\%$

b) Encontrado o valor da altura manométrica, calculam-se as constantes da Eq. característica do sistema ($H_{man} = k_1 + k_2 Q^2$):

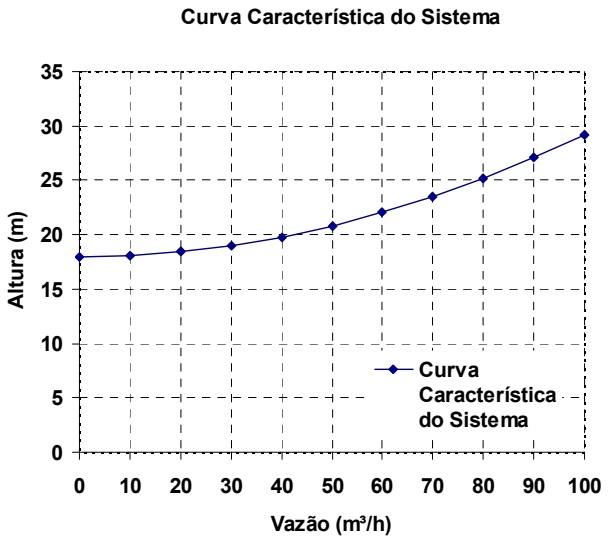
$K_1 = h_e = 18m$

$H_{man} = 18(m) + 0{,}001125Q^2(m^3/h)$

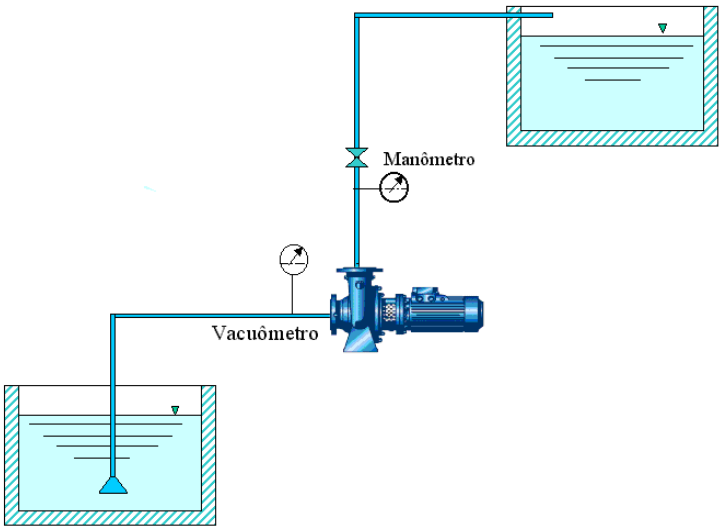
$K_2 = \frac{(H_{man} - K_1)}{Q^2} = \frac{(22{,}05 - 18)}{60^2} = 0{,}001125$

c) A partir da Eq. encontrada atribuem-se pontos de vazão formando a curva característica do sistema.

Q (m³/h)	H (m)
0	18,0
10	18,1
20	18,5
30	19,0
40	19,8
50	20,8
60	22,1
70	23,5
80	25,2
90	27,1
100	29,3



[30] Um sistema de bombeamento utilizado em laboratório trabalha com uma vazão de 7,0m³/h e apresenta uma altura estática de aspiração de 4,0m, diâmetro de 50mm e perda de carga na aspiração igual a 2,0m. A bomba trabalha com rotação de 3500 rpm. Na saída da bomba o manômetro indica 350kPa. Considere os dois reservatórios abertos a atmosfera. Determine as novas condições de operação quando a bomba diminui sua rotação em 5%. Obs.: Massa específica igual a 1000kg/m³.



Dados:

$Q = 7{,}0 m^3/h$
$h_a = 4{,}0 m$
$h_{La} = 2{,}0 m$
$D = 50 mm$
$n = 3500 rpm$
$p_{2Man} = 350 kPa$
$\rho = 1000 kg/m^3$

Determine, para $n = 3325 rpm$:

$Q_2 = ?$
$H_2 = ?$

Calcula-se a nova vazão e velocidade:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1}\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 = 7{,}0x\frac{3325}{3500}x\left(\frac{50}{50}\right)^3 = 6{,}65 m^3/h \qquad V = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4x6{,}65}{\pi x0{,}05^2 x3600} = 0{,}94 m/s$$

Encontra-se a pressão no vacuômetro:

$$p_{Vac} = -\rho g\left(h_a + \frac{V^2}{2g} + h_{La}\right) = -1000x9{,}81x\left(4 + \frac{0{,}1^2}{2x9{,}81} + 2{,}0\right) = -59{,}36 kPa$$

Com a pressão do vacuômetro e a pressão do manômetro calcula-se a altura manométrica:

$$H_{man} = \frac{(p_{2Man} - p_{Vac})}{\rho g} = \frac{(350 + 59{,}36)x1000}{1000x9{,}81} = 41{,}73 m$$

$$H_2 = H_1\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 = 41{,}73x\left(\frac{3325}{3500}\right)^2(1)^2 = 37{,}66 m$$

ANEXO: DEDUÇÃO DE UNIDADES

Termo	Rep.	Fórmula	Dedução de Unidade
Vazão volumétrica	Q	$Q = AV$	$(m^2)\left(\frac{m}{s}\right) = \frac{m^3}{s}$
Vazão mássica	$\dot{m}$	$\dot{m} = \rho Q$	$\left(\frac{kg}{m^3}\right)\left(\frac{m^3}{s}\right) = \frac{kg}{s}$
Torque teórico (Eq. Euler)	T_{eixo}	$T_{eixo} = (r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1})\dot{m}$	$(m)\left(\frac{m}{s}\right)\left(\frac{kg}{s}\right) = (m)\left(\frac{kgm}{s^2}\right) = Nm = Joule$
Potência teórica (Eq. Euler)	$\dot{W}_{t\infty}$	$\dot{W} = \omega T_{eixo}$	$\left(\frac{1}{s}\right)(Nm) = \frac{J}{s} = Watts$
		$\dot{W}_{t\infty} = \rho g Q H_{t\infty}$	$\left(\frac{kg}{m^3}\right)\left(\frac{m}{s^2}\right)\left(\frac{m^3}{s}\right)(m) = \left(\frac{kgm}{s^2}\right)\left(\frac{m}{s}\right)$ $= (N)\left(\frac{m}{s}\right) = \frac{J}{s} = Watts$
Altura teórica (Eq. Euler)	$H_{t\infty}$	$H_{t\infty} = \frac{1}{g}(U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1})$	$\left(\frac{m}{s^2}\right)^{-1}\left(\frac{m}{s}\right)\left(\frac{m}{s}\right) = m$
		$H_{t\infty} = \left\{\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}\right\} + \left\{\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}\right\} + \left\{\frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}\right\}$	$\left(\frac{m}{s}\right)^2\left(\frac{m}{s^2}\right)^{-1} = m$
	$H_{t\infty}$ (Entrada Radial)	$H_{t\infty} = \frac{1}{g}U_2 C_{u2}$	$\left(\frac{m}{s^2}\right)^{-1}\left(\frac{m}{s}\right)\left(\frac{m}{s}\right) = m$
		$H_{t\infty} = \frac{1}{g}U_2^2 - \frac{U_2}{g}\frac{Q}{\pi D_2 b_2}\frac{1}{\tan\beta_2}$	$\left(\frac{m}{s^2}\right)^{-1}\left(\frac{m}{s}\right)\left(\frac{m}{s}\right) - \left(\frac{m}{s^2}\right)^{-1}\left(\frac{m}{s}\right)\left(\frac{m^3}{s}\right)\left(\frac{1}{m}\right)\left(\frac{1}{m}\right) = m$
Nº de Reynolds	Re	$\mathrm{Re} = \frac{VD}{\upsilon}$	$\left(\frac{m}{s}\right)(m)\left(\frac{m^2}{s}\right)^{-1} = adm.$
Fator de Atrito	f	$f = 0{,}25\left[\log\left(\frac{\varepsilon/D}{3{,}7} + \frac{5{,}74}{\mathrm{Re}^{0{,}9}}\right)\right]^{-2}$ Para $5{,}0\text{x}10^3 < \mathrm{Re} < 1\text{x}10^8$	$\left(\frac{\frac{mm}{mm}}{adm} + \frac{adm}{adm}\right) = adm$
Perda de Carga na Tubulação	h_{LD}	$h_{LD} = f\frac{L}{D}\frac{V^2}{2g}$	$adm\frac{m}{m}\frac{\frac{m^2}{s^2}}{\frac{m}{s^2}} = m$

Termo	Rep.	Fórmula	Dedução de Unidade
Perda de Carga nos acessórios	h_{LK}	$h_{LK} = \sum K \frac{V^2}{2g} = (K_a + K_r)\frac{V^2}{2g}$	$adm \frac{\frac{m^2}{s^2}}{\frac{m}{s^2}} = m$
	h_L	$h_L = h_{LK} + h_{LD}$	m
Perda de Carga dinâmica	h_{vel}	$h_{vel} = \frac{V^2}{2g}$	$\frac{\frac{m^2}{s^2}}{\frac{m}{s^2}} = m$
Altura Manométrica em Sistemas de Bombeamento (Reservatório a P_{atm})	H_{man}	$H_{man} = h_a + h_r + h_L + h_{vel}$	m
Pressão Manométrica	p	$p = \rho g H$	$\left(\frac{kg}{m^3}\right)\left(\frac{m}{s^2}\right)(m) = \left(\frac{kg}{ms^2}\right) = Pa$

Hino Nacional

Ouviram do Ipiranga as margens plácidas
De um povo heróico o brado retumbante,
E o sol da liberdade, em raios fúlgidos,
Brilhou no céu da pátria nesse instante.

Se o penhor dessa igualdade
Conseguimos conquistar com braço forte,
Em teu seio, ó liberdade,
Desafia o nosso peito a própria morte!

Ó Pátria amada,
Idolatrada,
Salve! Salve!

Brasil, um sonho intenso, um raio vívido
De amor e de esperança à terra desce,
Se em teu formoso céu, risonho e límpido,
A imagem do Cruzeiro resplandece.

Gigante pela própria natureza,
És belo, és forte, impávido colosso,
E o teu futuro espelha essa grandeza.

Terra adorada,
Entre outras mil,
És tu, Brasil,
Ó Pátria amada!
Dos filhos deste solo és mãe gentil,
Pátria amada,Brasil!

Deitado eternamente em berço esplêndido,
Ao som do mar e à luz do céu profundo,
Fulguras, ó Brasil, florão da América,
Iluminado ao sol do Novo Mundo!

Do que a terra, mais garrida,
Teus risonhos, lindos campos têm mais flores;
"Nossos bosques têm mais vida",
"Nossa vida" no teu seio "mais amores."

Ó Pátria amada,
Idolatrada,
Salve! Salve!

Brasil, de amor eterno seja símbolo
O lábaro que ostentas estrelado,
E diga o verde-louro dessa flâmula
- "Paz no futuro e glória no passado."

Mas, se ergues da justiça a clava forte,
Verás que um filho teu não foge à luta,
Nem teme, quem te adora, a própria morte.

Terra adorada,
Entre outras mil,
És tu, Brasil,
Ó Pátria amada!
Dos filhos deste solo és mãe gentil,
Pátria amada, Brasil!

Hino do Estado do Ceará

Poesia de Thomaz Lopes
Música de Alberto Nepomuceno
Terra do sol, do amor, terra da luz!
Soa o clarim que tua glória conta!
Terra, o teu nome a fama aos céus remonta
Em clarão que seduz!
Nome que brilha esplêndido luzeiro
Nos fulvos braços de ouro do cruzeiro!

Mudem-se em flor as pedras dos caminhos!
Chuvas de prata rolem das estrelas...
E despertando, deslumbrada, ao vê-las
Ressoa a voz dos ninhos...
Há de florar nas rosas e nos cravos
Rubros o sangue ardente dos escravos.
Seja teu verbo a voz do coração,
Verbo de paz e amor do Sul ao Norte!
Ruja teu peito em luta contra a morte,
Acordando a amplidão.
Peito que deu alívio a quem sofria
E foi o sol iluminando o dia!

Tua jangada afoita enfune o pano!
Vento feliz conduza a vela ousada!
Que importa que no seu barco seja um nada
Na vastidão do oceano,
Se à proa vão heróis e marinheiros
E vão no peito corações guerreiros?

Se, nós te amamos, em aventuras e mágoas!
Porque esse chão que embebe a água dos rios
Há de florar em meses, nos estios
E bosques, pelas águas!
Selvas e rios, serras e florestas
Brotem no solo em rumorosas festas!
Abra-se ao vento o teu pendão natal
Sobre as revoltas águas dos teus mares!
E desfraldado diga aos céus e aos mares
A vitória imortal!
Que foi de sangue, em guerras leais e francas,
E foi na paz da cor das hóstias brancas!



GOVERNO DO
ESTADO DO CEARÁ

Secretaria da Educação