

**INSTITUTO FEDERAL DE
EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA**
BAHIA
Campus Santo Amaro

MANUAL DE HIDRÁULICA BÁSICA

MÁQUINAS E EQUIPAMENTOS MECÂNICOS

PROFESSOR FÁBIO FERRAZ

SUMÁRIO

Termos hidráulicos mais usados em bombeamento.....	03
Propriedades dos fluidos.....	05
Considerações gerais sobre bombas hidráulicas.....	07
Npsh e Cavitação.....	10
Potência absorvida e rendimento de bombas.....	14
Perdas de carga, nº de Reynolds, velocidade de escoamento, diâmetros dos tubos, altura manométrica total.....	16
Curvas características de bombas centrífugas.....	19
Alterações nas curvas características de bombas.....	22
Acionamentos de bombas por polias e correias.....	24
Esquema típico de instalação de uma motobomba para sucção inferior a 8 metros.....	28
Método básico para seleção de uma bomba centrífuga Schneider (para sucção inferior a 8 metros).....	29
Instruções gerais para instalação e uso de bombas Centífugas.....	33
Esquema típico de instalação de uma motobomba para sucção superior a 8 metros.....	35
Método básico para seleção de uma motobomba centrífuga injetora Schneider (para sucção superior a 8 metros).....	36
Instruções gerais para instalação e uso de bombas injetoras.....	39
Tabela de perdas de carga em tubos de PVC.....	40
Tabela de comprimento equivalente em conexões plásticas.....	41
Tabela de perdas de carga em tubos metálicos.....	42
Tabela de comprimento equivalente em conexões metálicas.....	43
Tabela de bitolas de fios de cobre para ligação de motores monofásicos.....	44
Tabela de bitolas de fios de cobre para ligação de motores trifásicos.....	45
Tabela de estimativa de consumo diário por edificação.....	46
Tabela de defeitos mais comuns em instalações de bombas e motobombas, e suas causas mais prováveis.....	47

TERMOS HIDRÁULICOS MAIS USADOS EM BOMBEAMENTO

1. **ALTURA DE SUÇÃO (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'água (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.

$$\text{AMT} = \text{Altura Sucção} + \text{Altura Recalque} + \text{Perdas de Carga Totais}$$

(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 SUÇÃO** - 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 $NPSH_d$ (sistema), é menor que o $NPSH_r$ (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 $NPSH_{disp}$ deve ser sempre maior que o $NPSH_{req}$ ($NPSH_d > NPSH_r$)

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

PROPRIEDADES DOS FLUIDOS

1. CONCEITO: 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. Temos que, todas as bombas fabricadas pela **SCHNEIDER** tem como finalidade básica 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:

$$\gamma = \frac{P}{V} ; \text{kgf/m}^3$$

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

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

Para água a: 4 °C, $V_e = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$
 28° C, $V_e = 0,001005 \text{ m}^3/\text{kg}$

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

$$\rho = \frac{M}{V} \quad ; \text{ kg/m}^3$$

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 4° C. Por tratar-se de uma relação entre pesos, constitui-se em um número adimensional.

A água possui densidade = 1,0;

E. Pressão (p): Define-se como a força necessária para deslocar-se o fluido por unidade de área, expressa por:

$$P = \frac{F}{A}$$

Unidades: kg/cm^2 , Lb/pol^2 (PSI), Atmosfera, Pascal;

E.1. Pressão Absoluta (P_{abs}): É a pressão medida em relação ao vácuo total ou zero absoluto;

E.2. Pressão Atmosférica (P_{atm}): É o peso da massa de ar que envolve a terra até uma altura de $\pm 80 \text{ km}$ sobre o nível do mar. A este nível, a $P_{\text{atm}} = 10,33 \text{ mca}$ ou $1,033 \text{ kgf/cm}^2$;

E.3. Pressão Manométrica (P_{man}): É a pressão medida adotando-se como referência a pressão atmosférica, denominada também pressão relativa ou efetiva. Mede-se com auxílio de manômetros, cuja escala em zero está referida a pressão atmosférica local. Quando o valor da pressão medida no manômetro é menor que a pressão atmosférica local, teremos pressão relativa negativa, ou vácuo parcial;

E.4. Pressão de Vapor (P_v): É a situação do fluido onde, a uma determinada temperatura, coexistem as fases do estado líquido e de vapor. Para água a temperatura ambiente de 20° C, a pressão de vapor é de 0,239 metros ou 0,0239 kgf/cm^2 . Quanto maior a temperatura maior a pressão de vapor.

Ex: 100° C = Ponto de Ebulição da água = 10,33 metros ou 1,033 kgf/cm^2 de pressão de vapor;

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:

$$Q = \frac{V}{T}$$

Unidades: m^3/h , L/s, GPM;

F.1. Vazão Mássica (QM): É a relação entre a massa do fluido que atravessa uma determinada seção de um conduto, e o tempo gasto para tal, sendo:

$$Q_m = \frac{m}{T}$$

Unidades: kg/h, kg/s, Lb/h

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

$$V_e = \frac{Q}{A}$$

Unidades: m/s, pés/s, m/min

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 (ν): É a relação entre a viscosidade absoluta (μ) e a massa específica (ρ) sendo:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Unidades: m²/s, pés/s, centistokes (cst)

Onde: 1 m²/s = 10⁶ centistokes

I. Potencial de Hidrogênio (pH): É a representação quantitativa da relativa acidez ou alcalinidade de uma substância. É calculado pela concentração de ions H⁺ em oposição aos ions H⁻ existentes na solução, sendo:

$$pH = \log \left[\frac{1}{\text{Concentração de H}^+} \right]$$

Quanto menor o pH, maior é a acidez da solução.

Exemplos: pH = 7 = Solução neutra = água em condições normais

pH = 2 = Solução ácida = refrigerantes

pH = 12 = Solução Alcalina = carbonato de cálcio

CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE BOMBAS HIDRÁULICAS

1. DEFINIÇÃO: 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.

2. CLASSIFICAÇÃO: Devido a grande diversidade das bombas existentes, adotaremos uma classificação resumida, dividindo-as em dois grandes grupos:

- A. Bombas Centrífugas ou Turbo-Bombas, também conhecidas como Hidro ou Rotodinâmicas;
- B. Bombas Volumétricas, também conhecidas como de Deslocamento Positivo.

3. DIFERENÇAS BÁSICAS:

A. Nas **Bombas Centrífugas**, ou **Turbo-Bombas**, a movimentação do fluido ocorre pela ação de forças que se desenvolvem na massa do mesmo, em consequência da rotação de um eixo no qual é acoplado um disco (rotor, impulsor) dotado de pás (palhetas, hélice), o qual recebe o fluido pelo seu centro e o expulsa pela periferia, pela ação da força centrífuga, daí o seu nome mais usual.

Em função da direção do movimento do fluido dentro do rotor, estas bombas dividem-se em:

A.1. Centrífugas Radiais (puras): A movimentação do fluido dá-se do centro para a periferia do rotor, no sentido perpendicular ao eixo de rotação;

OBS.: Este tipo de bomba hidráulica é o mais usado no mundo, principalmente para o transporte de água, e é o único tipo de bomba fabricada pela **SCHNEIDER**, cujos diferentes modelos e aplicações estão apresentados neste catálogo.

A.2. Centrífugas de Fluxo Misto: O movimento do fluido ocorre na direção inclinada (diagonal) ao eixo de rotação;

A.3. Centrífugas de Fluxo Axial: O movimento do fluido ocorre paralelo ao eixo de rotação;

B. Nas **Bombas Volumétricas**, ou de **Deslocamento Positivo**, a movimentação do fluido é causada diretamente pela ação do órgão de impulsão da bomba que obriga o fluido a executar o mesmo movimento a que está sujeito este impulsor (êmbolo, engrenagens, lóbulos, palhetas). Dá-se o nome de volumétrica porque o fluido, de forma sucessiva, ocupa e desocupa espaços no interior da bomba, com volumes conhecidos, sendo que o movimento geral deste fluido dá-se na mesma direção das forças a ele transmitidas, por isso a chamamos de deslocamento positivo. As Bombas Volumétricas dividem-se em:

B.1. Êmbolo ou Alternativas (pistão, diafragma, membrana);

B.2. Rotativas (engrenagens, lóbulos, palhetas, parafusos).

4. FUNCIONAMENTO: Por ser o produto fabricado pela **SCHNEIDER** e, conseqüentemente, objeto deste catálogo, abordaremos apenas os aspectos do funcionamento das Bombas Centrífugas Radiais. Segue:

A Bomba Centrífuga tem como base de funcionamento a criação de duas zonas

de pressão diferenciadas, uma de baixa pressão (sucção) e outra de alta pressão (recalque).

Para que ocorra a formação destas duas zonas distintas de pressão, é necessário existir no interior da bomba a transformação da energia mecânica (de potência), que é fornecida pela máquina motriz (motor ou turbina), primeiramente em energia cinética, a qual irá deslocar o fluido, e posteriormente, em maior escala, em energia de pressão, a qual irá adicionar “carga” ao fluido para que ele vença as alturas de deslocamento.

Para expressar este funcionamento, existem três partes fundamentais na bomba (figura 1):

- corpo (carcaça), que envolve o rotor, acondiciona o fluido, e direciona o mesmo para a tubulação de recalque (figuras 1, 2 e 3);
- rotor (impelidor), constitui-se de um disco provido de pás (palhetas) que impulsionam o fluido (figuras 4, 5 e 6);
- eixo de acionamento (Figura 1), que transmite a força motriz ao qual está acoplado o rotor, causando o movimento rotativo do mesmo.

Antes do funcionamento, é necessário que a carcaça da bomba e a tubulação de sucção (*), estejam totalmente preenchidas com o fluido a ser bombeado.

Ao iniciar-se o processo de rotação, o rotor cede energia cinética à massa do fluido, deslocando suas partículas para a extremidade periférica do rotor. Isto ocorre pela ação da força centrífuga.

Com isso, inicia-se a formação das duas zonas de pressão (baixa e alta) necessárias para desenvolver o processo:

- A. Com o deslocamento da massa inicial do fluido do centro do rotor (figura 1) para sua extremidade, formar-se-á um vazio (vácuo), sendo este, o ponto de menor pressão da bomba. Obviamente, novas e sucessivas massas do fluido provenientes da captação ocuparão este espaço, pela ação da pressão atmosférica ou outra força qualquer;
- B. Paralelamente, a massa do fluido que é arrastada para a periferia do rotor, agora comprimida entre as pás e as faces internas do mesmo, recebe uma crescente energia de pressão, derivada da energia potencial e da energia cinética, anteriormente fornecidas ao sistema. O crescente alargamento da área de escoamento (Teorema de Bernoulli), assim como as características construtivas do interior da carcaça da bomba (voluta ou difusores) (figuras 2 e 3) ocasionam a alta pressão na descarga da bomba, elevando o fluido a altura desejada.

NOTA: Convém salientar, que somente um estudo mais aprofundado sobre as diversas equações e teoremas que determinam o funcionamento de uma bomba hidráulica irá justificar como estes processos desenvolvem-se em suas inúmeras variáveis, não sendo este o objetivo deste catálogo.

(*) Nas bombas autoaspirantes, é necessário preencher apenas o caracol (corpo) da mesma.

No entanto, resumidamente, podemos dizer que o funcionamento de uma bomba centrífuga contempla o princípio universal da conservação de energia, que diz: “A energia potencial transforma-se em energia cinética, e vice-versa”. Parte da energia potencial transmitida à bomba não é aproveitada pela mesma pois, devido ao atrito, acaba transformando-se em calor. Em vista disto, o rendimento hidráulico das bombas pode variar em seu melhor ponto de trabalho (ponto ótimo) de 20% a 90%, dependendo do tipo de bomba, do acabamento interno e do fluido bombeado pela mesma.

Figura 1: Vista lateral do caracol e rotor em corte de uma bomba centrífuga;

Figura 2: Vista frontal do caracol e rotor em corte de uma bomba centrífuga;

Figura 3: Caracol de descarga centralizada com difusor fixo;

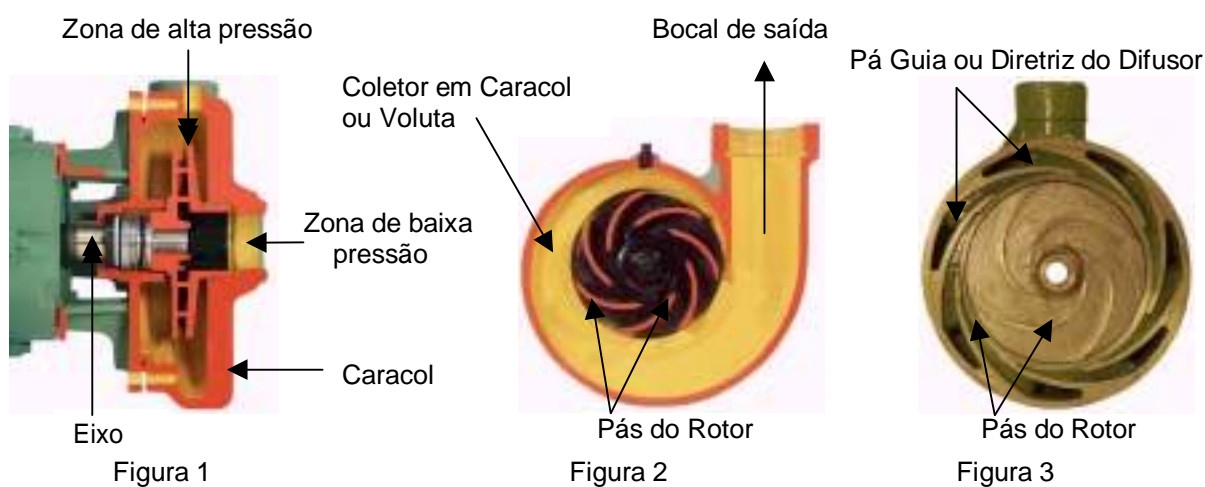


Figura 4 – Rotor fechado



Figura 5 - Rotor semi-aberto



Figura 6 - Rotor aberto

N P S H E CAVITAÇÃO

- DEFINIÇÃO:** 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 início 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 cavitarem 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.

$$\text{NPSH} = (\text{Ho} - \text{AS} - \text{hfs} - \text{R}) - \text{Hv}$$

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 (Tabela 2);

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:

$$\text{Ho} - \text{Hv} > \text{hfs} + \text{AS} + \text{R}$$

2. NPSH 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 = NPSH_d (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 = NPSH_r (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 um bom desempenho da bomba, deve-se sempre garantir a seguinte situação:

$$\text{NPSH}_d > \text{NPSH}_r$$

TABELA 1

DADOS DE PRESSÃO ATMOSFÉRICA PARA DETERMINADAS ALTITUDES LOCAIS										
Altitude em Relação ao Mar (metros)	0	150	300	450	600	750	1000	1250	1500	2000
Pressão Atmosférica (mca)	10,33	10,16	9,98	9,79	9,58	9,35	9,12	8,83	8,64	8,08

TABELA 2

PRESSÃO DE VAPOR DA ÁGUA PARA DETERMINADAS TEMPERATURAS										
Temperatura da água (°C)	0	4	10	20	30	40	50	60	80	100
Pressão de Vapor da água (mca)	0,062	0,083	0,125	0,239	0,433	0,753	1,258	2,31	4,831	10,33

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 30°C, verificaremos:

A. VERIFICAÇÃO DO NPSHr:

Conforme curva característica do exemplo citado, para os dados de altura (mca) e vazão (m³/h) indicados, o NPSHr da bomba é 4,95 mca, confira:

B. CÁLCULO DO NPSHd:

Sabendo-se que:

$$\text{NPSHd} = H_o - H_v - AS - h_{fs}$$

Onde:

H_o = 10,16 (Tabela 1);

H_v = 0,433 (Tabela 2);

AS = 2,0 metros (altura sucção);

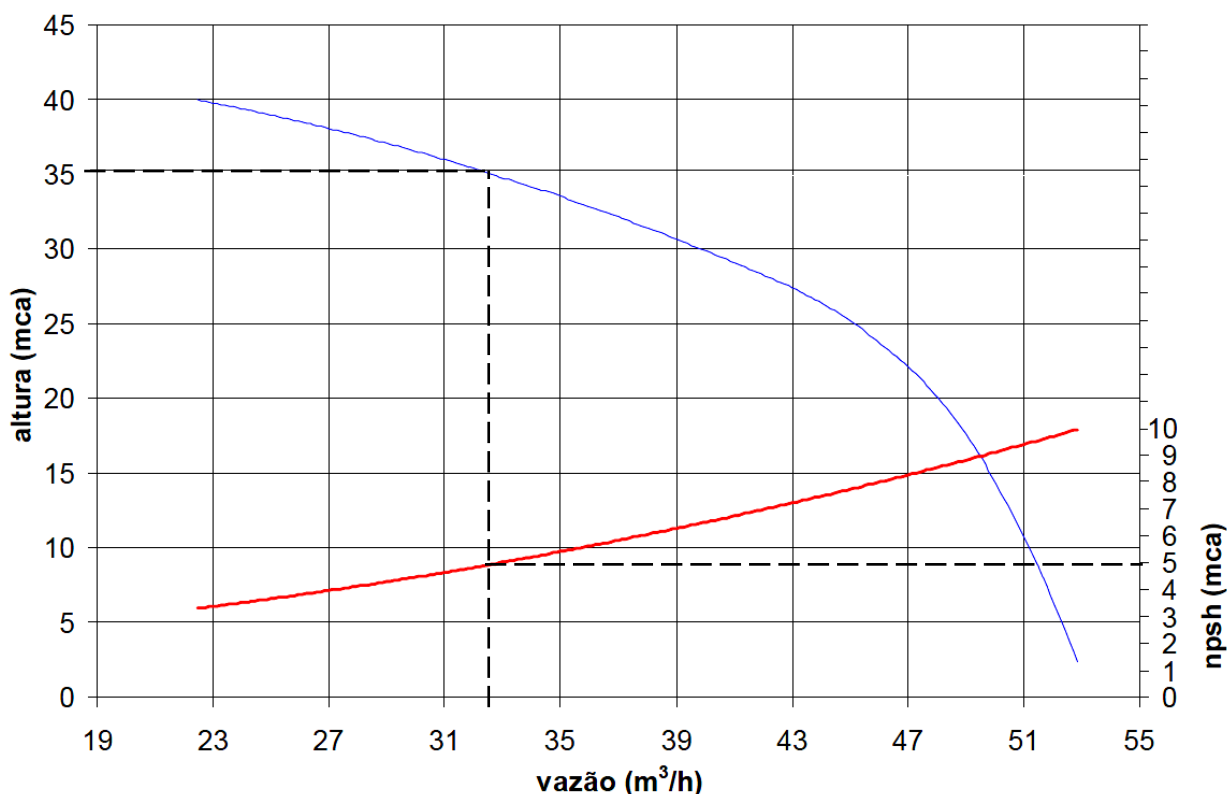
h_{fs} = 1,60 metros (perda calculada para o atrito na sucção).

Temos que:

$$\text{NPSH}_d = 10,16 - 0,433 - 2,0 - 1,60 \Rightarrow \text{NPSH}_d = 6,127 \text{ mca}$$

Analisando-se a curva característica abaixo, temos um NPSH_r de aproximadamente 5 mca.

Então $\text{NPSH}_d > \text{NPSH}_r$



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 NPSH_d poderá igualar-se ou adquirir valores inferiores ao NPSH_r , ocorrendo assim a cavitação.

OBS:

A existência de uma margem entre o NPSH_d e o NPSH_r 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: $\text{NPSH}_d > \text{NPSH}_r + 1,5 \text{ mca}$

4.CAVITAÇÃO: Quando a condição $\text{NPSH}_d > \text{NPSH}_r$ 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 conseqüente 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.
5. **CONCLUSÃO:** A Pressão Atmosférica é a responsável pela entrada do fluido na sucção da bomba. Quando a altura de sucção for superior a 8 metros (ao nível do mar), a Pressão Atmosférica deixa de fazer efeito sobre a lâmina d’água restando tecnicamente, nestes casos, o uso de outro tipo de bomba centrífuga, as Injetoras, como veremos nos exemplos seguintes.

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:

$$\text{BHP ou PM} = \frac{Q \times \text{AMT} \times 0,37}{\eta}$$

Onde: **BHP ou PM** = Potência motriz absorvida pela bomba (requerida para a realização do trabalho desejado);

Q = Vazão desejada, em m³/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?

$$\text{PM} = \frac{Q \times \text{AMT} \times 0,37}{\eta} \Rightarrow \text{PM} = \frac{42 \times 100 \times 0,37}{57} \Rightarrow \text{PM} = 27,26 \cong 30 \text{ cv (*)}$$

3. **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:

$$\eta = \frac{Q \times \text{AMT} \times 0,37}{\text{BHP}}$$

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.

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

$$\eta = \frac{42 \times 100 \times 0,37}{27,26}$$

$$\eta = 57\%$$

5. **CONCLUSÃO:** 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 (η), 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:

$$\eta = \frac{42 \times 100 \times 0,37}{30}$$

$$\eta = 51,8\%$$

PERDAS DE CARGA (h_f), N° DE REYNOLDS (Re), VELOCIDADE DE ESCOAMENTO (V), DIÂMETROS DOS TUBOS, E ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL (AMT)

1. **PERDAS DE CARGA (h_f):** 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. (Tabelas 7 e 9);

1.1 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, conforme as Tabelas 6, 7, 8 e 9;

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, conseqüentemente, 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 m³/ 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 n° 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 (figura 7). O regime laminar é caracterizado quando o n° 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 (figura 8). O regime turbulento é caracterizado quando o n° 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.

Fig. 7 – Escoamento Laminar

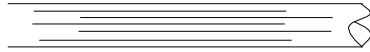


Fig. 8 – Escoamento Turbulento



2. **Nº DE REYNOLDS (Re):** É expresso por:

$$Re = \frac{V \times D}{\nu}$$

Onde: **Re** = Nº de Reynolds;

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

D = Diâmetro da Tubulação, em metros;

ν = Viscosidade cinemática do Líquido, em m²/s;

Para a água doce, ao nível do mar e a temperatura de 25°C, a viscosidade cinemática (ν) 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;

3. **VELOCIDADE DE ESCOAMENTO (V):** Derivada da equação da continuidade, a velocidade média de escoamento aplicada em condutos circulares é dado por:

$$V = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2}$$

onde:

V= Velocidade de escoamento, em m/s;

Q= Vazão, em m³/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

4. **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. Conseqüentemente, 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 $NPSH_d$ do sistema.

5. 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).

$$\text{Portanto: } AMT = H_{geo} + h_f$$

A expressão utilizada para cálculo é:

$$AMT = AS + AR + h_{fr} + h_{fs}$$

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.

CURVAS CARACTERÍSTICAS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

1. DEFINIÇÃO: 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 m^3/h na abscissa e na ordenada, altura, em mca; rendimento (η), em %; perdas internas ($NPSH_r$), em mca; e potência absorvida (BHP), em cv;

1.1 CURVA CARACTERÍSTICA DA BOMBA: 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 (η), 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 (curvas 3 e 4 - CCB x CCS).

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 shut-off.

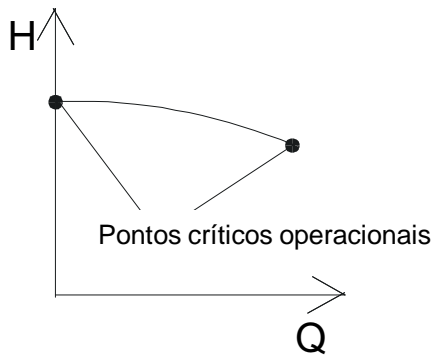
Ao passo que, operando-se à direita da curva, poderá causar sobrecarga no motor. Neste ponto a bomba estará operando com máximo de vazão e mínimo de pressão aumentando o BHP da mesma.

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 conseqüente aumento de corrente do motor.

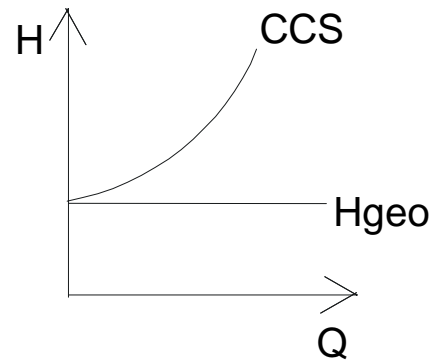
De um modo geral podemos dizer que as curvas características podem ser:

- A. Estáveis: quando uma determinada altura corresponde a uma única vazão (curva 5);
- B. Instáveis: quando uma determinada altura corresponde a duas ou mais vazões (curva 6);

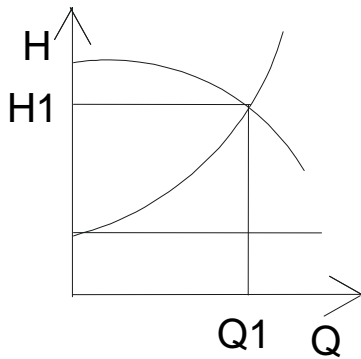
1.2 CURVA CARACTERÍSTICA DO SISTEMA: É obtida fixando-se a altura geométrica total do sistema (sucção e recalque) na coordenada Y (altura mca), e, a partir deste ponto, calcula-se as perdas de carga com valores intermediários de vazão, até a vazão total requerida, considerando-se o comprimento da tubulação, diâmetro e tipo de tubo, tempo de uso, acessórios e conexões (curvas 3 e 4).



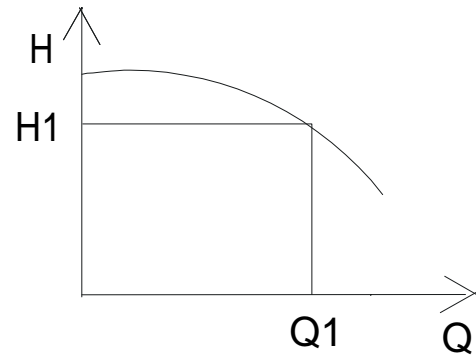
Curva 2:
Vazão (Q) x Pressão (H)



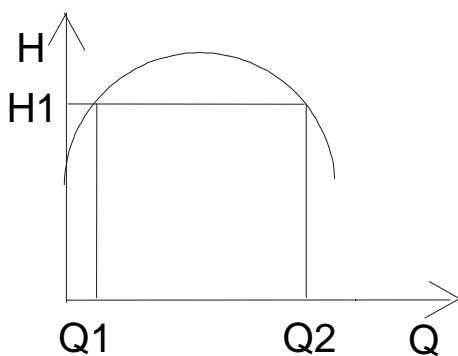
Curva 3:
CCS a partir de Hgeo



Curva 4:
 $CCB \cap CCS = \text{Ponto de Trabalho}$



Curva 5: Estável
1 ponto de H para 1 ponto de Q



Curva 6: Instável
1 ponto de H para 2 pontos de Q

ALTERAÇÕES NAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE BOMBAS

1. **CONCEITO:** 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 :

$$Q_1 = Q_o \times \frac{n_1}{n_o}$$

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

$$H_1 = H_o \times \left[\frac{n_1}{n_o} \right]^2$$

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

$$N_1 = N_o \times \left[\frac{n_1}{n_o} \right]^3$$

Onde: **Q_o** = Vazão inicial, em m³/h;
H_o = Pressão inicial, em mca;
N_o = Potência inicial, em cv;
n_o = Rotação inicial, em rpm;

Q₁ = Vazão final, em m³/h;
H₁ = Pressão final, em mca;
N₁ = Potência final, em cv;
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

$\frac{750}{3500} \times 100 = 21,4\%$ (Percentual de queda da rotação).

Varição da vazão: $Q_1 = Q_0 \times \frac{n_1}{n_0} = 20 \times \frac{2750}{3500} = 15,71 \text{ m}^3/\text{h}$

Portanto, a vazão variou: $20 - 15,71 = \frac{4,29 \text{ m}^3/\text{h} \times 100}{20} = 21,4 \%$

É o mesmo percentual de variação da rotação pois são proporcionais.

Varição da pressão: $H_1 = H_0 \times \left[\frac{n_1}{n_0} \right]^2 = 60 \times \left[\frac{2.750}{3.500} \right]^2 = 37,04 \text{ mca}$

Varição da potência do motor: $N_1 = N_0 \times \left[\frac{n_1}{n_0} \right]^3 = 15 \times \left[\frac{2750}{3500} \right]^3 = 7,27 \text{ cv}$

Portanto, os valores corrigidos funcionando com 2750 rpm, são:

$Q_1 = 15,71 \text{ m}^3/\text{h}$

$H_1 = 37,04 \text{ mca}$

$N_1 = 7,27 \text{ cv}$

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 : $Q_1 = Q_0 \times \frac{D_1}{D_0}$

B.2 Altura: Varia proporcional ao quadrado do diâmetro do rotor: $H_1 = H_0 \times \left[\frac{D_1}{D_0} \right]^2$

B.3 Potência: Varia proporcional ao cubo do diâmetro do rotor: $N_1 = N_0 \times \left[\frac{D_1}{D_0} \right]^3$

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 **SCHNEIDER** 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.

ACIONAMENTO DE BOMBAS POR POLIAS E CORREIAS

- 1. APLICAÇÕES:** 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

2. 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:

$$A. \text{ Ø da Polia do Motor} = \frac{\text{rpm da Bomba} \times \text{Ø Polia da bomba}}{\text{rpm do Motor}}$$

$$B. \text{ Ø da Polia da Bomba} = \frac{\text{rpm do Motor} \times \text{Ø Polia do Motor}}{\text{rpm da Bomba}}$$

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 conseqüente desgaste prematuro e perda de rendimento.

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

TABELA 4:

CAPACIDADE MÁXIMA EM CV PARA TRANSMISSÃO POR CADA CORREIA EM “V”								
POLIA MOTORA Ø EXTERNO MÍNIMO	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					1115	13,0	1110	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:

$$\pi \times \emptyset N \times \text{rpm}$$

Onde: $\pi = 3,1416$ (constante)

$\emptyset N = \emptyset$ nominal da polia motora, em metros, $\emptyset N = \emptyset$ 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**.

D. 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 \emptyset externo intermediário, afim de trabalhar com uma velocidade linear menos crítica, assim:

$$\emptyset \text{ da Polia do motor} = \frac{130 + 220}{2} = 175 \text{ mm}$$

Temos, $\emptyset n$ da polia motora:

$$\emptyset N = \emptyset \text{ Ext} - h = 175 - 12,5 \text{ (Tabela 5, para perfil B)}$$

$$\emptyset N = 162,5 \text{ mm} = \mathbf{0,162 \text{ metros.}}$$

$$\text{Velocidade Linear} = \pi \times \emptyset_{n(m)} \times \text{rpm} = 3,1416 \times 0,162 \times 2300$$

$$\text{Velocidade Linear} = 1170 \text{ m/min} < 1500 \text{ m/min} \quad \text{Ok}$$

$$\text{N}^\circ \text{ de Correias} = \frac{\text{Pot. Do Motor}}{\text{cv/Correia}} = \frac{20}{5,5} \text{ (Tabela 4, para 2300 rpm)}$$

$$\text{N}^\circ \text{ de Correias} = 3,63 \cong 4 \text{ correias}$$

E. CÁLCULO DA POLIA DA BOMBA:

$$\emptyset \text{ da Polia da Bomba} = \frac{\text{rpm do Motor} \times \emptyset \text{ da Polia do Motor}}{\text{rpm da Bomba}} = \frac{2300 \times 175}{3500} = \mathbf{115 \text{ mm}}$$

$$\text{Resultado: } \emptyset \text{ da Polia Motora (motor)} = \mathbf{175 \text{ mm}}$$

$$\emptyset \text{ da Polia Movidada (bomba)} = \mathbf{115 \text{ mm}}$$

$$\text{N}^\circ \text{ de correias perfil B a utilizar} = \mathbf{4}$$

$$\text{Velocidade Linear} = \mathbf{1170 \text{ m/min}}$$

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 \emptyset 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 - $15 \times 1,20 = 18,0$ cv - **Pot. Mínima do motor**

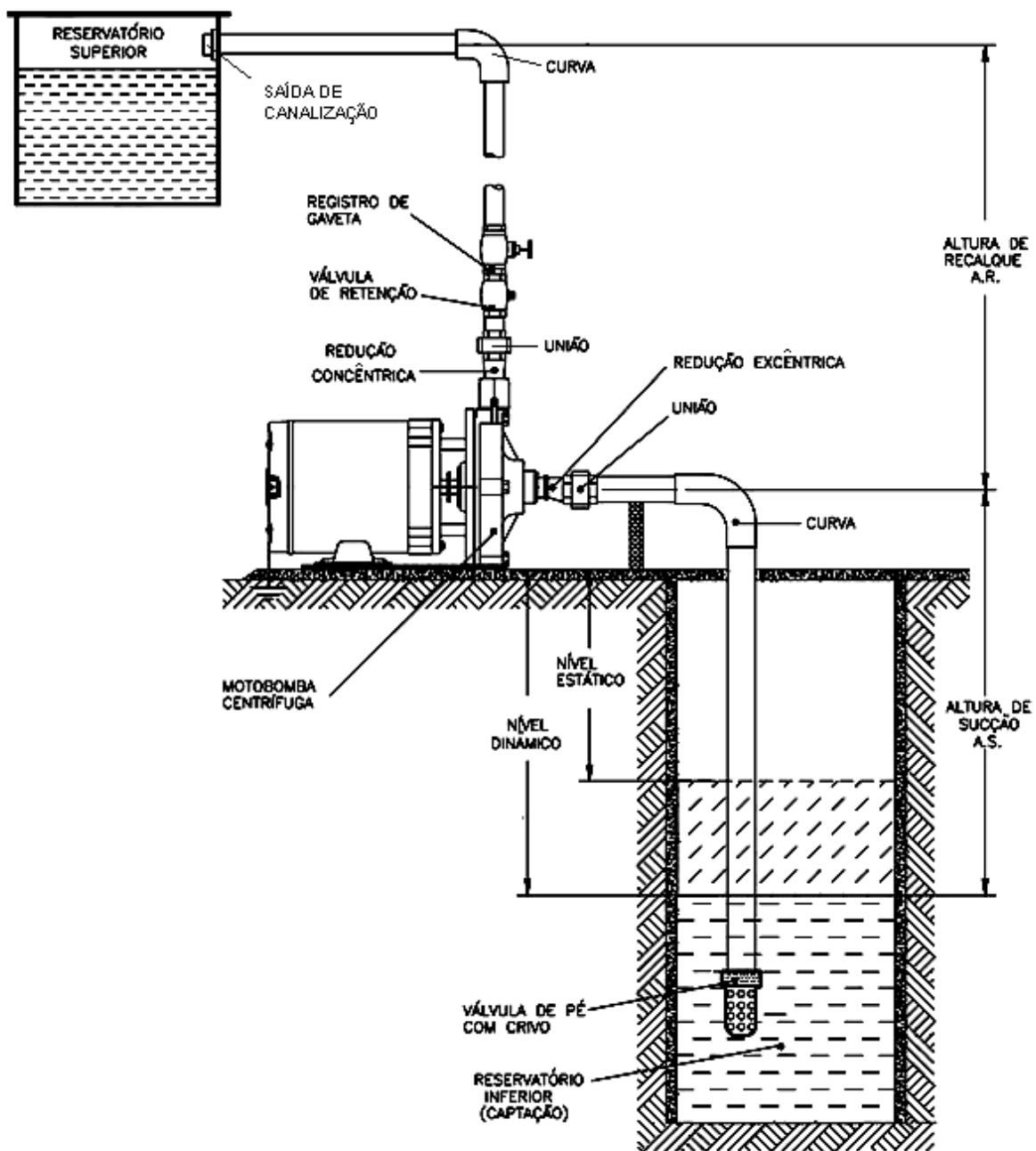
Tipo de Acionamento:

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 SUÇÃO INFERIORES A 8 METROS)



MÉTODO BÁSICO PARA SELEÇÃO DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA SCHNEIDER

(PARA ALTURA DE SUÇÃO INFERIOR A 8 mca)

- F. CRITÉRIOS:** 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 m³/h;
 - K.** Vazão requerida, em m³/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. EXEMPLO:** Baseados nestas informações podemos calcular a bomba necessária para a seguinte situação, conforme o esquema típico apresentado na página anterior:

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 40° C	Conexões e Acessórios no Recalque: 1 Reg. Gaveta; 1 Válvulas de Retenção vertical; 1 Curvas de 90°; 1 Redução concêntrica; 1 Saída de canalização; 1 União. Conexões e Acessórios na Sucção: 1 válvula de pé c/crivo; 1 curva de 90°; 1 redução excêntrica; 1 União.

P. CÁLCULO DAS PERDAS DE CARGA NO RECALQUE: Utilizando a fórmula de Bresse (ver página 17) e sabendo que $35 \text{ m}^3/\text{h} = 0,009722 \text{ m}^3/\text{s}$, teremos:

$$D = 0,9\sqrt{0,009722} = 0,08874\text{m} = 88,74\text{mm} \cong 3''$$

Cálculo do diâmetro interno: Da tabela de fabricantes de tubos (página 49), temos:

Para: $D_{\text{int}} = 3''$, a espessura do tubo vale 4,8mm, assim:

$$D_{\text{int}} = (3 \times 25,4\text{mm}) - (2 \times 4,8\text{mm}) = 66,6 \text{ mm}$$

Teste da velocidade (ver página 18):

$$V = (4 \times Q) \div (\pi \times D_{\text{int}}^2) = (4 \times 0,009722) \div (\pi \times 0,0666^2) = 2,791\text{m/s} < 3,0 \text{ m/s (limite para o recalque)}$$

Assim, verificamos que o tubo mais adequado para $35 \text{ m}^3/\text{h}$ é o de 3'', por apresentar velocidade de escoamento compatível (melhor relação custo x benefício). 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 90° de PVC, 3''	= 1,50 m
1 Redução de metal, 3''	= 0,78 m
Comprimento da tubulação de recalque de PVC, 3''	= <u>260,0 m</u>
Comprimento Total	= 276,33 m

Pela Tabela 6, para $35 \text{ m}^3/\text{h}$, tubo $\varnothing 3''$ (PVC), temos um coeficiente = 4,0%, sendo:

$$\text{hfr} = 266,33 \times 4,0\% = 11,0532 \text{ metros}$$

Q. CÁLCULO DAS PERDAS DE CARGA NA SUÇÇÃO: 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 90° 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''	= <u>5,0 m</u>
Comprimento Total	= 30,7 metros

Pela Tabela 6, para $35 \text{ m}^3/\text{h}$, tubo $\varnothing 4''$, temos um coeficiente = 1,2%, sendo:

$$\text{hfs} = 30,7 \times 1,2\% = 0,3684 \text{ metros}$$

R. CÁLCULO DA ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL (AMT)

$$\text{AMT} = \text{AS} + \text{AR} + \text{hfr} + \text{hfs} = 0,5 + 30 + 11,0532 + 0,3684 \Rightarrow \text{AMT} = 41,92 \text{ mca}$$

S. CÁLCULO DO NPSHd: Sabendo-se que: $NPSHd = H_o - H_v - AS - hfs$

Onde:

$H_o = 9,79$ m (Tabela 1); $AS = 0,5$ m (dado);
 $H_v = 0,753$ m (Tabela 2); $hfs = 0,3684$ mca (calculado).

$NPSHd = 9,79 - 0,753 - 0,5 - 0,3684 \Rightarrow NPSHd = 8,169$ mca

T. CÁLCULO DA POTÊNCIA NECESSÁRIA AO MOTOR

Sabendo-se que: $PM = \frac{Q \times AMT \times 0,37}{\eta}$

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

Teremos:

$PM = \frac{35 \times 41,92 \times 0,37}{60} = 9,048$ cv

U. DETERMINAÇÃO DO PONTO DE FUNCIONAMENTO DA BOMBA - PF

Equação da curva do sistema (CS):

$H_s = (AS+AR) + k.(Q_s)^2$,

onde: $k = (hfs+hfr)/Q^2 = (0,3684+11,0532)/35^2 = 0,009323755$

Então:

$H_s = (0,5+30) + 0,009323755.Q_s^2 \Rightarrow H_s = 30,5 + 0,009323755.Q_s^2$

Q_s	$H_s = 30,5 + 0,009323755.Q_s^2$
32 m ³ /h	$H_s = 30,5 + 0,009323755.32^2 = 40,05$ mca \cong 40 mca
35 m ³ /h	$H_s = 30,5 + 0,009323755.35^2 = 41,92$ mca \cong 42 mca
38 m ³ /h	$H_s = 30,5 + 0,009323755.38^2 = 43,96$ mca \cong 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 $NPSH_d > NPSH_r + 1,5$ mca (ver página 18) $\Rightarrow 8,169$ mca $>$ (4,8 + 1,5) mca, conclui-se que a bomba não irá cavitatar.

CURVAS CARACTERÍSTICAS



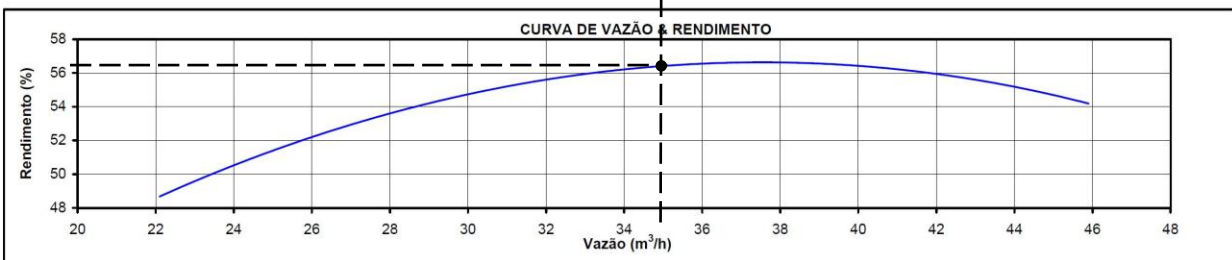
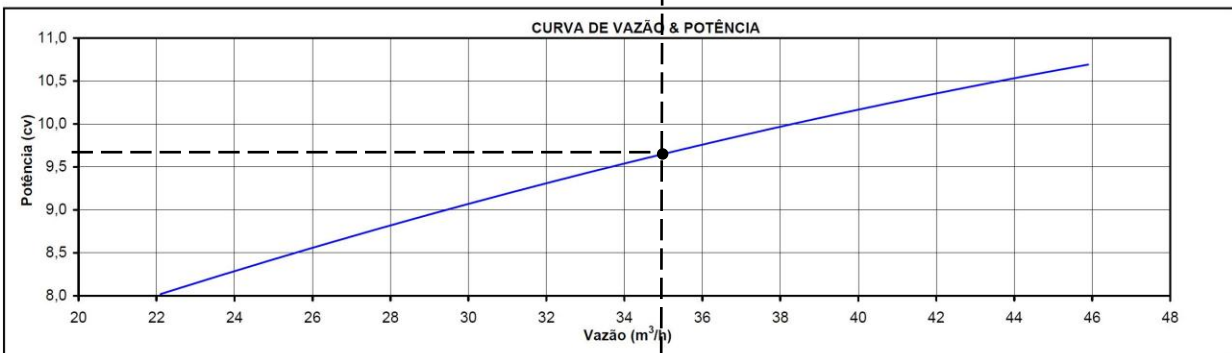
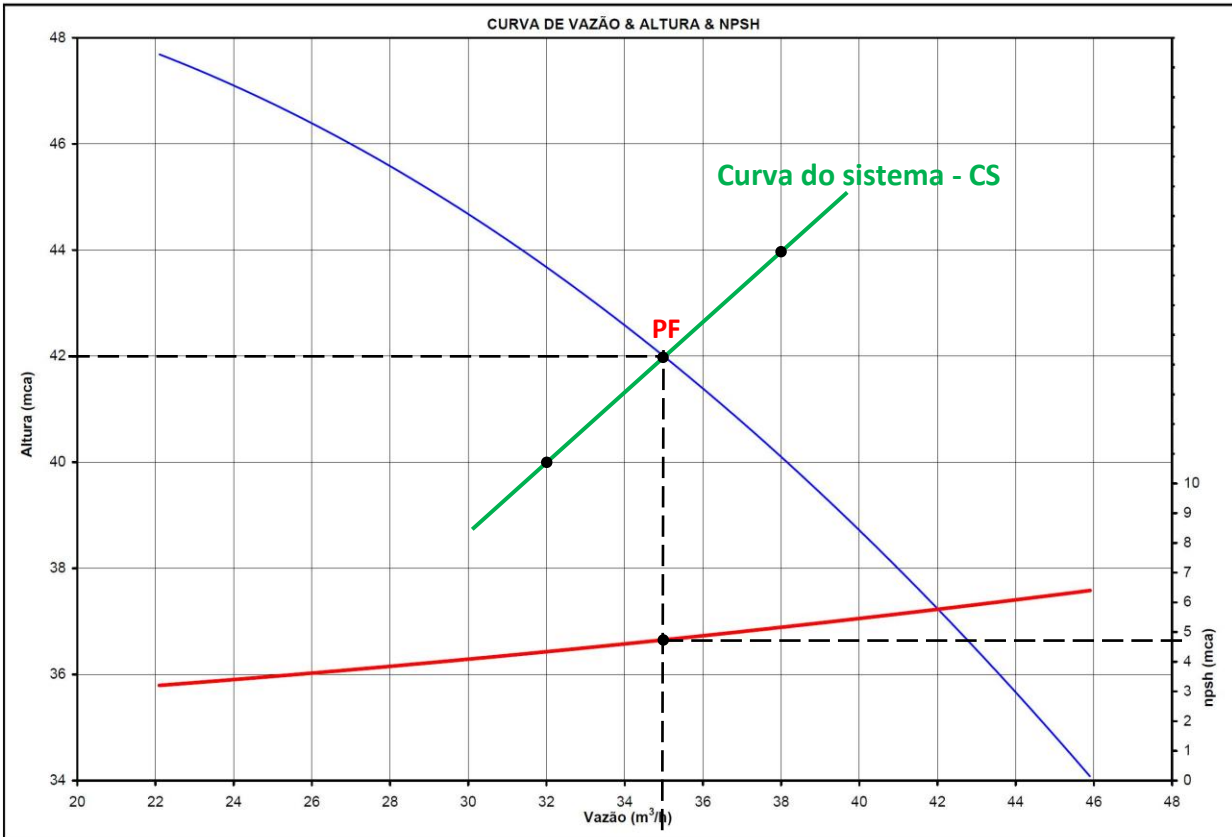
MODELO: BC-22 R 1 1/2

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 $\pm 5\%$ e são válidos para sucção de 0 mca e água a 25°C ao nível do mar.

INSTRUÇÕES GERAIS PARA INSTALAÇÃO E USO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

1. 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 70°C**, deverão possuir vedação com **Selo Mecânico em VITON e Rotor em BRONZE.**

2. 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 mm².

3. INSTRUÇÕES PARA ACIONAMENTO DA BOMBA

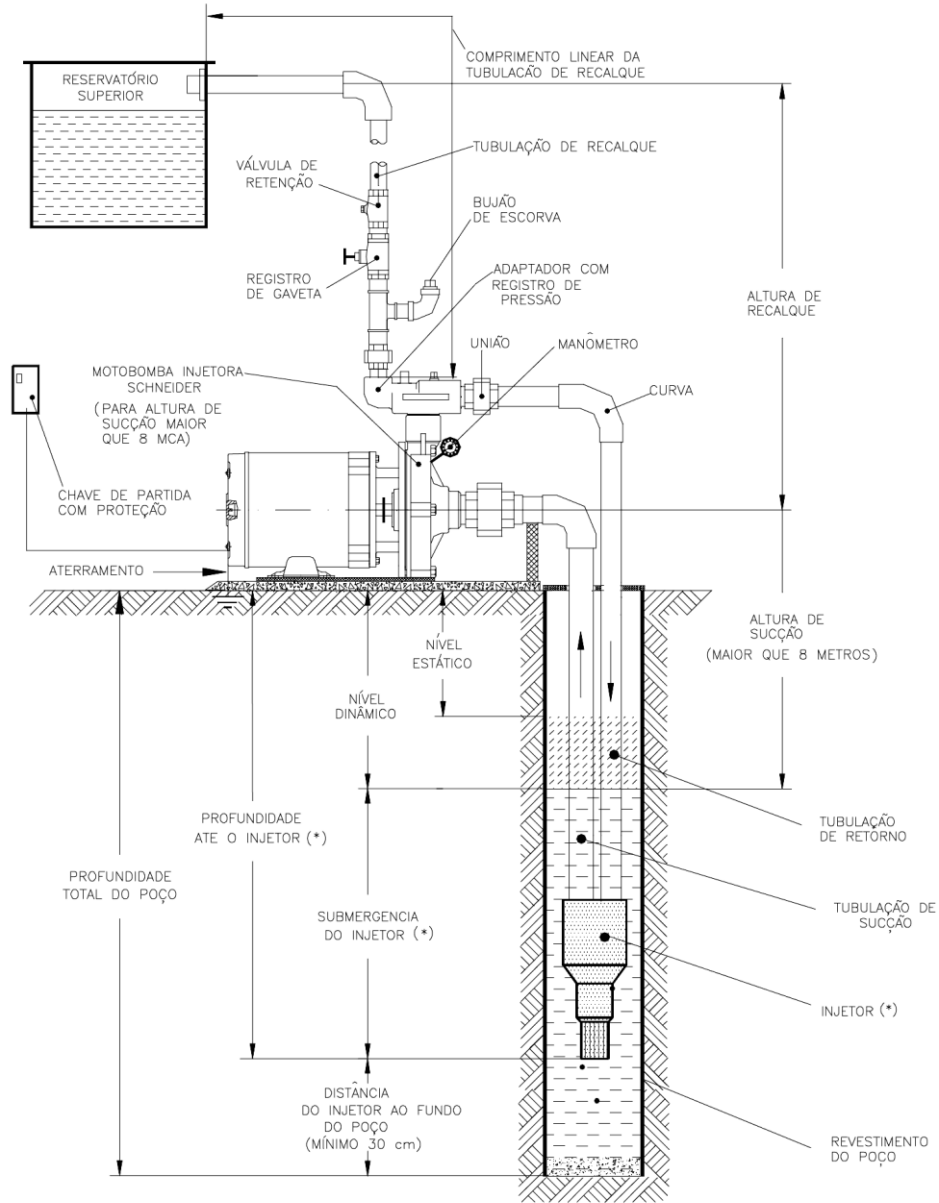
- A. Antes de conectar a tubulação de recalque à bomba, faça a escorva da mesma, preenchendo com água todo o corpo e a tubulação de sucção, eliminando-se o ar existente em seu interior.
- Nunca deixe uma bomba operando sem água no seu interior;**
- B. Complete a instalação hidráulica de recalque;
- C. 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.

3.1 BOMBAS MANCALIZADAS

- A. Os mancais utilizados nas bombas **SCHNEIDER** possuem lubrificação a graxa ou a óleo, dependendo do modelo. Tratando-se de mancais a graxa, para cargas de trabalho de até 8 horas diárias, os rolamentos destes mancais devem ser lubrificados com, no máximo, 3000 horas de uso efetivo ou 1 ano, o que ocorrer primeiro. Para uso diário maior (12 a 18 horas), as relubrificações serão em intervalos 20% menores. Utilizar graxa, preferencialmente, a base de sabão de Lítio, com ponto de gota superior a 120° C.
- Nos mancais lubrificados a óleo, para uso diário de até 16 horas de trabalho a primeira troca deverá ser realizada após 300 horas de uso efetivo e a segunda, após 2000 horas de uso efetivo. A partir daí, a troca deverá ser feita sempre a cada 6000 horas ou 1 ano, o que ocorrer primeiro. Para uso diário contínuo, os intervalos para troca devem ser 30% menores.

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

**ESQUEMA TÍPICO DE INSTALAÇÃO EM UM POÇO DE UMA
MOTOBOMBA CENTRÍFUGA INJETORA SCHNEIDER
(PARA ALTURAS DE SUÇÃO SUPERIORES A 8 METROS)**



(*) CONDIÇÕES DE INSTALAÇÃO DOS INJETORES SCHNEIDER

TIPO DO INJETOR	PROFUNDIDADE MÁX. DE INSTALAÇÃO (m) DA BEIRA DO POÇO AO INJETOR	SUBMERGÊNCIAS (m)		DIÂMETRO EXTERNO DOS INJETORES(mm)
		IDEAL	MÍNIMA	
I0	20	10	2	71
I1	34	10	2	92
I2	45	10	2	102

MÉTODO BÁSICO PARA SELEÇÃO DE UMA MOTOBOMBA CENTRÍFUGA INJETORA SCHNEIDER

(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 m³/h;
- Vazão requerida, em m³/h;

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:

- 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 m ³ /h;
Vazão Requerida	= 1,5 m ³ /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 90°, 2 curvas de 45°, 1 válvula de retenção vertical.	

A. CÁLCULO DA PROFUNDIDADE ATÉ O INJETOR: Para que uma bomba centrífuga injetora ofereça as vazões indicadas em suas respectivas tabelas de seleção **SCHNEIDER**, 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, conseqüentemente, menor a vazão da bomba.
Assim, as profundidades até o Injetor indicadas na **Tabela de Seleção SCHNEIDER**, 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 90°, PVC, 1" - 3 x 0,6	= 1,8m
2 Curvas de 45°, PVC, 1" - 2 x 0,4	= 0,8m
1 Válvula de Retenção Vertical, Metal, 1"	= 3,2 m
Comprimento Linear do Recalque, PVC, 1"	= <u>100,0 m</u>

Comprimento Total = 105,8 metros

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

$$hfr = 105,8 \times 4,0\% = 4,23 \text{ m}$$

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 m ³ /h x 20 mca	1,5 m ³ /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 submersão do injetor, inferior a 10 metros, menor será a vazão da bomba. Esta perda de vazão, por metro inferior a submersão 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.

RESUMO GERAL DA MOTOBOMBA SELECIONADA

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

MODELO	PROFUNDIDADE ATÉ O INJETOR (m)														
	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, À T° DE 25° C															
Ex.3	3,70	3,40	3,10	2,80	2,30	1,90	1,50								

Obs.:

- Vazões obtidas com 10 metros de submersão do injetor;
- Para cada metro inferior à submersão 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 para as Bombas Injetoras SCHNEIDER, somente serão plenamente obtidas quando as mesmas estiverem corretamente instaladas elétrica e hidráulicamente, e cujo injetor esteja submerso 10 metros abaixo do nível dinâmico do reservatório, livre de obstruções.

TABELA 6

<p align="center">PERDAS DE CARGA EM TUBULAÇÕES PLÁSTICAS (*), EM METROS POR CADA 100 METROS (%), DE TUBOS NOVOS</p>												
VAZÃO			DIÂMETRO NOMINAL – Pol e mm									
m ³ / Hora	Litros/ Hora	Litros/ Seg.	3/4” 25	1” 32	1 1/4” 40	1 1/2” 50	2” 60	2 1/2” 75	3” 85	4” 110	5” 140	6” 160
0,5	500	0,138	1,72	0,60	0,18							
1,0	1000	0,277	5,79	2,00	0,62	0,20	0,07					
1,5	1500	0,416	11,80	4,00	1,25	0,45	0,15					
2,0	2000	0,555	19,50	6,80	2,10	0,70	0,25	0,06				
2,5	2500	0,694	28,80	10,00	3,10	1,10	0,37	0,09				
3,0	3000	0,833	39,60	13,70	4,20	1,50	0,50	0,13	0,04			
3,5	3500	0,972	52,00	18,00	5,50	1,95	0,68	0,17	0,07			
4,0	4000	1,111	65,50	22,70	7,00	2,50	0,85	0,21	0,09			
4,5	4500	1,250	80,50	27,90	8,60	3,00	1,00	0,26	0,11			
5,0	5000	1,388	97,00	33,50	10,40	3,60	1,25	0,31	0,13			
5,5	5500	1,527		39,60	12,30	4,30	1,50	0,37	0,15			
6,0	6000	1,666		46,20	14,30	5,00	1,70	0,43	0,18	0,05		
6,5	6500	1,805		53,10	16,50	5,70	2,00	0,49	0,21	0,06		
7,0	7000	1,944		60,50	18,70	6,50	2,30	0,56	0,24	0,07		
7,5	7500	2,083		68,30	21,20	7,30	2,60	0,63	0,27	0,08		
8,0	8000	2,222		76,40	23,60	8,20	2,90	0,70	0,31	0,09		
8,5	8500	2,361		85,00	26,30	9,10	3,20	0,78	0,34	0,10		
9,0	9000	2,500		94,00	29,00	10,00	3,50	0,87	0,38	0,11	0,02	
9,5	9500	2,638			32,00	11,00	3,90	0,96	0,41	0,12	0,03	0,02
10,0	10000	2,777			35,00	12,10	4,20	1,05	0,45	0,13	0,04	0,03
12,0	12000	3,333			48,00	16,80	5,80	1,45	0,62	0,17	0,06	0,04
14,0	14000	3,888			63,00	22,00	7,60	1,90	0,80	0,23	0,08	0,06
16,0	16000	4,444			80,00	28,00	9,50	2,40	1,00	0,28	0,10	0,07
18,0	18000	5,000			98,00	34,00	12,00	3,00	1,25	0,35	0,12	0,08
20,0	20000	5,555				41,00	14,20	3,60	1,50	0,42	0,15	0,10
25,0	25000	6,944				60,00	21,00	5,20	2,20	0,62	0,23	0,17
30,0	30000	8,333				83,00	29,00	7,20	3,00	0,85	0,30	0,20
35,0	35000	9,722				100,00	38,00	9,40	4,00	1,20	0,40	0,28
40,0	40000	11,111					48,00	12,00	5,10	1,45	0,50	0,34
45,0	45000	12,500						14,50	6,30	1,80	0,60	0,40
50,0	50000	13,888						18,00	7,50	2,10	0,70	0,46
55,0	55000	15,277						21,00	9,00	2,50	0,90	0,55
60,0	60000	16,666						24,00	10,50	2,90	1,00	0,65
70,0	70000	19,444						32,00	13,60	3,80	1,35	1,00
80,0	80000	22,222						40,00	17,20	4,80	1,70	1,20
90,0	90000	25,000						49,00	21,00	5,90	2,10	1,50
100,0	100000	27,777						69,00	25,50	7,00	2,50	1,80
120,0	120000	33,333						81,00	35,00	10,00	3,50	2,40
140,0	140000	38,888								19,35	6,00	3,10
160,0	160000	44,444									7,25	3,85
180,0	180000	50,000									9,00	4,70
200,0	200000	55,555									10,00	5,50

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 fluido bombeado deve ser inferior a 2,0 m/s.

TABELA 7

COMPRIMENTOS EQUIVALENTES EM METROS DE TUBOS, PARA CONEXÕES PLÁSTICAS										
TIPO DE CONEXÃO	DIÂMETRO EM Pol E mm									
	¾"-25	1"-32	1¼"-40	1½"-50	2"-60	2½"-75	3"-85	4"-110	5"-140	6"-160
Curva 90° Raio longo	0,5	0,6	0,7	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,9	2,5
Curva 45°	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,9
Joelho 90°	1,2	1,5	2,0	3,2	3,4	3,7	3,9	4,3	4,9	6,0
Joelho 45°	0,5	0,7	1,0	1,3	1,5	1,7	1,8	1,9	2,5	3,2
Luva de Redução	0,15	0,2	0,3	0,4	0,7	0,78	0,85	0,95	1,2	2,1
Válvula de Pé c/crivo	9,5	13,3	15,5	18,3	23,7	25,0	26,8	28,8	37,4	45,3

(*) 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.

TABELA 8

PERDAS DE CARGA EM TUBULAÇÕES METÁLICAS (*), EM METROS POR CADA 100 METROS (%), DE TUBOS NOVOS													
VAZÃO			DIÂMETRO NOMINAL (Pol)										
m³/ Hora	Litros/ Hora	Litros/ Seg.	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	6"	8"
0,5	500	0,138	2,0	0,7	0,2								
1,0	1000	0,277	7,5	2,7	0,75	0,22	0,08						
1,5	1500	0,416	16,0	6,0	1,6	0,5	0,17						
2,0	2000	0,555	27,0	10,0	2,7	0,8	0,28	0,07					
2,5	2500	0,694	35,0	16,0	4,5	1,4	0,4	0,12					
3,0	3000	0,833	58,0	21,5	6,0	1,8	0,6	0,16	0,05				
3,5	3500	0,972	80,0	26,0	8,0	2,4	0,8	0,22	0,08				
4,0	4000	1,111	100,0	37,0	10,0	3,0	1,05	0,27	0,10				
4,5	4500	1,250		45,0	12,0	3,7	1,30	0,32	0,12				
5,0	5000	1,388		55,0	15,5	4,7	1,60	0,42	0,15				
5,5	5500	1,527		65,0	18,0	5,5	2,00	0,50	0,17				
6,0	6000	1,666		80,0	22,0	6,6	2,20	0,60	0,20	0,07			
6,5	6500	1,805		95,0	25,0	7,5	2,40	0,70	0,26	0,08			
7,0	7000	1,944			29,0	8,3	3,00	0,80	0,28	0,10			
7,5	7500	2,083			35,0	11,0	3,50	0,90	0,30	0,12			
8,0	8000	2,222			37,0	11,5	3,90	1,00	0,35	0,13			
8,5	8500	2,361			38,0	13,0	4,50	1,20	0,40	0,16			
9,0	9000	2,500			40,0	14,0	4,80	1,25	0,45	0,18			
9,5	9500	2,638			50,0	15,0	5,10	1,40	0,47	0,19			
10,0	10000	2,777			56,0	17,0	5,70	1,50	0,50	0,20	0,06		
12,0	12000	3,333			80,0	24,0	8,00	2,20	0,80	0,28	0,09		
14,0	14000	3,888			100,0	35,0	11,50	3,00	1,00	0,31	0,12	0,06	
16,0	16000	4,444				40,0	14,00	3,70	1,20	0,40	0,14	0,07	
18,0	18000	5,000				52,0	17,00	4,50	1,80	0,45	0,17	0,08	
20,0	20000	5,555				63,0	21,50	5,70	2,00	0,70	0,23	0,10	
25,0	25000	6,944				95,0	33,00	8,50	3,00	1,10	0,35	0,15	
30,0	30000	8,333					45,00	12,00	4,20	1,50	0,50	0,21	0,05
35,0	35000	9,722					61,00	16,00	5,70	2,00	0,65	0,27	0,07
40,0	40000	11,111					78,00	20,50	7,00	2,50	0,80	0,35	0,09
45,0	45000	12,500						26,00	9,00	3,10	1,00	0,44	0,11
50,0	50000	13,888						32,00	11,00	3,80	1,25	0,53	0,13
55,0	55000	15,277						41,00	13,00	4,30	1,60	0,62	0,16
60,0	60000	16,666						45,00	16,00	5,50	1,80	0,74	0,18
70,0	70000	19,444						60,00	21,00	7,20	2,40	0,99	0,24
80,0	80000	22,222						76,00	26,50	9,20	3,10	1,26	0,31
90,0	90000	25,000							34,00	12,00	3,80	1,57	0,39
100,0	100000	27,777							40,00	14,00	4,70	1,91	0,47
120,0	120000	33,333							58,00	20,00	6,60	2,70	0,67
140,0	140000	38,888								29,34	8,65	3,56	0,88
160,0	160000	44,444									11,07	4,56	1,12
180,0	180000	50,000									13,77	5,67	1,40
200,0	200000	55,555										6,89	1,70

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 fluido bombeado deve ser inferior a 2,0 m/s

TABELA 9

COMPRIMENTO EQUIVALENTES EM METROS DE TUBOS, PARA CONEXÕES METÁLICAS									
DIÂMETRO	TIPO DE CONEXÃO								
(Pol)	Curva 90° Raio longo	Curva 45°	Joelho 90°	Joelho 45°	Luva de Redução	Registro de Gaveta	Válvula de Pé c/crivo	Válvula de Ret. Horizontal	Válvula de Ret. Vertical
3/4"	0,4	0,2	0,7	0,3	0,12	0,2	5,6	1,6	2,4
1"	0,5	0,3	0,8	0,4	0,16	0,2	7,3	2,1	3,2
1 1/4"	0,6	0,4	1,1	0,5	0,29	0,3	10,0	2,7	4,0
1 1/2"	0,7	0,5	1,3	0,6	0,38	0,3	11,6	3,2	4,8
2"	0,9	0,6	1,7	0,8	0,64	0,4	14,0	4,2	6,4
2 1/2"	1,0	0,7	2,0	0,9	0,71	0,4	17,0	5,2	8,1
3"	1,3	0,8	2,5	1,2	0,78	0,5	22,0	6,3	9,7
4"	1,6	0,9	3,4	1,5	0,90	0,7	23,0	6,4	12,9
5"	2,1	1,1	4,2	1,9	1,07	0,9	30,0	10,4	16,1
6"	2,7	1,2	6,4	2,5	2,20	1,1	42,0	12,5	19,3
8"	3,4	1,4	7,9	3,3	3,35	1,4	56,0	1,60	25,0

(*) Ferro galvanizado, ferro fundido, alumínio ou aço carbono.

- Valores de acordo com a NBR – 92/80;
- Para tubos e conexões usados, acrescentar 3% aos valores acima, por cada ano de uso.

TABELA 10

BITOLAS DE FIOS CONDUTORES DE COBRE, PARA LIGAÇÃO DE MOTORES ELÉTRICOS MONOFÁSICOS, ADMITINDO QUEDA MÁXIMA DE TENSÃO DE 5%																	
TENSÃO DA REDE (Volts)	POTÊNCIA DO MOTOR (cv)	DISTÂNCIA DO MOTOR AO QUADRO GERAL DE DISTRIBUIÇÃO (METROS)															
		10	20	30	40	50	75	100	150	200	250	300	350	400	450	600	600
		BITOLA DO FIO (mm ²)															
110	1/6, 1/4	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4,0	4,0	6,0	6,0	10,0	10,0	16,0	16,0	25,0	25,0
	1/3, 1/2	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	6	10	16	16	25	25	50	50	70,0
	3/4, 1,0	2,5	2,5	2,5	4	6	6	10	16	16	25	25	50	50	70	70	95
	1,5	2,5	2,5	4	4	6	10	10	16	25	50	50	70	95	95	120	120
	2,0	2,5	2,5	4	6	6	10	16	25	50	50	75	95	120	150	150	185
	3,0	2,5	4	6	6	10	16	25	50	75	75	95	120	120	185	240	240
220	1/6, 1/4	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	6	6	10	16	25	
	1/3, 1/2	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	6	6	10	10	16	25	25
	3/4, 1,0	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	6	6	10	10	16	16	25	25	50
	1,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	6	10	10	16	16	25	25	50	75
	2,0	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	6	10	10	16	16	25	25	50	75	75
	3,0	2,5	2,5	2,5	4	4	6	10	16	25	50	50	75	75	120	120	150
	4,0	2,5	2,5	4	4	6	10	10	16	25	50	50	70	95	95	120	120
	5,0	2,5	2,5	4	6	6	10	16	25	25	50	70	70	95	120	120	150
	7,5	2,5	4	6	6	10	16	16	25	50	50	70	95	120	120	150	185
	10,0	4,0	6	10	10	16	25	50	50	70	95	95	120	150	150	185	185
12,5	6,0	10	10	16	25	50	50	70	95	120	120	150	185	185	-	-	
440	4,0	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	10	10	16	16	25	25	25	50	50
	5,0	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	10	10	16	25	25	50	50	75	95	95
	7,5	2,5	2,5	2,5	4	6	10	10	16	25	50	50	75	75	95	95	120
	10,0	2,5	4	4	6	10	16	25	50	75	75	95	95	120	120	150	150
	12,5	4	6	6	16	16	25	50	50	75	95	120	120	150	150	185	185

TABELA 11

BITOLAS DE FIOS CONDUTORES DE COBRE, PARA LIGAÇÃO DE MOTORES ELÉTRICOS TRIFÁSICOS, ADMITINDO QUEDA MÁXIMA DE TENSÃO DE 5%																		
TENSÃO DA REDE (Volts)	POTÊNCIA DO MOTOR (cv)	DISTÂNCIA DO MOTOR AO QUADRO GERAL DE DISTRIBUIÇÃO (METROS)																
		10	20	30	40	50	75	100	150	200	250	300	350	400	450	600	600	
		BITOLA DO FIO (mm ²)																
220	1/3, 1/2	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	4	4	4	
	3/4, 1,0	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	4	4	6	
	1,5 2,0	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	6	6	6	10	10
	3,0	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	6	10	10	10	10	10	16
	4,0	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	10	10	10	10	16	16	25	25
	5,0	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	6	10	10	16	16	16	16	25	25
	7,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	6	10	10	16	16	25	25	50	50	70	70
	10,0	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	6	10	16	16	25	25	50	75	95	95	95
	12,5	2,5	2,5	2,5	4	6	6	10	10	16	25	25	50	75	95	95	95	120
	15,0	2,5	2,5	4	6	6	10	10	16	25	50	50	75	95	120	120	150	150
	20,0	2,5	4	6	6	10	10	16	25	50	50	75	95	120	120	150	150	150
	25,0	4	6	10	10	16	16	25	50	50	75	95	95	120	150	150	-	-
	30,0	6	6	10	16	16	25	50	50	75	95	95	120	150	150	-	-	-
	40,0	6	10	16	25	25	50	50	75	95	95	120	150	150	-	-	-	-
50,0	10	10	16	25	50	75	95	95	120	120	150	150	-	-	-	-	-	
380	1/3, 1/2	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	
	3/4, 1,0	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	4	
	1,5 2,0	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	4	4	4	6	
	3,0	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	4	4	6	6	6	10	
	4,0	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	4	4	6	6	6	10	10	
	5,0	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	4	4	6	6	6	10	10	10	
	7,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	4	4	6	6	6	10	10	10	16	
	10,0	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	4	4	6	6	6	6	10	10	16	16	
	12,5	2,5	2,5	2,5	4	4	4	4	6	6	6	6	10	10	16	16	16	
	15,0	2,5	2,5	4	4	4	4	6	6	6	6	10	10	16	16	25	25	
	20,0	2,5	4	4	4	6	6	6	10	10	10	16	16	16	25	25	50	
	25,0	4	4	4	4	6	6	6	10	10	16	16	16	25	25	25	50	
	30,0	4	4	6	6	10	10	10	16	16	16	25	25	25	50	50	70	
	40,0	4	6	6	10	10	16	16	16	25	25	25	50	50	50	70	95	
50,0	6	6	10	10	16	16	25	25	25	50	50	50	70	70	95	95		

OBS.: - PARA MOTORES MONO OU BIFÁSICO ADEQUADOS A OPERAR EM REDES DE 127, 254 OU 508 VOLTS, UTILIZAR FIOS COM UMA BITOLA ACIMA DA INDICADA, BASEANDO-SE NA TABELA COM A TENSÃO MAIS PRÓXIMA X POTÊNCIA X DISTÂNCIA CORRESPONDENTE;

- PARA MOTORES TRIFÁSICOS COM TENSÕES DIFERENTES DAS ACIMA ESPECIFICADAS, DEVERÁ SER CONSULTADA A CONCESSIONÁRIA DE ENERGIA LOCAL, PARA OBTER A BITOLA DE FIO ADEQUADA PARA CADA APLICAÇÃO.

TABELA 12

ESTIMATIVA DE CONSUMO EM LITROS / DIA			
EDIFICAÇÃO	CONSUMO	EDIFICAÇÃO	CONSUMO
Alojamentos provisórios	80 p/ pessoas	Jardins	1,5 / m ² de área
Apartamentos	200 p/ pessoas	Lavanderias	30 p/ quilo de roupa seca
Ambulatórios	25 p/pessoa	Mercados	5 / m ² de área
Cinemas	2 p/ lugar	Matadouros animais pequenos	150 p/ cabeça
Creches	50 p/ pessoa	Matadouros animais grandes	200 p/ cabeça
Cavalariças	100 p/ cavalo	Orfanatos e similares	150 p/ pessoa
Escolas	100 p/ pessoa	Quartéis	150 p/ pessoa
Edifícios públicos ou Comerciais	50 p/ pessoa	Restaurantes e Similares	25 p/ refeição
Escritórios	50 p/ pessoa	Residências populares ou rurais	120 p/ pessoa
Garagens	50 p/ automóvel	Residências urbanas	200 p/ pessoa
Ginásios esportivos	4 p/ lugar	Templos, teatros	2 p/ lugar
Hotéis c/cozinha e lavanderia	200 p/ pessoa		

TABELA 13

TABELA DE DEFEITOS MAIS COMUNS EM INSTALAÇÕES DE BOMBAS E MOTOBOMBAS, E SUAS CAUSAS MAIS PROVÁVEIS

**Bomba funciona, mas não há recalque
Vazão e/ou pressão nulas ou insuficientes**

- ✚ A tubulação de sucção e a bomba não estão completamente cheias de água;
- ✚ Profundidade de sucção elevada (maior que 8 metros p/ centrífugas normais);
- ✚ Entrada de ar pela tubulação de sucção;
- ✚ Válvula de pé presa, parcial ou totalmente entupida, ou sub-dimensionada;
- ✚ Motor com sentido de rotação invertido;
- ✚ Altura de recalque maior que aquela para a qual a bomba foi indicada;
- ✚ Tubos de sucção e recalque de pequeno diâmetro (excesso de pressão com pouca vazão);
- ✚ Rotor da bomba furado ou entupido;
- ✚ Junta defeituosa provocando entrada de ar;
- ✚ Corpo da bomba furado ou entupido;
- ✚ Selo mecânico com vazamento;
- ✚ Viscosidade do fluido diferente da indicada.

Bomba perde escorvamento após a partida deixa gradativamente de puxar

- ✚ Profundidade de sucção elevada (maior que 8 metros para bombas centrífugas normais);
- ✚ Entrada de ar pela tubulação de sucção ou pela válvula de pé (nível de água muito baixo);
- ✚ Retorno da água da tubulação de recalque que cai sobre ou próxima a tubulação de sucção (circuito fechado - formação de bolhas de ar na sucção);
- ✚ Selo mecânico com vazamento;
- ✚ Excesso de vazão e pouca pressão (velocidade de água) no bico injetor (Bombas Injetoras).

Bomba com corpo super aquecido

- ✚ A canalização de sucção e a bomba estão vazias ou com pouca água (perda da escorva);
- ✚ Eixos desalinhados (bombas mancalizadas);
- ✚ Rotor raspando na carcaça;
- ✚ Mancais ou rolamentos defeituosos;
- ✚ Motor com sentido de rotação invertido;
- ✚ Altura de recalque maior que aquela para a qual a bomba foi indicada;
- ✚ Canalização de recalque entupida.

Mancal com corpo super aquecido

- ✚ Rolamentos com falta ou excesso de lubrificação;
- ✚ Lubrificante inadequado ou com excesso de uso;
- ✚ Eixo torto ou desalinhado;
- ✚ Rolamentos montados com excesso de pressão (interferência);
- ✚ Rotação de uso acima da especificada em projeto.

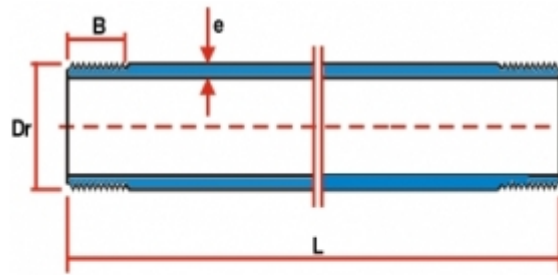
Motor elétrico não gira

- ✚ Eixo empenado ou preso;
- ✚ Energia elétrica deficiente (queda da voltagem ou ligação inadequada);
- ✚ Rotor raspando na carcaça;
- ✚ Mancais ou rolamentos defeituosos ou sem lubrificação;
- ✚ Motor em curto ou queimado;

Motor elétrico com super aquecimento (amperagem alta)

- ✚ Em bombas centrífugas normais, baixa pressão, excesso de vazão;
- ✚ Em bombas autoaspirantes ou periféricas, excesso de pressão, pouca vazão. Em ambos os casos as bombas estão trabalhando fora da faixa de aplicação das curvas características;
- ✚ Fios de instalação do motor elétrico muito finos;
- ✚ Energia elétrica deficiente (queda da voltagem ou ligação inadequada);
- ✚ Falta de lubrificação ou defeito dos rolamentos e mancais;
- ✚ Rotor preso ou raspando na carcaça;
- ✚ Ventilação do motor está bloqueada ou é insuficiente;
- ✚ Gaxeta muito apertada;
- ✚ Eixos desalinhados ou empenados;
- ✚ Viscosidade ou peso específico do fluido diferentes dos indicados.

Tabela da tigre para tubo roscável



Bitola	Dr	B	e	L
1/2"	1/2"	13,2	2,6	6000
3/4"	3/4"	14,5	2,9	6000
1"	1"	16,8	3,5	6000
1.1/4"	1.1/4"	19,1	3,7	6000
1.1/2"	1.1/2"	19,1	4,0	6000
2"	2"	23,4	4,7	6000
2.1/2"	2.1/2"	26,7	4,7	6000
3"	3"	29,8	4,8	6000
4"	4"	35,8	5,0	6000
5"	5"	40,1	5,5	6000
6"	6"	40,1	5,0	6000