

CENTRO DE TREINAMENTO DO PRODUTO

MANUAL DE TREINAMENTO

APRESENTAÇÃO

Visando o aprimoramento de pessoal interno, bem como de nossa Rede Nacional de Distribuidores Autorizados e de nossos Clientes, a KSB Bombas Hidráulicas S/A, implementou o treinamento técnico dos profissionais com atuação na área de bombas centrífugas, válvulas e sistemas de bombeamento.

É com este enfoque que a KSB mantém um moderno Centro de Treinamento do Produto, com instalações e equipamentos apropriados, onde são ministrados cursos, palestras e treinamentos teóricos e práticos, por especialistas em cada área de atuação. Para essa finalidade, foi elaborado o presente **MANUAL DE TREINAMENTO**, que serve de base para o acompanhamento do treinamento geral ministrado.

Este trabalho foi desenvolvido por uma equipe da KSB com sólida experiência neste campo e tem como objetivo apresentar de maneira concisa e de forma clara e simples, os conceitos, informações e dados essenciais à atividade do profissional que atua com bombas centrífugas e sistemas de bombeamento, fornecendo uma base sólida para desenvolvimento e aperfeiçoamento nesta área.

Não é objetivo deste Manual, aprofundar-se em alguns temas específicos, para os quais deverá o leitor, em caso de necessidade, recorrer a literatura técnica especializada.

Para maior facilidade de utilização, o Manual foi ordenado e dividido convenientemente em módulos, que abordam os principais temas relacionados com o assunto.

Apreciaremos receber seus comentários, observações e sugestões, visando o aprimoramento do Manual, os quais analisaremos para incorporação na próxima revisão e edição.

KSB Bombas Hidráulicas S/A

Setembro 1991 (3ª Edição)

Frank Lamberto Lengsfeld

Ronaldo Duarte

Claudio Altieri

Maio 2003 (5ª Edição)

Marcos Antonio da Silva

MÓDULO 1

Princípios Básicos de Hidráulica

ÍNDICE

1	<i>Introdução</i>	07
1.1	<i>Símbolos e Denominações</i>	08
1.2	<i>Fluido</i>	10
1.2.1	Fluido Ideal	10
1.2.2	Fluido Incompressível	10
1.2.3	Líquido Perfeito	10
1.3	<i>Peso específico, massa específica, densidade</i>	11
1.3.1	Peso específico	11
1.3.2	Massa específica	11
1.3.3	Relação entre peso específico e massa específica	11
1.3.4	Densidade	12
1.4	<i>Viscosidade</i>	12
1.4.1	Lei de Newton	13
1.4.2	Viscosidade dinâmica ou absoluta	13
1.4.3	Viscosidade cinemática	13
1.4.4	Outras escalas de viscosidade	14
1.5	<i>Pressão</i>	17
1.5.1	Lei de Pascal	17
1.5.2	Teorema de Stevin	17
1.5.3	Carga de pressão/Altura de coluna de líquido	18
1.5.4	Influência do peso específico, na relação entre pressão e altura da coluna de líquido	18
1.5.5	Escalas de pressão	19
1.5.6	Pressão absoluta	19
1.5.7	Pressão atmosférica	19
1.5.8	Pressão manométrica	19
1.5.9	Relação entre pressões	20
1.5.10	Escalas de referência para medidas de pressão	20
1.5.11	Pressão de vapor	20
1.6	<i>Escoamento</i>	22
1.6.1	Regime permanente	22
1.6.2	Regime laminar	22
1.6.3	Regime turbulento	22
1.6.4	Experiência de Reynolds	22
1.6.5	Limite do número de Reynolds para tubos	23
1.7	<i>Vazão e velocidade</i>	24
1.7.1	Vazão volumétrica	24
1.7.2	Vazão mássica	24
1.7.3	Vazão em peso	24
1.7.4	Relação entre vazões	25
1.7.5	Velocidade	25
1.8	<i>Equação da continuidade</i>	26
1.9	<i>Energia</i>	27
1.9.1	Princípio da conservação de energia	27
1.9.2	Energia potencial, de posição ou geométrica	27
1.9.3	Energia de pressão	27
1.9.4	Energia cinética ou de velocidade	27

ÍNDICE

1.10	<i>Teorema de Bernouilli</i>	28
1.10.1	Adaptação do teorema de Bernouilli para líquidos reais	29
1.11	<i>Perdas de carga em tubulações</i>	30
1.11.1	Introdução	30
1.11.2	Tipos de perdas de carga	30
1.11.3	Distribuída	30
1.11.4	Localizada	30
1.11.5	Total	30
1.11.6	Fórmulas para cálculo de perda de carga distribuída	31
1.11.7	Fórmula de Flamant	31
1.11.8	Fórmula de Fair-Whipple-Hsiao	31
1.11.9	Fórmula de Hazen-Williams	32
1.11.10	Fórmula de Darcy-Weisback	35
1.11.11	Determinação do coeficiente de atrito utilizando o diagrama de Moody-Rouse	36
1.11.12	Exemplo de determinação do coeficiente de atrito por Moody	37
1.11.13	Limitações quanto ao emprego das fórmulas apresentadas	38
1.11.14	Fórmulas de perda de carga localizadas	38
1.11.15	Expressão geral	38
1.11.16	Método do comprimento equivalente	43
1.11.17	Comprimentos equivalentes a perdas localizadas	44
1.11.18	Comprimentos equivalentes a perdas localizadas	45
1.11.19	Tabelas de leitura direta	46

PRINCÍPIOS BÁSICOS DE HIDRÁULICA

1 INTRODUÇÃO

Neste módulo, abordaremos as definições básicas, as propriedades dos fluidos e os conceitos fundamentais da Mecânica dos Fluidos.

Estes temas serão abordados de forma objetiva e concisa, sem desenvolvimentos teóricos, visando facilitar o estudo do comportamento dos fluidos e sua compreensão é fundamental para o prosseguimento e entendimento dos módulos seguintes.

1.1 - Símbolos e Denominações

Denominação	Unidade	Símbolo
Altura estática	m	H _{est}
Altura geométrica	m	H _{geom}
Altura geométrica de sucção positiva	m	H _{geos (+)}
Altura geométrica de sucção negativa	m	H _{geos (-)}
Altura manométrica diferencial	m	ΔH
Altura manométrica total	m	H
Altura manométrica na vazão ótima	m	H _{ótm}
Altura manométrica na vazão zero (shut-off)	m	H ₀
Altura de sucção negativa	m	H _{s (-)}
Altura de sucção positiva	m	H _{s (+)}
Área	m ²	A
Coeficiente de fricção	-	λ (lambda)
Coeficiente para perda de carga	-	ξ (ksi)
Coeficiente de Thoma	-	σ (sigma)
Aceleração da gravidade	m/s ²	g
Densidade	-	d
Diâmetro nominal	mm	DN
Diâmetro do rotor	mm	D
Distância entre linhas de centro	m	Z _{sd}
Fator de correção para altura manométrica	-	f _H
Fator de correção para rendimento	-	f _{η}
Fator de correção para vazão	-	f _Q
Força	kgf	F
Massa	kg	m
Massa específica	kg/dm ³	δ (rô)
Momento de inércia	kg/m ²	J
Net Positive Suction Head	m	NPSH
NPSH disponível	m	NPSH _{disp}
NPSH requerido	m	NPSH _{req}
Número de Reynolds	-	Re
Perda de carga	m	H _p
Peso	kgf	G
Peso específico	kgf/dm ³	γ (gama)
Potência consumida	CV	P
Pressão absoluta	kgf/cm ²	P _{abs}
Pressão atmosférica	kgf/cm ²	P _{atm}
Pressão na descarga da bomba	kgf/cm ²	P _d
Pressão na sucção da bomba	kgf/cm ²	P _s
Pressão manométrica	kgf/cm ²	P _{man}
Pressão no reservatório de descarga	kgf/cm ²	P _{rd}
Pressão no reservatório de sucção	kgf/cm ²	P _{rs}
Pressão de vapor	kgf/cm ²	P _v
Rendimento	-	η (eta)

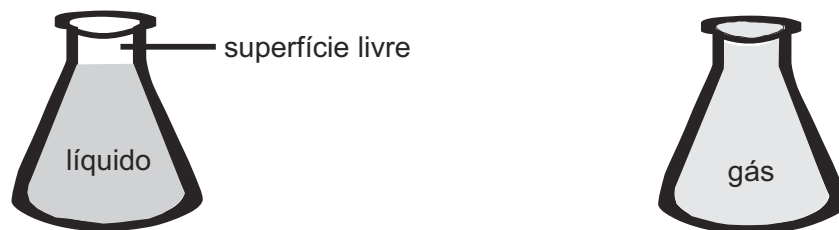
Denominação	Unidade	Símbolo
Rotação	rpm	n
Temperatura do fluido bombeado	$^{\circ}\text{C}$	t
Vazão	m^3/h	Q
Vazão no ponto de melhor rendimento	m^3/h	Qótm
Vazão diferencial	m^3/h	ΔQ
Vazão máxima	m^3/h	Qmáx
Vazão mínima	m^3/h	Qmín
Velocidade específica	rpm	nq
Velocidade específica de sucção	rpm	S
Velocidade do fluido	m/s	v
Velocidade do fluido na descarga	m/s	vd
Velocidade do fluido na sucção	m/s	vs
Velocidade do fluido no reserv. de descarga	m/s	vrđ
Velocidade do fluido no reserv. de sucção	m/s	vrs
Viscosidade cinemática	m^2/s	μ (mü)
Viscosidade dinâmica	Pa.s	ν (nü)
Volume	m^3	V

1.2 FLUIDO

Fluido é qualquer substância não sólida, capaz de escoar e assumir a forma do recipiente que o contém.

Os fluidos podem ser divididos em líquidos e gases.

De uma forma prática, podemos distinguir os líquidos dos gases da seguinte maneira: os líquidos quando colocados em um recipiente, tomam o formato deste, apresentando porém, uma superfície livre, enquanto que os gases, preenchem totalmente o recipiente, sem apresentar qualquer superfície livre.



Em nossos estudos, daremos maior destaque às características dos líquidos.

1.2.1 FLUIDO IDEAL

Fluido ideal é aquele na qual a viscosidade é nula, isto é, entre suas moléculas não se verificam forças tangenciais de atrito.

1.2.2 FLUIDO INCOMPRESSÍVEL

É aquele em que seu volume não varia em função da pressão. A maioria dos líquidos tem um comportamento muito próximo a este, podendo, na prática, serem considerados como fluidos incompressíveis.

1.2.3 LÍQUIDO PERFEITO

Em nossos estudos, consideraremos de uma forma geral os líquidos como sendo líquidos perfeitos, isto é, um fluido ideal, incompressível, perfeitamente móvel, contínuo e de propriedades homogêneas.

Outros aspectos e influências, como a viscosidade, por exemplo, serão estudados a parte.

1.3 PESO ESPECÍFICO , MASSA ESPECÍFICA, DENSIDADE

1.3.1 PESO ESPECÍFICO

O peso específico de uma substância é o peso desta substância pela unidade de volume que ela ocupa.

$$\gamma = \frac{G}{V}$$

$\gamma \rightarrow$ (gama) = peso específico

$G \rightarrow$ peso da substância

$V \rightarrow$ volume ocupado pela substância

As unidades mais usuais são: kgf/m³, kgf/dm³, N/m³ (SI), lbf/ft³.

1.3.2 MASSA ESPECÍFICA

A massa específica de uma substância é a massa dessa substância pela unidade de volume que ela ocupa.

$$\rho = \frac{m}{V}$$

$\rho \rightarrow$ (rô) = massa específica

$m \rightarrow$ massa da substância

$V \rightarrow$ volume ocupado pela substância

As unidades mais usuais são: kg/m³ (SI), kg/dm³, lb/ft³.

1.3.3 RELAÇÃO ENTRE PESO ESPECÍFICO E MASSA ESPECÍFICA

Como o peso de uma substância é o produto de sua massa pela constante aceleração da gravidade, resulta a seguinte relação entre peso específico e massa específica.

$$\gamma = \rho \cdot g$$

$\gamma \rightarrow$ (gama) = peso específico

$\rho \rightarrow$ (rô) = massa específica

$g \rightarrow$ aceleração da gravidade = 9,81 m/s²

1.3.4 DENSIDADE

Densidade de uma substância é a razão entre o peso específico ou massa específica dessa substância e o peso específico ou massa específica de uma substância de referência em condições padrão. Para substâncias em estado líquido ou sólido, a substância de referência é a água. Para substâncias em estado gasoso a substância de referência é o ar.

Adotaremos a água a temperatura de 15 °C (59 °F), ao nível do mar*, como substância de referência.

* temperatura usada como padrão pelo API (American Petroleum Institute).

$$d = \frac{\gamma_{\text{fluido}}}{\gamma_{\text{fluido padrão}}}$$

$$d = \frac{\rho_{\text{fluido}}}{\rho_{\text{fluido padrão}}}$$

Obs.: A densidade é um índice adimensional.

Em alguns ramos da indústria, pode-se encontrar a densidade expressa em graus, tais como os graus API (Indústria Petroquímica), os graus BAUMÉ (Indústria Química) e o graus BRIX (Indústria de Açúcar e Alcool).

Estes graus podem ser convertidos em densidade, através de tabelas.

IMPORTANTE: Em algumas publicações, o termo densidade, pode ser encontrado com a definição de **massa específica**.

1.4 VISCOSIDADE

É a propriedade física de um fluido que exprime sua resistência ao cisalhamento interno, isto é, a qualquer força que tenda a produzir o escoamento entre suas camadas.

A viscosidade tem uma importante influência no fenômeno do escoamento, notadamente nas perdas de pressão dos fluidos. A magnitude do efeito, depende principalmente da temperatura e da natureza do fluido. Assim, qualquer valor indicado para a viscosidade de um fluido **deve sempre informar a temperatura**, bem como a unidade que a mesma é expressa.

Notar que nos líquidos, a viscosidade diminui com o aumento da temperatura.

1.4.1 LEI DE NEWTON

Newton descobriu que em muitos fluidos, a tensão de cisalhamento é proporcional ao gradiente de velocidade, chegando a seguinte formulação:

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy}$$

$\tau \rightarrow$ tensão de cisalhamento

$\mu \rightarrow$ coeficiente de proporcionalidade

$\frac{dv}{dy} \rightarrow$ gradiente de velocidade

Os fluidos que obedecem esta lei, são os chamados fluidos Newtonianos e os que não obedecem são os chamados não Newtonianos.

A maioria dos fluidos que são de nosso interesse, tais como água, vários óleos, etc; comportam-se de forma a obedecer esta lei.

1.4.2 VISCOSIDADE DINÂMICA OU ABSOLUTA

A viscosidade dinâmica ou absoluta exprime a medida das forças internas de atrito do fluido e é justamente o coeficiente de proporcionalidade entre a tensão de cisalhamento e o gradiente de velocidade da Lei de Newton.

O símbolo normalmente utilizado para indicá-la é a letra " μ " (mü).

As unidades mais usuais são o centiPoise (cP), o Poise ($98,1P = 1 \text{ kgf.s/m}^2$); o Pascal segundo ($1 \text{ Pa.s} = 1 \text{ N.s/m}^2$) (SI).

1.4.3 VISCOSIDADE CINEMÁTICA

É definida como o quociente entre a viscosidade dinâmica e a massa específica, ou seja :

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

$\nu \rightarrow$ viscosidade cinemática

$\mu \rightarrow$ viscosidade dinâmica

$\rho \rightarrow$ massa específica

O símbolo normalmente utilizado para indicá-la é letra " ν " (nü).

As unidades mais usuais são o centiStoke (cSt), o Stoke ($1\text{St} = 1\text{cm}^2/\text{s}$); o m^2/s (SI)

1.4.4 OUTRAS ESCALAS DE VISCOSIDADE

Na prática, além das unidades usuais já vistas, a viscosidade pode ser especificada de acordo com escalas arbitrárias, de um dos vários instrumentos utilizados para medição (viscosímetros).

Algumas dessas escalas, tais como o **Saybolt** e a **Redwood**, são baseadas no tempo em segundos requerido para que uma certa quantidade de líquido passe através de um orifício ou tubo padronizado e são dessa forma uma medida de viscosidade cinemática.

O viscosímetro de "**corpo girante**" expressa a viscosidade absoluta, enquanto o **Engler** tem escala em graus e indica o quociente entre o tempo de escoamento de um dado volume de líquido e o tempo de escoamento de um mesmo volume de água.

As escalas mais usuais são:

Alemanha - Engler (expressa em graus $^{\circ}\text{E}$);

Inglaterra - Redwood 1 e Redwood Admiralty (expressa em segundos);

Estados Unidos - Second Saybolt Universal "SSU" e Second Saybolt Furol "SSF" (expressa em segundos);

França - Barbey (expressa em cm^3/h).

A viscosidade cinemática ν de um fluido, em **cSt**, pode ser obtida através da sua viscosidade absoluta μ em **cP**, e da sua densidade **d**, na temperatura em questão, pela relação:

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

$\nu \rightarrow$ viscosidade cinemática (cSt);

$\mu \rightarrow$ viscosidade dinâmica (cP);

d \rightarrow densidade.

Além das escalas descritas anteriormente, a Society of Automotive Engineers (SAE), dos Estados Unidos, tem uma escala própria para lubrificantes utilizados em máquinas e engrenagens, cuja relação com a viscosidade expressa em centiStokes está ilustrada a seguir:

Líquido		Viscosidade		°F	°C
		SSU	Centistokes		
ÓLEOS PARA MÁQUINAS	SAE 10	165 a 240 90 a 120	35,4 a 51,9 18,2 a 25,3	100 130	37,8 54,4
	SAE 20	240 a 400 120 a 185	51,9 a 86,6 25,3 a 39,9	100 130	37,8 54,4
	SAE 30	400 a 580 185 a 255	86,6 a 125,5 39,9 a 55,1	100 130	37,8 54,4
	SAE 40	580 a 950 255 a 80	125,5 a 205,6 55,1 a 15,6	100 130 210	37,8 54,4 98,9
	SAE 50	950 a 1600 80 a 105	205,6 a 352 15,6 a 21,6	100 210	37,8 98,9
	SAE 60	1600 a 2300 105 a 125	352 a 507 15,6 a 21,6	100 210	37,8 98,9
	SAE 70	2300 a 3100 125 a 150	507 a 682 26,2 a 31,8	100 210	37,8 98,9
	SAE 10 W	5000 a 10000	1100 a 2200	0	-17,8
	SAE 20 W	10000 a 40000	2200 a 8800	0	-17,8
ÓLEOS PARA ENGRENAGENS	SAE 80	100.000 máx	22.000 máx	0	-17,8
	SAE 90	800 a 1500 150 a 200	173,2 a 324,7 64,5 a 108,2	100 130	37,8 54,4
	SAE 140	950 a 2300 300 a 500	205,6 a 507 25,1 a 42,9	130 210	54,4 98,9
	SAE 250	Acima de 2300 Acima de 200	Acima de 507 Acima de 42,9	130 210	54,4 98,9

1.5 PRESSÃO

É a força exercida por unidade de área.

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

P → pressão

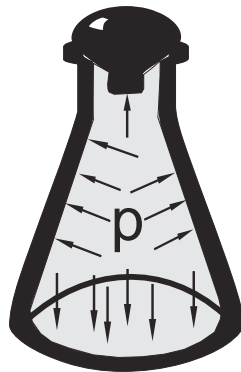
F → força

A → área

As unidades mais usuais são: kgf/cm²; kgf/m²; bar (1bar = 1,02 kgf/cm²; psi (1 psi = 0,0689 kgf/cm²); Pascal (1 Pa (SI) = 1,02 x 10⁻⁵ kgf/cm²); atmosfera (1 atm = 1,033 kgf/cm²); mmHg (1mmHg = 0,00136 kgf/cm²).

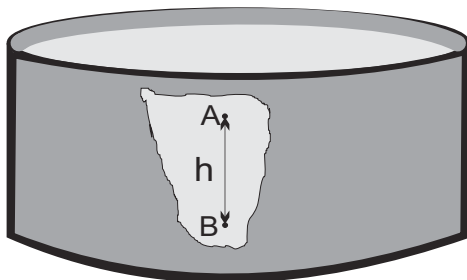
1.5.1 LEI DE PASCAL

"A pressão aplicada sobre um fluido contido em um recipiente fechado age igualmente em todas as direções do fluido e perpendicularmente às paredes do recipiente"



1.5.2 TEOREMA DE STEVIN

"A diferença de pressão entre dois pontos de um fluido em equilíbrio é igual ao produto do peso específico do fluido pela diferença de cota entre os dois pontos", ou seja:



$$p_B - p_A = \gamma \cdot h$$

p_A → pressão no ponto A

p_B → pressão no ponto B

h → diferença de cotas entre os pontos A e B

γ → peso específico do fluido

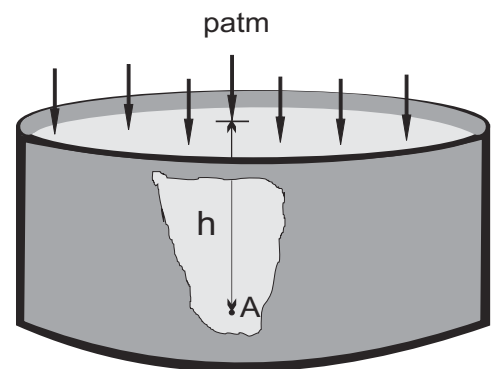
$$p_A = p_{atm} + \gamma \cdot h$$

p_A → pressão no ponto A

p_{atm} → pressão atmosférica local

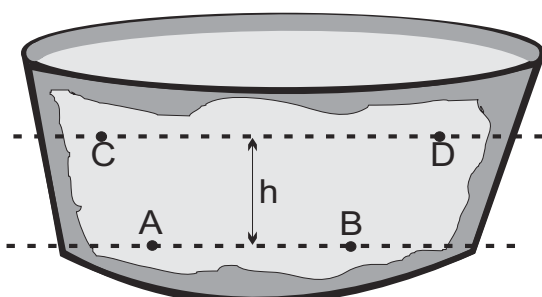
h → diferença de cotas entre os pontos A e o nível do fluido no reservatório

γ → peso específico do fluido



Importante:

- 1) para determinar a diferença de pressão entre dois pontos, não importa a distância entre eles, mas sim, a diferença de cotas entre eles;
- 2) a pressão de dois pontos em um mesmo nível, isto é, na mesma cota, é a mesma;
- 3) a pressão independe do formato, do volume ou da área da base do reservatório.



$$p_A = p_B$$

$$p_C = p_D$$

$$p_A - p_C = p_B - p_D = \gamma \cdot h$$

1.5.3 CARGA DE PRESSÃO/ALTURA DE COLUNA DE LÍQUIDO

$$h = \frac{p}{\gamma} \times 10$$

$h \rightarrow$ carga de pressão ou altura de coluna de líquido (m);

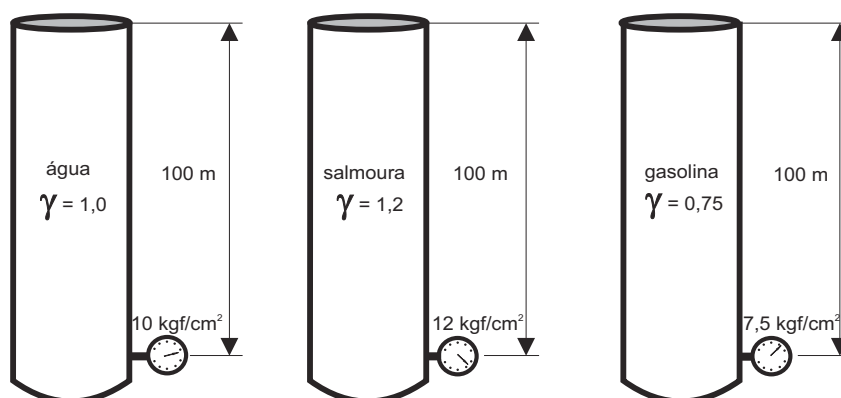
$p \rightarrow$ pressão (kgf/cm²)

$\gamma \rightarrow$ peso específico(kgf/dm³)

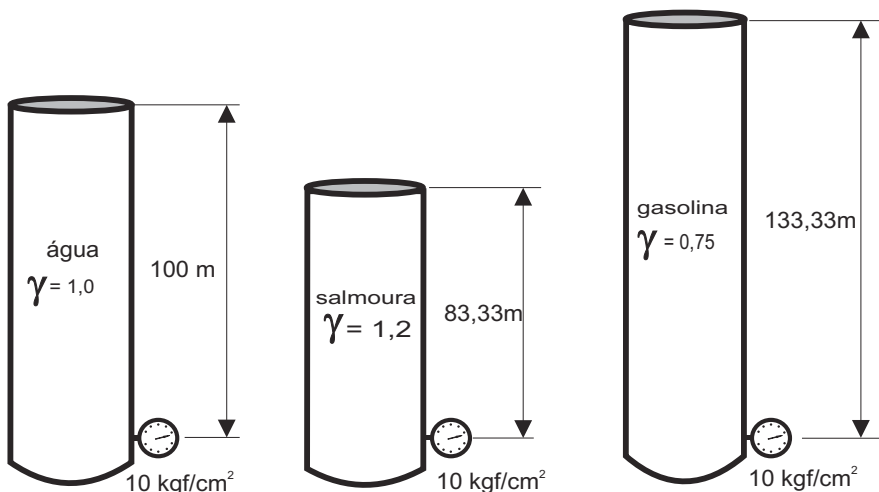
IMPORTANTE: Multiplica-se a expressão acima por 10, para obtermos a carga de pressão ou altura de coluna de líquido em metros, se utilizarmos as unidades informadas.

1.5.4 INFLUÊNCIA DO PESO ESPECÍFICO NA RELAÇÃO ENTRE PRESSÃO E ALTURA DE COLUNA DE LÍQUIDO:

a) para uma mesma altura de coluna de líquido, líquidos de pesos específicos diferentes tem pressões diferentes.



b) para uma mesma pressão, atuando em líquidos com pesos específicos diferentes, as colunas líquidas são diferentes.



1.5.5 ESCALAS DE PRESSÃO

1.5.6 PRESSÃO ABSOLUTA (P_{abs})

É a pressão medida em relação ao vácuo total ou zero absoluto. Todos os valores que expressam pressão absoluta são positivos.

1.5.7 PRESSÃO ATMOSFÉRICA (P_{atm})

É a pressão exercida pelo peso da atmosfera.

A pressão atmosférica normalmente é medida por um instrumento chamado **barômetro**, daí o nome **pressão barométrica**.

A pressão atmosférica varia com a altitude e depende ainda das condições meteorológicas, sendo que ao nível do mar, em condições padronizadas, a pressão atmosférica tem um valor de

$$P_{atm} = 1,033 \text{ kgf/cm}^2 = 760 \text{ mmHg} = 1,033 \times 10^5 \text{ N/m}^2 = 2,1116 \times 10^3 \text{ lb/pé}^2 = 29,92 \text{ polegadas de Hg.}$$

Para simplificação de alguns problemas, estabeleceu-se a **Atmosfera Técnica**, cuja pressão corresponde a 10m de coluna de líquido, o que corresponde a **1 kgf/cm²**.

1.5.8 PRESSÃO MANOMÉTRICA (P_{man})

É a pressão medida, adotando-se como referência a pressão atmosférica.

Esta pressão é normalmente medida através de um instrumento chamado **manômetro**, daí sua denominação **manométrica**, sendo também chamada de **pressão efetiva ou pressão relativa**.

Quando a pressão é menor que a atmosférica, temos pressão manométrica negativa, também denominada de vácuo (denominação não correta) ou depressão.

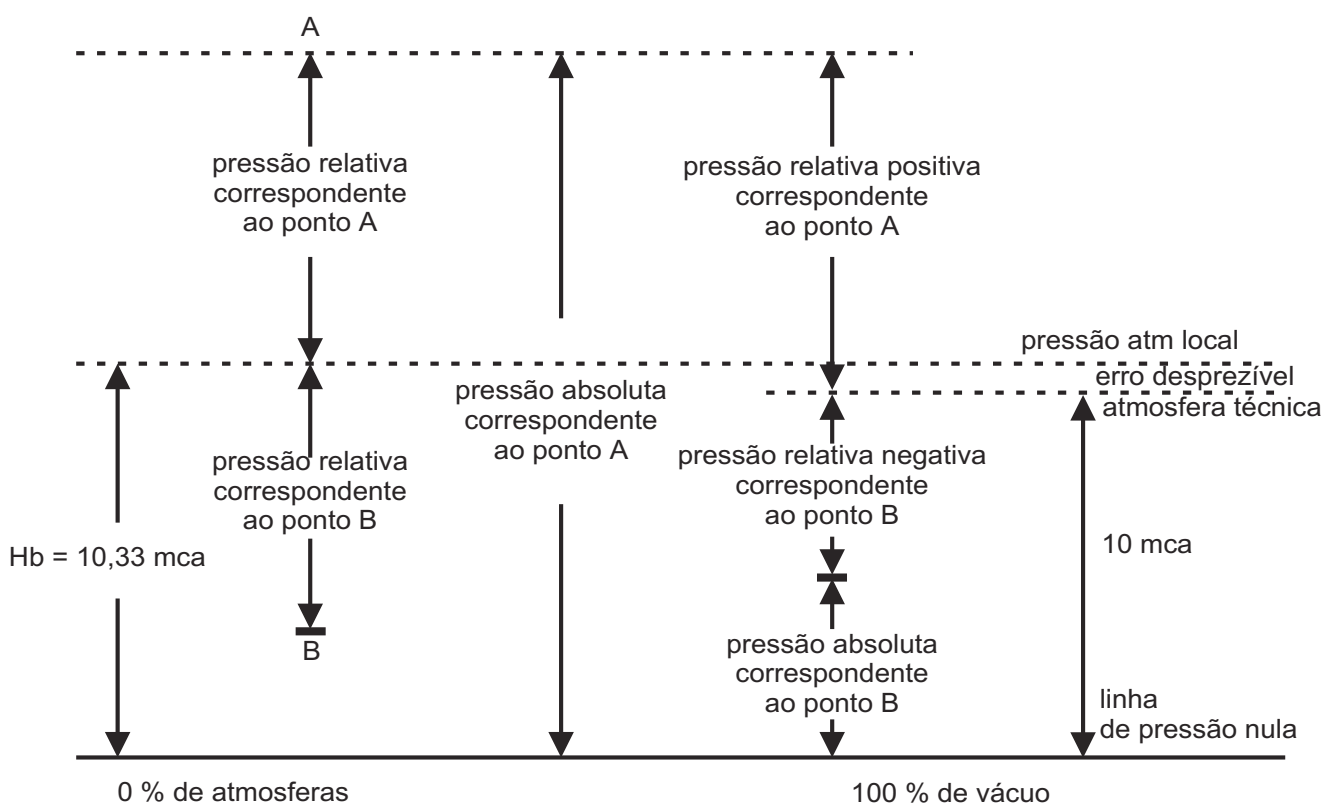
O **manômetro**, registra valores de pressão manométrica positiva; o **vacuômetro** registra valores de pressão manométrica negativa e o **manovacuômetro** registra valores de pressão manométrica positiva e negativa. Estes instrumentos, sempre registram zero quando abertos à atmosfera, assim, tem como referência (zero da escala) a pressão atmosférica do local onde está sendo realizada a medição, seja ela qual for.

1.5.9 RELAÇÃO ENTRE PRESSÕES

Pelas definições apresentadas, resulta a seguinte relação:

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{man}$$

1.5.10 ESCALAS DE REFERÊNCIA PARA MEDIDAS DE PRESSÃO

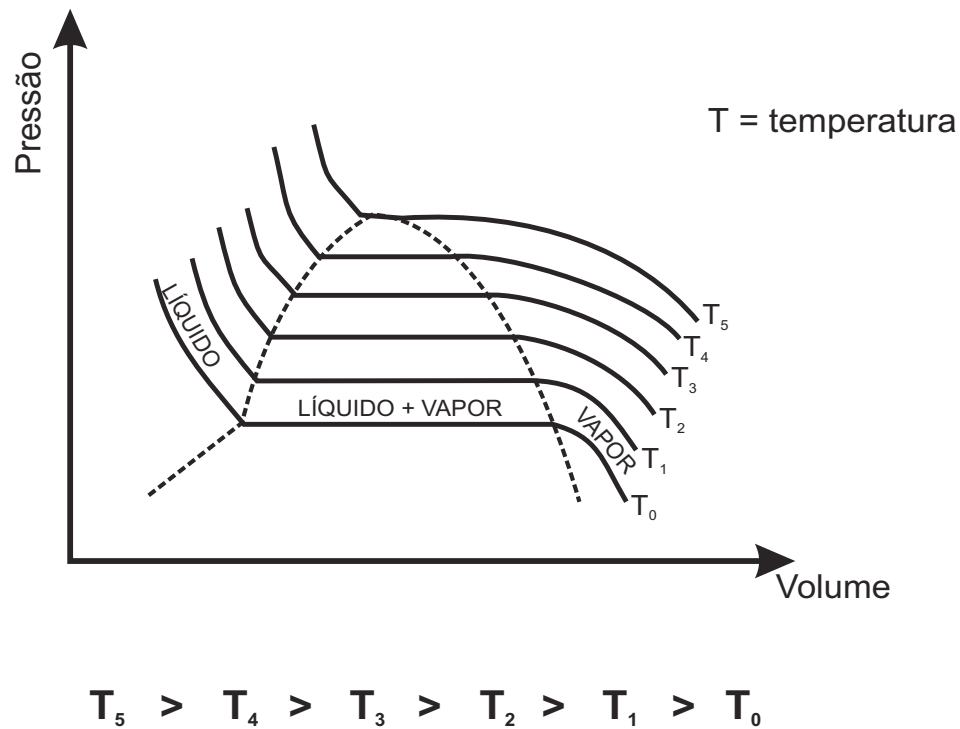


1.5.11 PRESSÃO DE VAPOR

Pressão de vapor de um fluido a uma determinada temperatura é aquela na qual coexistem as fases líquido e vapor.

Nessa mesma temperatura, quando tivermos uma pressão maior que a pressão de vapor, haverá somente a fase líquida e quando tivermos uma pressão menor que a pressão de vapor, haverá somente a fase vapor.

O gráfico abaixo, chamado isotérmico, ilustra o fenômeno descrito:



Nota-se que a medida que aumenta a temperatura, a pressão de vapor aumenta, assim, caso a temperatura seja elevada até um ponto em que a pressão de vapor iguale, por exemplo, a pressão atmosférica, o líquido se vaporiza, ocorrendo o fenômeno da ebulição. A pressão de vapor tem importância fundamental no estudo das bombas, principalmente nos cálculos de NPSH, como veremos adiante.

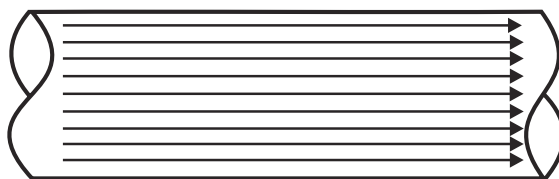
1.6 ESCOAMENTO

1.6.1 REGIME PERMANENTE

Diz-se que um escoamento se dá em regime permanente, quando as condições do fluido, tais como temperatura, peso específico, velocidade, pressão, etc., são invariáveis em relação ao tempo.

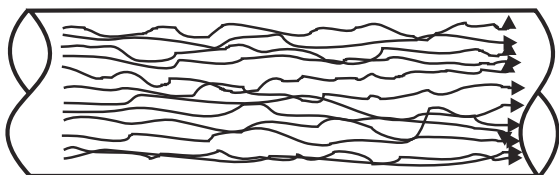
1.6.2 REGIME LAMINAR

É aquele no qual os filetes líquidos são paralelos entre si e as velocidades em cada ponto são constantes em módulo e direção.



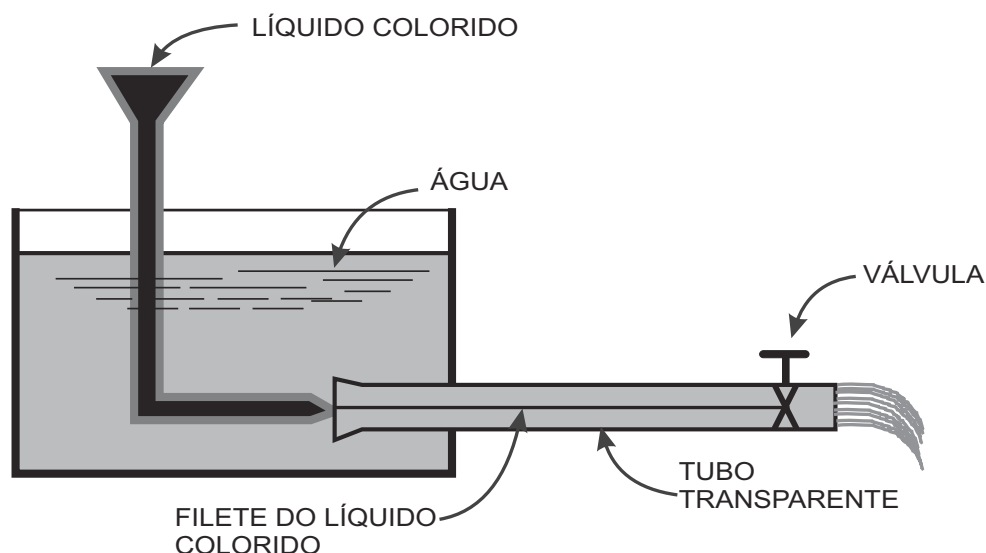
1.6.3 REGIME TURBULENTO

É aquele no qual as partículas apresentam movimentos variáveis, com diferentes velocidades em módulo e direção de um ponto para outro e no mesmo ponto de um instante para outro.



1.6.4 EXPERIÊNCIA DE REYNOLDS

Osborne Reynolds, em 1833, realizou diversas experiências, onde pode visualizar os tipos de escoamentos. Deixando a água escorrer pelo tubo transparente juntamente com o líquido colorido, forma-se um filete desse líquido. O movimento da água está em regime laminar. Aumentando a vazão da água, abrindo-se a válvula, nota-se que o filete vai se alterando podendo chegar a difundir-se na massa líquida, nesse caso, o movimento está em regime turbulento.



Estes regimes foram identificados por um número adimensional.

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

Re → Número de Reynolds
 v → velocidade de escoamento do fluido
 D → diâmetro interno da tubulação
 ν → viscosidade cinemática do fluido

1.6.5 LIMITES DO NÚMERO DE REYNOLDS PARA TUBOS

$Re \leq 2000$	escoamento laminar
$2000 < Re \leq 4000$	escoamento transitório
$Re > 4000$	escoamento turbulento

Notar que o número de Reynolds é um número adimensional, independentemente do sistema de unidades adotado, desde que coerente.

De uma forma geral, na prática, o escoamento se dá em regime turbulento, exceção feita a escoamentos com velocidades muito reduzidas ou fluidos de alta viscosidade.

1.7 VAZÃO E VELOCIDADE

1.7.1 VAZÃO VOLUMÉTRICA

Vazão volumétrica é definida como sendo o volume de fluido que passa por uma determinada secção por unidade de tempo.

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

$Q \rightarrow$ vazão volumétrica

$V \rightarrow$ volume

$t \rightarrow$ tempo

As unidades mais usuais são: m^3/h ; l/s ; m^3/s ; GPM (galões por minuto).

1.7.2 VAZÃO MÁSSICA

Vazão mássica é a massa de fluido que passa por determinada seção , por unidade de tempo.

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

$Q_m \rightarrow$ vazão mássica

$m \rightarrow$ massa

$t \rightarrow$ tempo

As unidades mais usuais são: kg/h ; kg/s ; t/h ; lb/h .

1.7.3 VAZÃO EM PESO

Vazão em peso é o peso do fluido que passa por determinada seção, por unidade de tempo.

$$Q_p = \frac{G}{t}$$

$Q_p \rightarrow$ vazão em peso

$G \rightarrow$ peso

$t \rightarrow$ tempo

As unidades mais usuais são: kgf/h ; kgf/s ; tf/h ; lbf/h .

1.7.4 RELAÇÃO ENTRE VAZÕES

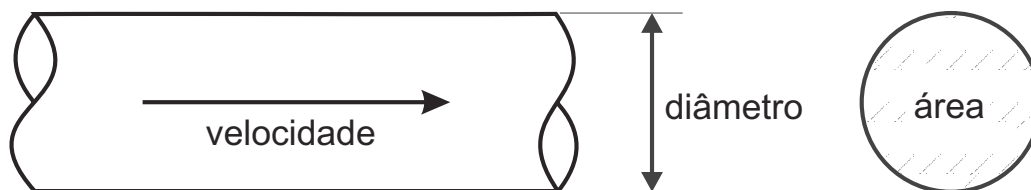
Como existe uma relação entre volume, massa e peso, podemos escrever:

$$Q = \frac{Q_m}{\rho} = \frac{Q_p}{\gamma}$$

Em nossos estudos, utilizaremos principalmente a vazão volumétrica, a qual designaremos apenas por vazão (Q).

1.7.5 VELOCIDADE

Existe uma importante relação entre vazão, velocidade e área da seção transversal de uma tubulação:



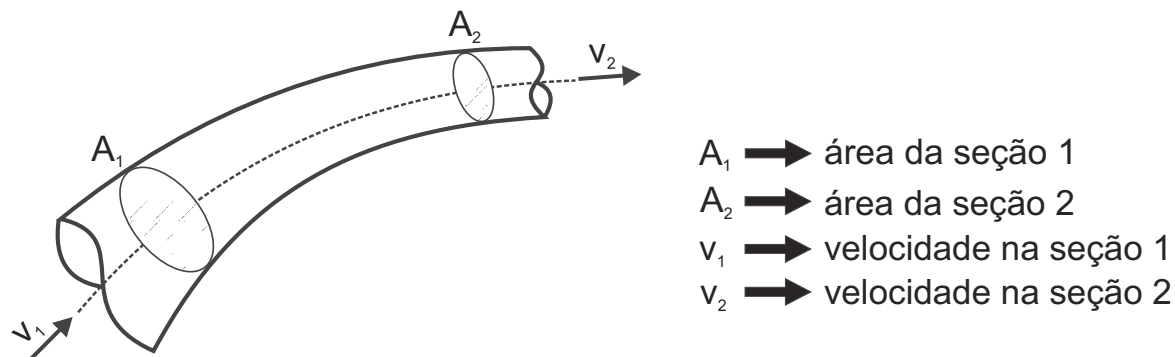
$$Q = v \times A \rightarrow v = \frac{Q}{A}$$

- Q → vazão volumétrica
- v → velocidade do escoamento
- A → área da tubulação
- D → diâmetro interno da tubulação
- π → pi = 3,14...

$$\text{área de tubulações redondas} \rightarrow A = \frac{\pi \times D^2}{4}$$

1.8 EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE

Consideremos o seguinte trecho da tubulação:



Se tivermos um escoamento em regime permanente através da tubulação indicada, a massa fluida que entra na seção 1 é igual a massa que sai na seção 2, ou seja:

$$Qm_1 = Qm_2$$

Como $Qm = Q \cdot \rho$, se tivermos um fluido incompressível, a vazão volumétrica que entra na seção 1 também será igual a vazão que sai na seção 2, ou seja:

$$Q_1 = Q_2$$

Com a relação entre vazão e velocidade, $Q = v \cdot A$, podemos escrever:

$$Q_1 = v_1 \cdot A_1 = Q_2 = v_2 \cdot A_2$$

Essa equação é válida para qualquer seção do escoamento, resultando assim uma expressão geral que é a **Equação da Continuidade** para fluidos incompressíveis.

$$Q = v \cdot A = \text{constante}$$

Pela equação acima, nota-se que para uma determinada vazão escoando através de uma tubulação, uma redução de área acarretará um aumento de velocidade e vice-versa.

1.9 ENERGIA

1.9.1 PRINCÍPIO DA CONSERVAÇÃO DE ENERGIA

A energia não pode ser criada nem destruída, mas apenas transformada, ou seja, a energia total é constante.

Veremos que a energia pode apresentar-se em diversas formas, das quais destacaremos as de maior interesse para nossos estudos.

1.9.2 ENERGIA POTENCIAL, DE POSIÇÃO OU GEOMÉTRICA (H_{geo})

A energia potencial de um ponto em um fluido por unidade de peso é definida como a cota deste ponto em relação a um determinado plano de referência.

1.9.3 ENERGIA DE PRESSÃO (H_{pr})

A energia de pressão em um ponto de um determinado fluido, por unidade de peso é definida como:

$$H_{pr} = \frac{p}{\gamma}$$

H_{pr} → energia de pressão

p → pressão atuante no ponto

γ → peso específico do fluido

1.9.4 ENERGIA CINÉTICA OU DE VELOCIDADE (H_v)

A energia cinética ou de velocidade de um ponto em um determinado fluido por unidade de peso é definida como:

$$H_v = \frac{v^2}{2g}$$

H_v → energia de velocidade

v → velocidade de escoamento do fluido

g → aceleração da gravidade

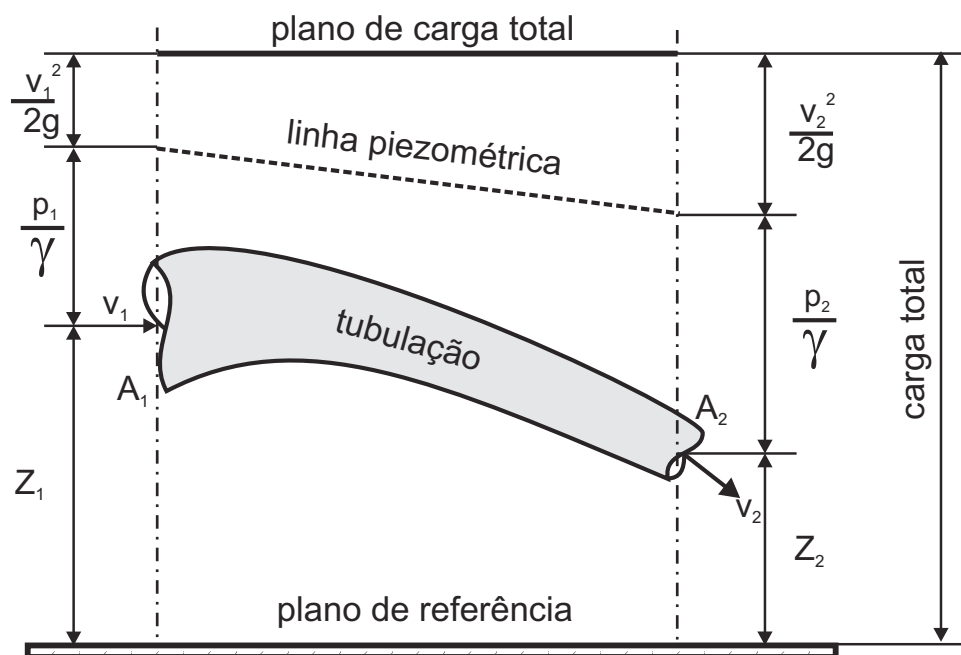
1.10 TEOREMA DE BERNOUILLI

O teorema de Bernoulli é um dos mais importantes da hidráulica e representa um caso particular do Princípio da Conservação de Energia.

Considerando-se como hipótese um escoamento em regime permanente de um líquido perfeito, sem receber ou fornecer energia e sem troca de calor, a energia total, ou carga dinâmica, que é a soma da energia de pressão, energia potencial e energia cinética, em qualquer ponto do fluido é constante, ou seja:

$$H_{\text{geo}} + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = \text{constante}$$

Considerando a figura abaixo:

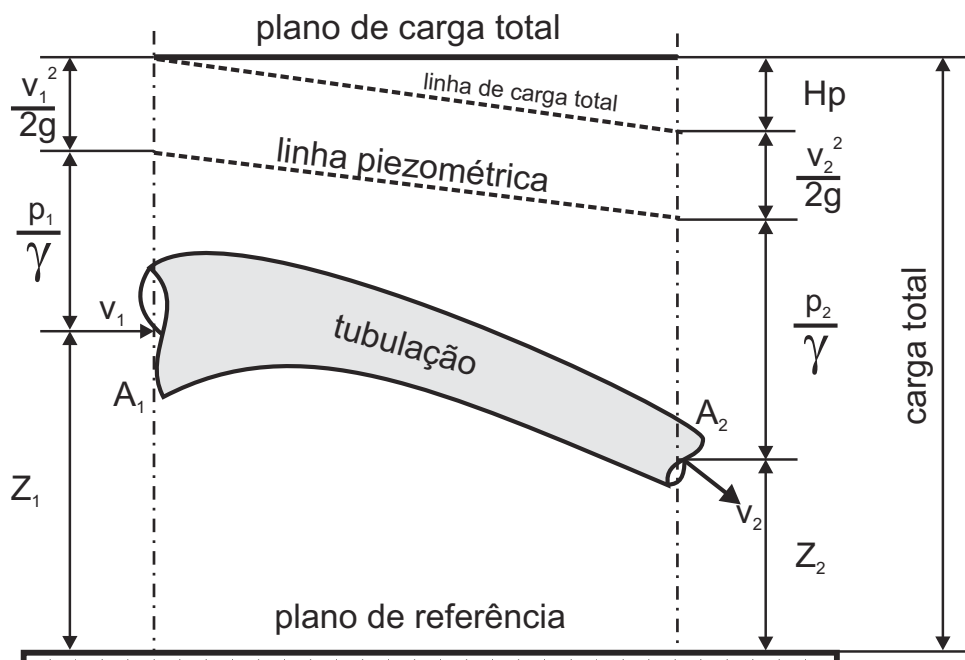


A linha piezométrica é determinada pela soma dos termos $(Z + \frac{p}{\gamma})$ para cada seção.

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

1.10.1 ADAPTAÇÃO DO TEOREMA DE BERNOULLI PARA LÍQUIDOS REAIS

No item anterior, consideramos a hipótese de um líquido perfeito, não levando em conta o efeito das perdas de energia por atrito do líquido com a tubulação, a viscosidade, etc. Considerando-se líquidos reais, faz-se necessária a adaptação do Teorema de Bernoulli, introduzindo-se uma parcela representativa destas perdas, como mostrado abaixo:



$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + H_p$$

O termo H_p é a energia perdida pelo líquido, por unidade de peso, no escoamento do ponto 1 para o ponto 2.

1.11 PERDAS DE CARGA EM TUBULAÇÕES

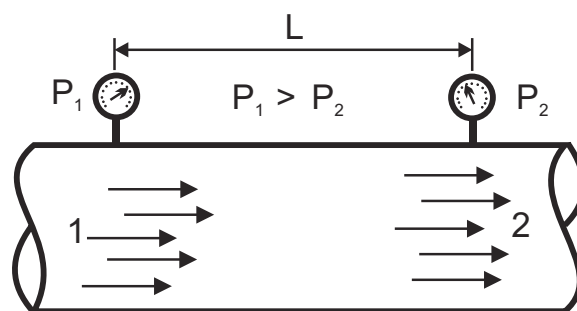
1.11.1 INTRODUÇÃO

A perda de carga no escoamento em uma tubulação, ocorre devido ao atrito entre as partículas fluidas com as paredes do tubo e mesmo devido ao atrito entre estas partículas. Em outras palavras, é uma perda de energia ou de pressão entre dois pontos de uma tubulação.

1.11.2 TIPOS DE PERDA DE CARGA

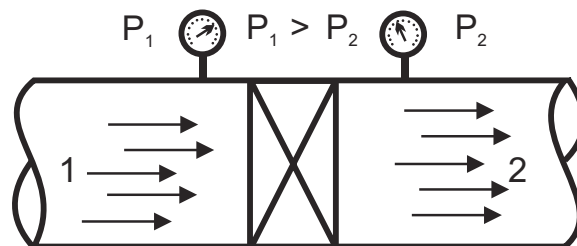
1.11.3 DISTRIBUÍDA

São aquelas que ocorrem em trechos retos de tubulações.



1.11.4 LOCALIZADA

São perdas de pressão ocasionadas pelas peças e singularidades ao longo da tubulação, tais como curvas, válvulas, derivações, reduções, expansões, etc.



1.11.5 TOTAL

É a soma das perdas de carga distribuídas em todos os trechos retos da tubulação e as perdas de carga localizadas em todas as curvas, válvulas, junções, etc.

1.11.6 FÓRMULAS DE PERDA DE CARGA DISTRIBUÍDA

As perdas de carga distribuídas e localizadas no escoamento em tubulações podem ser determinadas através das medidas de pressão. Por outro lado, estas perdas podem ser calculadas através de fórmulas experimentais ou empíricas, conhecendo-se as dimensões da tubulação, características do líquido, conexões, etc.

1.11.7 FÓRMULA DE FLAMANT (1892)

A fórmula de Flamant é utilizada para tubos de paredes lisas, com limite de emprego de 10mm até 1000 mm de diâmetro, para escoamento com água.

$$J = \frac{H_p}{L} = \frac{4b}{D} \sqrt[4]{\frac{v^7}{D}}$$

- J → perda de carga distribuída em relação ao comprimento do tubo (m/m)
- H_p → perda de carga distribuída (m)
- L → comprimento do trecho reto do tubo (m)
- D → diâmetro interno da tubulação (m)
- v → velocidade média do escoamento (m/s)
- b → coeficiente de Flamant (adimensional)

Coeficientes de Flamant

MATERIAL	b
Ferro fundido ou aço	0,00023
Concreto	0,000185
Chumbo	0,000140
Plástico (PVC)	0,000135

1.11.8 FÓRMULA DE FAIR - WHIPPLE - HSIAO (1930)

As fórmulas de Fair - Whipple - Hsiao são usadas para tubos de pequenos diâmetros, ou seja, até 100 mm, conduzindo água.

Tubo de ferro galvanizado

$$J = \frac{H_p}{L} = 0,002021 \times \frac{Q^{1,85}}{D^{4,85}}$$

Tubo de cobre ou latão

$$J = \frac{H_p}{L} = 0,0086 \times \frac{Q^{1,85}}{D^{4,85}}$$

- $J \rightarrow$ perda de carga distribuída em relação ao comprimento do tubo (m/m)
 $H_p \rightarrow$ perda de carga distribuída (m)
 $L \rightarrow$ comprimento do trecho reto do tubo (m)
 $Q \rightarrow$ vazão (l/s)
 $D \rightarrow$ diâmetro interno do tubo (m)

1.11.9 FÓRMULA DE HAZEN - WILLIAMS

A fórmula de Hazen - Williams é muito utilizada no meio industrial, sendo válida para diâmetros acima de 50 mm e escoamento com água.

$$J = \frac{H_p}{L} = 10,643 \cdot Q^{1,85} \cdot C^{-1,85} \cdot D^{-4,87}$$

- $J \rightarrow$ perda de carga distribuída em relação ao comprimento do tubo (m/m)
 $H_p \rightarrow$ perda de carga distribuída (m)
 $L \rightarrow$ comprimento do trecho reto do tubo (m)
 $Q \rightarrow$ vazão (m³/s)
 $D \rightarrow$ diâmetro interno do tubo (m)
 $C \rightarrow$ coeficiente de Hazen - Williams (adimensional)

Valores de C que dependem do material e estado das paredes do tubo:

MATERIAL	C
Aço corrugado (chapa ondulada)	060
Aço com juntas "Look-Bar" novas	130
Aço galvanizado novo e em uso	125
Aço rebitado novo	110
Aço rebitado em uso	085
Aço soldado novo	120
Aço soldado em uso	090
Aço soldado com revestimento esp. novo e em uso	130
Chumbo	130
Cimento amianto	140
Cobre	130
Concreto bem acabado	130
Concreto acabamento comum	120
Ferro fundido novo	130
Ferro fundido em uso	090
Ferro fundido revestido de cimento	130
Grés cerâmico vidrado (Manilha)	110
Latão	130
Madeira em aduelas	120
Tijolos condutos bem executados	100
Vidro	140
Plástico	140

TIPO DE TUBO	IDADE/ANOS	DIÂMETRO (mm)	C
FERRO FUNDIDO PICHADO	NOVO	Até - 100	118
		100 - 200	120
		200 - 400	125
		400 - 600	130
	10 ANOS	Até - 100	107
		100 - 200	110
		200 - 400	113
		400 - 600	115
	20 ANOS	Até - 100	89
		100 - 200	93
		200 - 400	95
		400 - 600	100
	30 ANOS	Até - 100	65
		100 - 200	75
		200 - 400	80
		400 - 600	85
FERRO FUNDIDO CIMENTO AMIANTO	NOVO OU USADO	Até - 100	120
		100 - 200	130
		200 - 400	135
		400 - 600	140
AÇO REVESTIDO INTERNAMENTE	NOVO OU USADO	500 - 1000	135
		> 1000	140
PVC	NOVO OU USADO	Até 50	125
		50 - 100	135
		100 - 300	140
TUBO DE CONCRETO ARM. PROTENDIDO CENTRIFUG.	NOVO OU USADO	Até 600	= fe. f. cime.
		> 600	= aço revest.
AÇO S/ REVESTIMENTO SOLDADO	NOVO	= Ferro fundido novo pichado	
	USADO	Ferro fundido usado pichado	
AÇO S/ REVESTIMENTO REBITADO	NOVO	= Ferro fundido com 10 anos	
	USADO	no mín. = Ferro f. com 20 anos	

1.11.10 FÓRMULA DE DARCY - WEISBACK

A fórmula de Darcy - Weisback é utilizada para diâmetros acima de 50 mm e é válida para fluidos incompressíveis.

$$H_p = f \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

- H_p → perda de carga distribuída (m)
 L → comprimento do trecho reto do tubo (m)
 D → diâmetro interno da tubulação (m)
 v → velocidade média do escoamento (m/s)
 f → coeficiente de atrito (adimensional)
 g → aceleração da gravidade (m/s^2)

Coeficiente de atrito f :

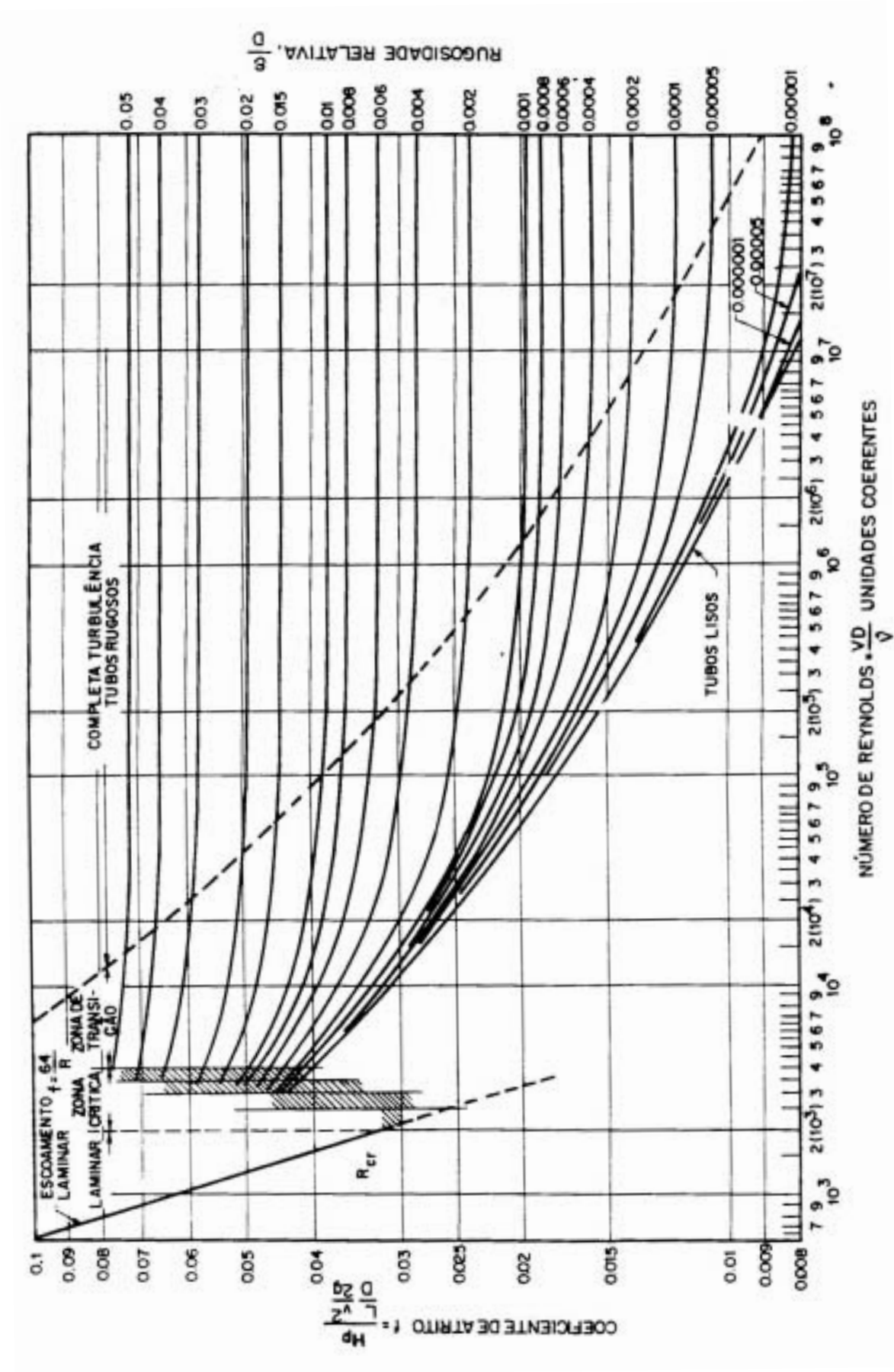
É um coeficiente adimensional, do qual é função do Número de Reynolds e da rugosidade relativa. A rugosidade relativa é definida como k/D .

Onde: k = rugosidade da parede do tubo (m)
 D = diâmetro do tubo (m).

Rugosidades das paredes dos tubos

MATERIAL	k (m) - TUBOS NOVOS	k (m) - TUBOS VELHOS
Aço galvanizado	0,00015 - 0,00020	0,0046
Aço rebitado	0,0010 - 0,0030	0,0060
Aço revestido	0,0004	0,0005 - 0,0012
Aço soldado	0,00004 - 0,00006	0,0024
Chumbo	lisos	lisos
Cimento amianto	0,000013	-----
Cobre ou latão	lisos	lisos
Concreto bem acabado	0,0003 - 0,0010	-----
Concreto ordinário	0,0010 - 0,0020	-----
Ferro forjado	0,00004 - 0,00006	0,0024
Ferro fundido	0,00025 - 0,00050	0,0030 - 0,0050
Madeira com aduelas	0,0002 - 0,0010	-----
Manilhas cerâmicas	0,0006	0,0030
Vidro	lisos	lisos
Plástico	lisos	lisos

1.11.11 DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE ATRITO, UTILIZANDO O DIAGRAMA DE MOODY-ROUSE



1.11.12 EXEMPLO DE DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE ATRITO " f " POR MOODY:

Determinar f para água escoando a 20°C, em um tubo de ferro fundido novo, de diâmetro 200 mm, com uma vazão de 0,0616 m³/s.

Dados: t = 20°C;

Material = ferro fundido

D = 200 mm

Q = 0,0616 m³/s.

U = 0,000001 m²/s

1º Determina-se a velocidade média do escoamento: v (m/s)

$$Q = v \cdot A \rightarrow Q = v \cdot \frac{\pi D^2}{4} \rightarrow v = \frac{4 \cdot 0,0616}{\pi \cdot 0,2^2} \rightarrow \boxed{v = 1,961 \text{ m/s}}$$

2º Determina-se o número de Reynolds: Re

$$Re = \frac{v \cdot D}{U} \rightarrow Re = \frac{1,961 \cdot 0,2}{0,000001} \rightarrow \boxed{Re = 3,92 \cdot 10^5}$$

Re = 392200 → escoamento turbulento

3º Determina-se a rugosidade relativa: k/D

Para Ferro fundido novo, k = 0,00025 m

$$\frac{k}{D} = \frac{0,00025}{0,2} \rightarrow \boxed{\frac{k}{D} = 0,00125}$$

4º No diagrama de Moody, com Re = 3,92 . 10⁵ e k/D = 0,00125:

$$\boxed{f = 0,021}$$

1.11.13 LIMITAÇÕES QUANTO AO EMPREGO DAS FÓRMULAS APRESENTADAS

A **fórmula de Flamant** é usada somente para escoamento com água, tendo tubos de paredes lisas, tipo PVC, ou condutos hidraulicamente lisos, para número de Reynolds inferiores a 10^5 .

A **fórmula de Fair - Whipple - Hsiao** é usada para escoamentos com água em tubos feitos de qualquer material, mas para pequenos diâmetros, no máximo até 100 mm.

A **fórmula de Hazen - Willians** é teoricamente correta e precisa. É utilizada para escoamentos com água, aplicada satisfatoriamente em qualquer tipo de conduto e material. Os seus limites de aplicação são os mais largos, atingindo diâmetros de 50 a 3500 mm. Todavia ela é correta para tubo liso e $Re = 10^5$, mas fora dessa situação, a mesma não é recomendada.

A **fórmula de Darcy - Weisback** é uma das mais empregadas na indústria, pois pode ser utilizada para qualquer tipo de líquido (fluido incompressível) e para tubulações de qualquer diâmetro e material.

1.11.14 FÓRMULAS DE PERDA DE CARGA LOCALIZADA

1.11.15 EXPRESSÃO GERAL

De um modo geral, todas as perdas de carga podem ser expressas sob a forma:

$$H_p = K \times \frac{v^2}{2g}$$

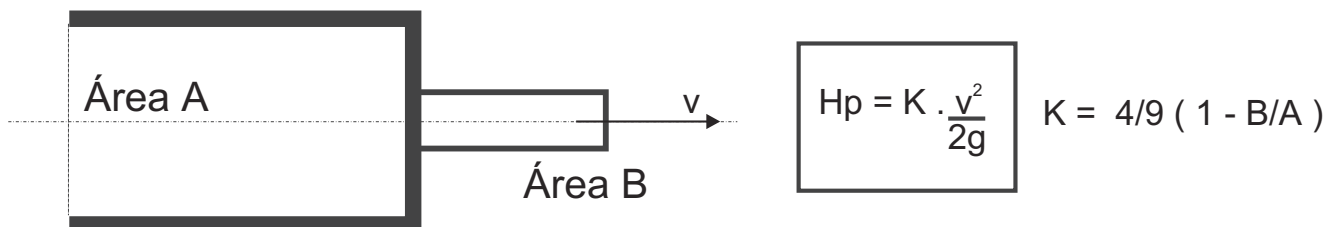
- H_p → perda de carga localizada (m)
- K → coeficiente obtido experimentalmente
- v → velocidade média do líquido na entrada da singularidade (m/s)
- g → aceleração da gravidade (m/s^2)

Valores de K, obtidos experimentalmente

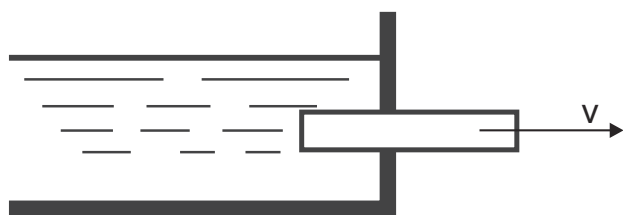
PEÇAS QUE OCASIONAM A PERDA	K
Ampliação gradual	0,30
Bocais	2,75
Comporta aberta	2,50
Controlador de vazão	2,50
Cotovelo de 90°	0,90
Cotovelo de 45°	0,75
Crivo	0,40
Curva de 90°	0,40
Curva de 45°	0,20
Curva de 22,5°	0,10
Entrada normal em canalização	0,50
Entrada de borda	1,00
Pequena derivação	0,03
Junção	0,40
Medidor Venturi	2,50
Redução gradual	0,15
Registro de ângulo aberto	5,00
Registro de gaveta aberto	0,20
Registro de globo aberto	10,0
Tê, passagem direta	0,60
Tê, passagem de lado	1,30
Tê, saída de lado	1,30
Tê, saída bilateral	1,80
Válvula de pé	1,75
Válvula de retenção	2,50
Velocidade	1,00

Valores de K , obtidos experimentalmente

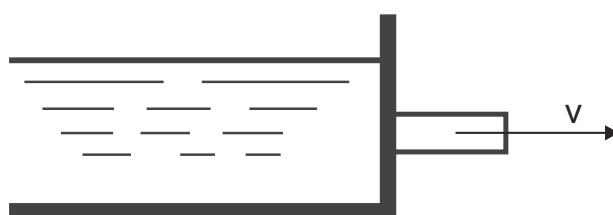
ESTREITAMENTO BRUSCO



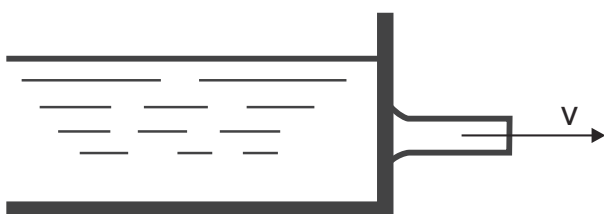
ENTRADA DE UMA TUBULAÇÃO



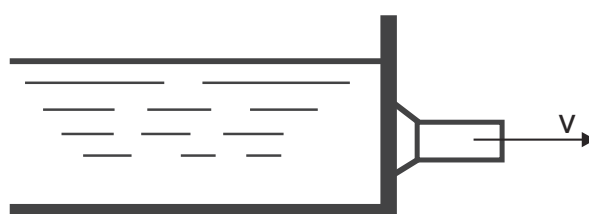
Reentrante ou de borda
 $k = 1,0$



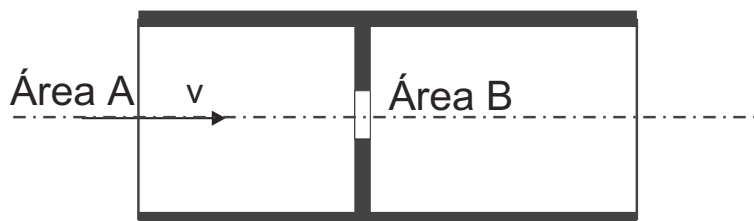
Normal
 $K = 0,5$



Forma de sino
 $k = 0,05$



Redução
 $k = 0,10$

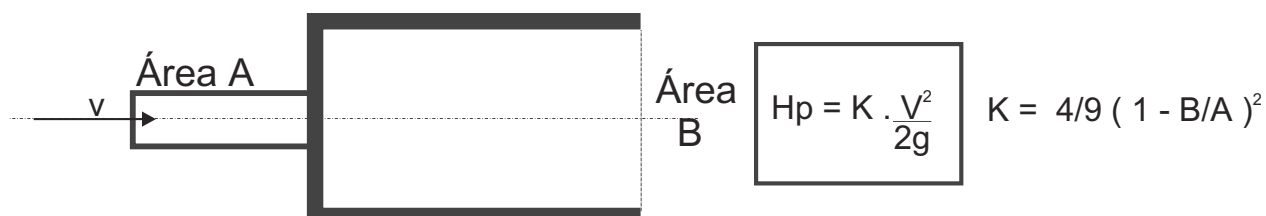


DIAFRAGMA DE PAREDE (PLACA DE ORIFÍCIO)

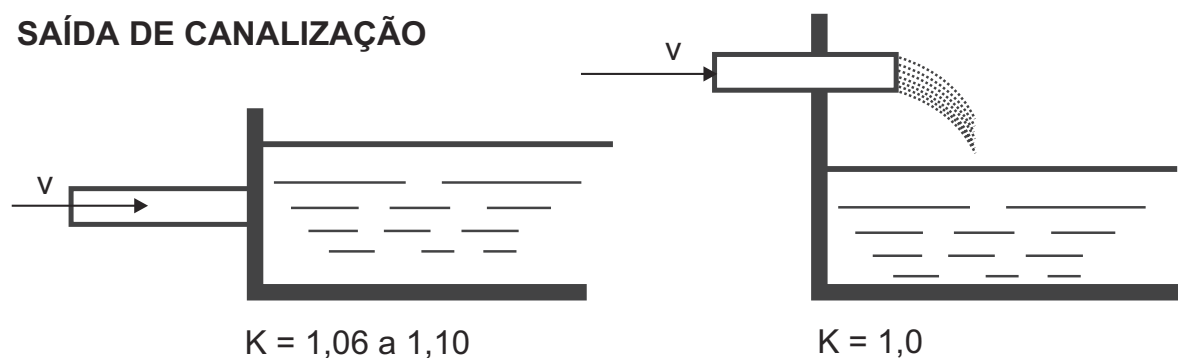
B/A	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
K	225,9	47,77	17,51	7,801	3,753	1,796	0,791	0,290	0,068

Valores de K , obtidos experimentalmente

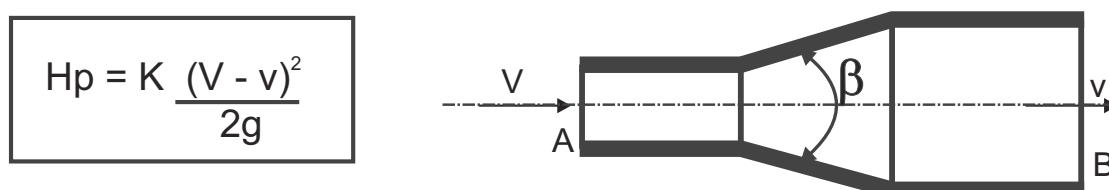
ALARGAMENTO BRUSCO DE SEÇÃO



SAÍDA DE CANALIZAÇÃO

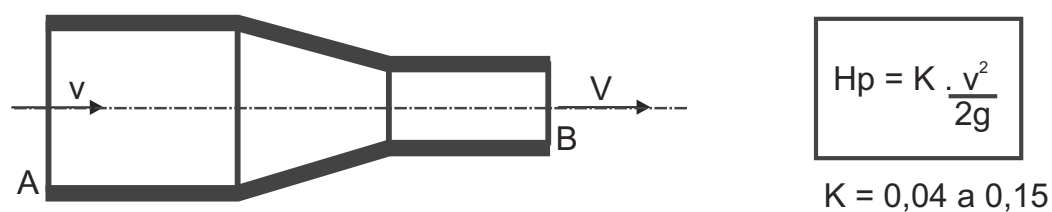


ALARGAMENTO GRADUAL DE SEÇÃO

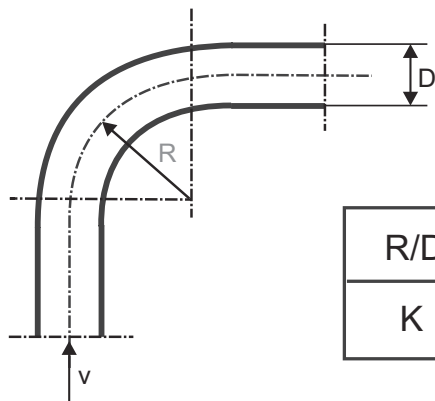


β	5°	10°	20°	40°	60°	70°	80°	120°
K	0,13	0,17	0,42	0,90	1,10	1,20	1,08	1,05

REDUÇÃO GRADUAL

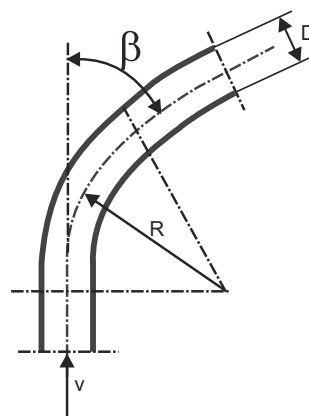


CURVAS

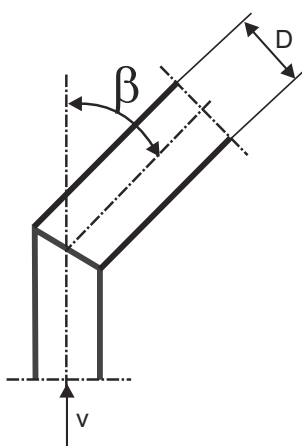


R/D	1	1,5	2	4	6	8
K	0,13	0,17	0,42	0,90	1,10	1,20

$$k = \frac{\beta^0}{90^0} \left[0,131 + 1,847 \left(\frac{D}{2R} \right)^{3,5} \right]$$

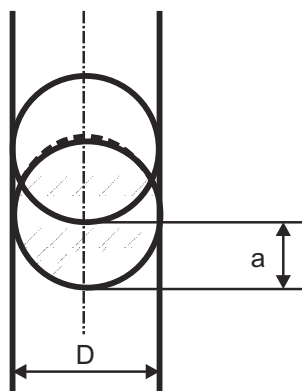


JOELHO OU COTOVELO



$$k = 0,9457 \sin^2 \frac{\beta}{2} + 2,05 \sin^4 \frac{\beta}{2}$$

REGISTRO DE GAVETA



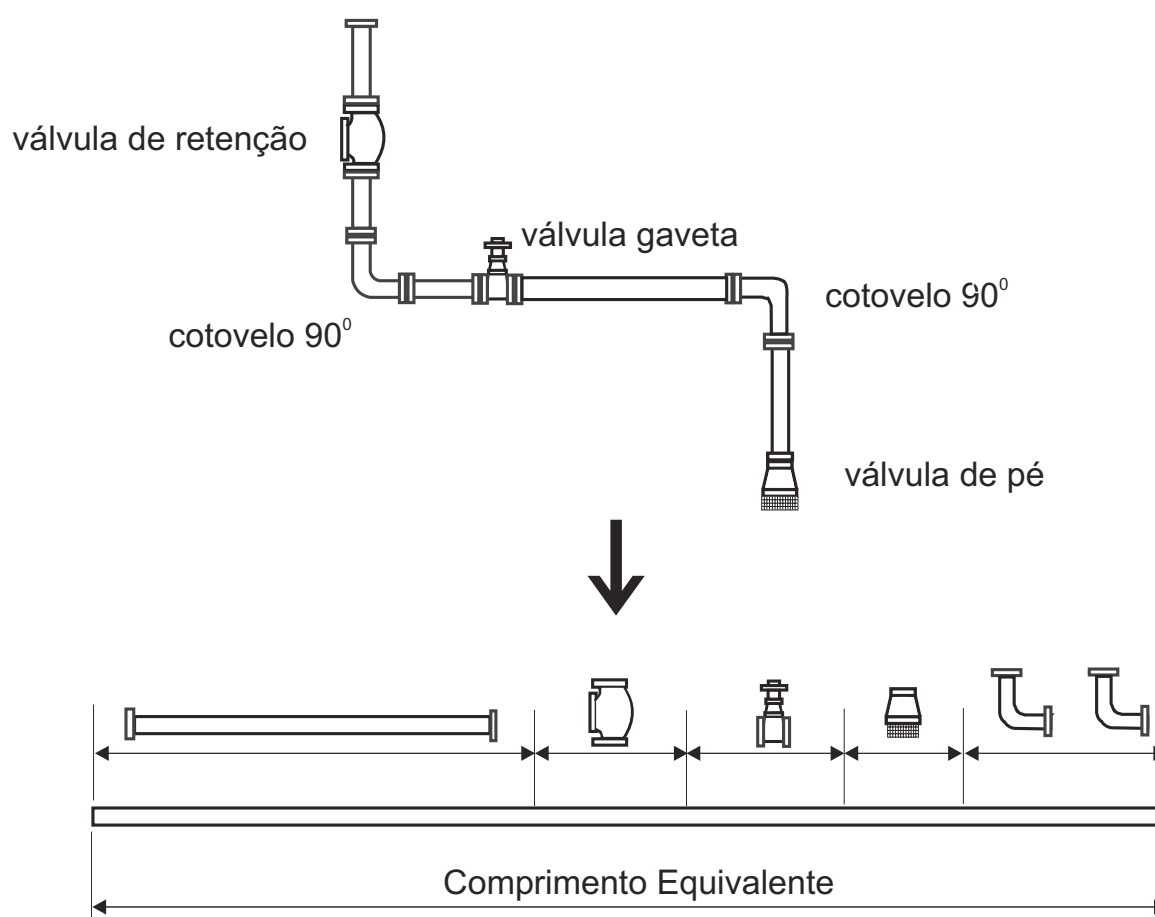
$\frac{a}{D}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$\frac{a}{A}$	0,948	0,856	0,740	0,609	0,466	0,315	0,159
k	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17,0	97,8

a = Área de abertura de passagem
 A = área da tubulação

1.11.16 MÉTODO DO COMPRIMENTO EQUIVALENTE

Uma canalização que possui ao longo de sua extensão diversas singularidades, equivale, sob o ponto de vista de perda de carga, a um encanamento retilíneo de comprimento maior, sem singularidades.

O método consiste em adicionar à extensão da canalização, para efeito de cálculo, comprimentos tais que correspondam à mesma perda de carga que causariam as singularidades existentes na canalização.






















Utilizando a fórmula de Darcy - Weisback, tem-se:

$$H_p = f \cdot \frac{L_{eq}}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

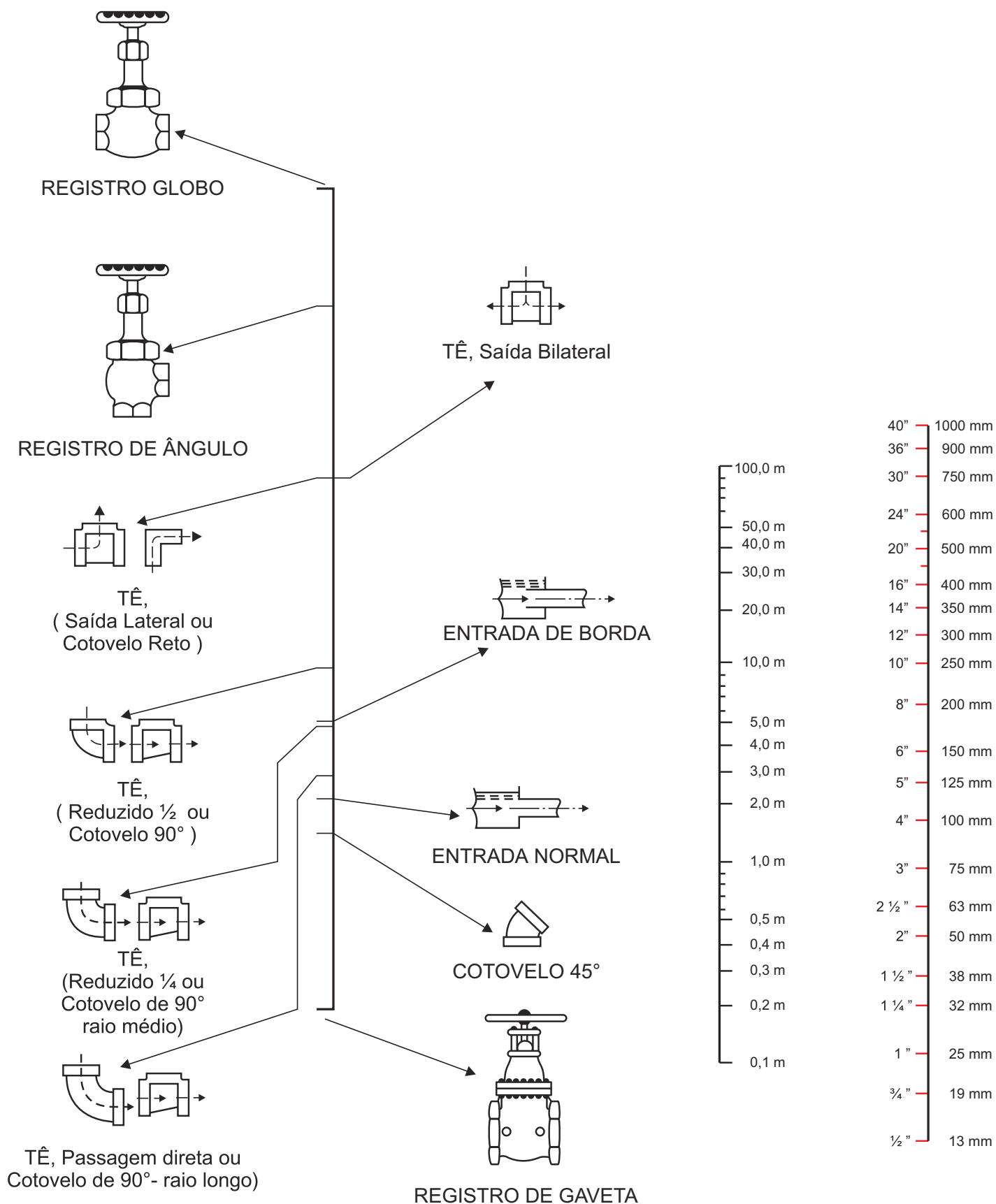
1.11.17 COMPRIMENTOS EQUIVALENTES A PERDAS LOCALIZADAS

Comprimentos equivalentes a perdas localizadas. (Expressos em metros de canalização retilínea)*

DIÂMETRO D		COTOVELO 90° RAIO LONGO	COTOVELO 90° RAIO MÉDIO	COTOVELO 90° RAIO CURTO	COTOVELO 45°	CURVA 90° R / D - 1 1/2	CURVA 90° R / D - 1	CURVA 45°	ENTRADA NORMAL	ENTRADA DE BORDA	REGISTRO DE GAVETA ABERTO	REGISTRO DE GLOBO ABERTO	REGISTRO DE ÂNGULO ABERTO	TÊ PASSAGEM DIRETA	TÊ SAÍDA DE LADO	TÊ SAÍDA BILATERAL	VÁLVULA DE PÉ E CRIVO	SAÍDA DA CANALIZAÇÃO	VÁLVULA DE RETENÇÃO TIPO LEVE	VÁLVULA DE RETENÇÃO TIPO PESADO
mm	pol.																			
13	½	0,3	0,4	0,5	0,2	0,2	0,3	0,2	0,2	0,4	0,1	4,9	2,6	0,3	1,0	1,0	3,6	0,4	1,1	1,6
19	¾	0,4	0,6	0,7	0,3	0,3	0,4	0,2	0,3	0,5	0,1	6,7	3,6	0,4	1,4	1,4	5,6	0,5	1,6	2,4
25	1	0,5	0,7	0,8	0,4	0,3	0,5	0,2	0,3	0,7	0,2	8,2	4,6	0,5	1,7	1,7	7,3	0,7	2,1	3,2
32	1 ¼	0,7	0,9	1,1	0,5	0,4	0,6	0,3	0,4	0,9	0,2	11,3	5,6	0,7	2,3	2,3	10,0	0,9	2,7	4,0
38	1 ½	0,9	1,1	1,3	0,6	0,5	0,7	0,3	0,5	1,0	0,3	13,4	6,7	0,9	2,8	2,8	11,6	1,0	3,2	4,8
50	2	1,1	1,4	1,7	0,8	0,6	0,9	0,4	0,7	1,5	0,4	17,4	8,5	1,1	3,5	3,5	14,0	1,5	4,2	6,4
63	2 ½	1,3	1,7	2,0	0,9	0,8	1,0	0,5	0,9	1,9	0,4	21,0	10,0	1,3	4,3	4,3	17,0	1,9	5,2	8,1
75	3	1,6	2,1	2,5	1,2	1,0	1,3	0,6	1,1	2,2	0,5	26,0	13,0	1,6	5,2	5,2	20,0	2,2	6,3	9,7
100	4	2,1	2,8	3,4	1,3	1,3	1,6	0,7	1,6	3,2	0,7	34,0	17,0	2,1	6,7	6,7	23,0	3,2	6,4	12,9
125	5	2,7	3,7	4,2	1,9	1,6	2,1	0,9	2,0	4,0	0,9	43,0	21,0	2,7	8,4	8,4	30,0	4,0	10,4	16,1
150	6	3,4	4,3	4,9	2,3	1,9	2,5	1,1	2,5	5,0	1,1	51,0	26,0	3,4	10,0	10,0	39,0	5,0	12,5	19,3
200	8	4,3	5,5	6,4	3,0	2,4	3,3	1,5	3,5	6,0	1,4	67,0	34,0	4,3	13,0	13,0	52,0	6,0	16,0	25,0
250	10	5,5	6,7	7,9	3,8	3,0	4,1	1,8	4,5	7,5	1,7	85,0	43,0	5,5	16,0	16,0	65,0	7,5	20,0	32,0
300	12	6,1	7,9	9,5	4,6	3,6	4,8	2,2	5,5	9,0	2,1	102,0	51,0	6,1	19,0	19,0	78,0	9,0	24,0	38,0
350	14	7,3	9,5	10,5	5,3	4,4	5,4	2,5	6,2	11,0	2,4	120,0	60,0	7,3	22,0	22,0	90,0	11,0	28,0	45,0

* Os valores indicados para registros de globo, aplicam-se também às torneiras, válvulas para chuveiros e válvulas de descarga.

1.11.18 COMPRIMENTOS EQUIVALENTES A PERDAS LOCALIZADAS



1.11.19 TABELAS DE LEITURA DIRETA

Com base nas formulações já apresentadas e em dados experimentais, foram montadas tabelas de fácil utilização, que expressam diretamente as perdas de carga dos principais componentes de um sistema de bombeamento, em função da vazão e do diâmetro nominal da tubulação.

Temos como exemplo, a TABELA DE PERDAS DE CARGA da KSB Bombas Hidráulicas S/A.

MÓDULO 2

Sistemas de Bombeamento

ÍNDICE

2	<i>Introdução</i>	51
2.1	<i>Altura estática e Altura dinâmica</i>	52
2.1.1	Altura estática	52
2.1.2	Altura geométrica	52
2.1.3	Carga de pressão	52
2.2	<i>Altura dinâmica</i>	52
2.2.1	Perda de carga total (Hp)	52
2.2.2	Carga de velocidade	52
2.3	<i>Altura total do sistema</i>	54
2.4	<i>Altura de sucção</i>	54
2.4.1	Altura geométrica de sucção	54
2.4.2	Carga de pressão na sucção	54
2.4.3	Perdas de carga na sucção	54
2.4.4	Carga de velocidade na sucção	54
2.5	<i>Esquemas típicos de sucção</i>	55
2.6	<i>Sucção positiva ou bomba “afogada”</i>	56
2.7	<i>Sucção negativa ou bomba “não afogada”</i>	56
2.8	<i>Altura de descarga (Hd)</i>	57
2.8.1	Altura geométrica de descarga (Hgeod)	57
2.8.2	Carga de pressão na descarga	57
2.8.3	Perdas de carga na descarga (Hps)	57
2.8.4	Carga de velocidade na descarga	57
2.9	<i>Esquemas típicos de descarga</i>	57
2.10	<i>Altura manométrica total</i>	59
2.11	<i>Cálculo da Altura manométrica do sistema na fase de projeto</i>	59
2.12	<i>Cálculo da altura manométrica do sistema na fase de operação</i>	60
2.13	<i>Curva característica do sistema</i>	60
2.13.1	Levantamento da curva do sistema	61
2.14	<i>Associação de sistemas</i>	62
2.14.1	Associação em série	62
2.14.2	Esquema de uma associação em série	63
2.14.3	Associação em paralelo	64
2.14.4	Esquema de uma associação em paralelo	64
2.14.5	Associação mista	65
2.15	<i>Variação de níveis em reservatórios</i>	66
2.16	<i>Bombeamento simultâneo a 2 ou mais reservatórios distintos</i>	67
2.17	<i>Abastecimento por gravidade</i>	69

SISTEMAS DE BOMBEAMENTO

2 INTRODUÇÃO

Neste módulo, abordaremos os parâmetros determinantes de um sistema de bombeamento, com conceitos, fórmulas para cálculo e demais elementos.

O perfeito entendimento deste tema é fundamental para a compreensão e solução de problemas práticos com os quais nos defrontaremos freqüentemente em nosso campo, bem como para permitir o correto dimensionamento, seleção e operação dos equipamentos, o que será abordado nos módulos seguintes.

2.1 ALTURA ESTÁTICA E ALTURA DINÂMICA

2.1.1 ALTURA ESTÁTICA

A altura estática de um sistema de bombeamento é composta pelas seguintes parcelas:

2.1.2 ALTURA GEOMÉTRICA (H_{geo})

É a diferença de cota entre o nível de sucção e o nível de descarga do líquido. Se o tubo de descarga está situado acima do nível do líquido no reservatório de descarga, então H_{geo} deve referir-se à linha de centro do tubo de descarga.

2.1.3 CARGA DE PRESSÃO

É a diferença de pressão existente entre o reservatório de descarga e o reservatório de sucção em sistemas fechados.

Para sistemas abertos, esta parcela pode ser considerada nula.

Esta carga pode ser representada através da fórmula:

$$\left(\frac{p_{rd} - p_{rs}}{\gamma} \right)$$

2.2 ALTURA DINÂMICA

A altura dinâmica de um sistema de bombeamento é composta pelas seguintes parcelas:

2.2.1 PERDA DE CARGA TOTAL (H_p)

É a somatória de todas as perdas de carga que ocorrem no sistema, tais como perda de carga nas tubulações, válvulas, acessórios, etc.

Notar que a perda de carga deve ser tanto na parte da sucção como no recalque da instalação.

2.2.2 CARGA DE VELOCIDADE

É a diferença entre a carga de velocidade do fluido no reservatório de sucção e no reservatório de recalque.

Na prática, esta parcela pode ser desprezada.

Esta carga pode ser representada através da fórmula:

$$\left(\frac{v_{rd}^2 - v_{rs}^2}{2g} \right)$$

2.3 ALTURA TOTAL DO SISTEMA

A altura total do sistema, mais propriamente chamada de Altura Manométrica Total do sistema, é composta pela Altura Estática mais a Altura Dinâmica, ou seja:

$$H = H_{\text{geo}} + \frac{p_{\text{rd}} - p_{\text{rs}}}{\gamma} + H_p + \frac{v_{\text{rd}}^2 - v_{\text{rs}}^2}{2g}$$

Se desprezarmos a carga de velocidade, teremos:

$$H = H_{\text{geo}} + \frac{p_{\text{rd}} - p_{\text{rs}}}{\gamma} + H_p$$

Para sistemas abertos, teremos:

$$H = H_{\text{geo}} + H_p$$

2.4 ALTURA DE SUCÇÃO (H_s)

A altura de sucção é composta pelas seguintes parcelas:

2.4.1 ALTURA GEOMÉTRICA DE SUCÇÃO (H_{geos})

É a diferença de cota entre o nível do reservatório de sucção e a linha de centro do rotor da bomba.

2.4.2 CARGA DE PRESSÃO NA SUCÇÃO (p_{rs}/γ)

É a carga de pressão existente no reservatório de sucção. Este termo é nulo para reservatórios abertos.

2.4.3 PERDAS DE CARGA NA SUCÇÃO (H_{ps})

É a somatória de todas as perdas de carga entre os reservatórios de sucção e a boca de sucção da bomba.

2.4.4 CARGA DE VELOCIDADE NA SUCÇÃO ($v_{\text{rs}}^2 / 2g$)

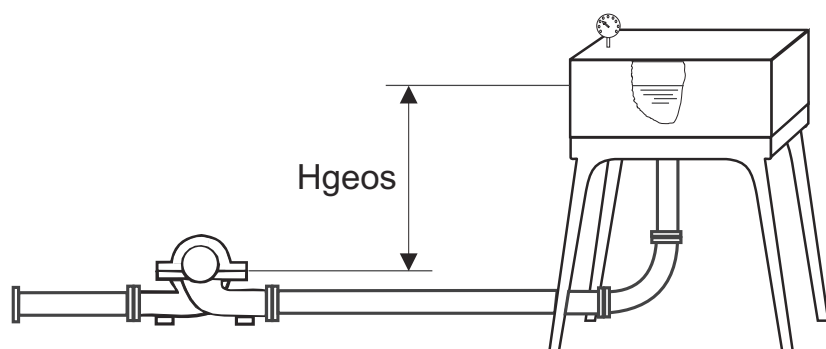
É a carga de velocidade no reservatório de sucção.

Assim, a Altura de Sucção pode ser expressa por:

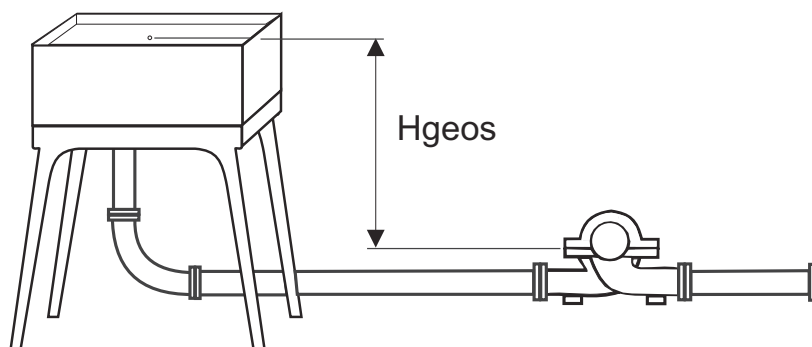
$$H = H_{geos} + \frac{p_{rs}}{\gamma} - H_p + \frac{v r s^2}{2g}$$

IMPORTANTE: Notar que na expressão acima, o termo H_{geos} tem valor algébrico, isto é, pode ser positivo ou negativo, dependendo do tipo de instalação de sucção.

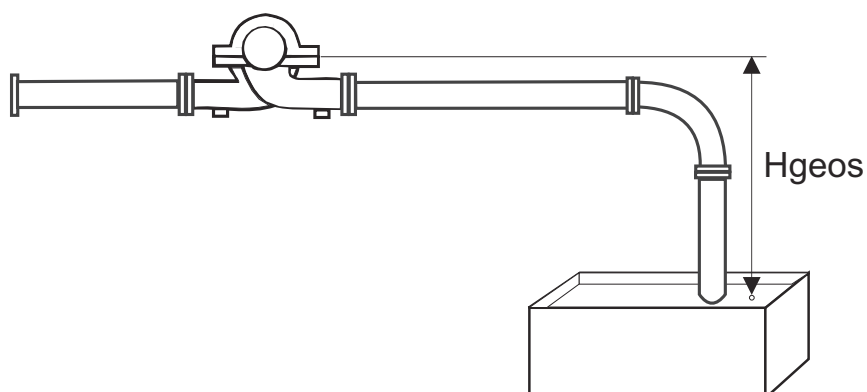
2.5 ESQUEMAS TÍPICOS DE SUCÇÃO



$$H_s = H_{geos} + \frac{p_{rs}}{\gamma} - H_p$$



$$H_s = H_{geos} - H_p$$

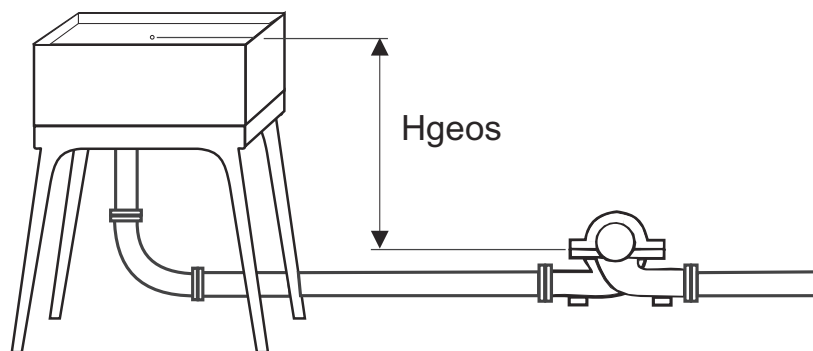


$$H_s = - H_{geos} - H_p$$

Nos exemplos anteriores, foi considerada desprezível a velocidade do fluido no reservatório de sucção, desprezando-se portanto a carga de pressão correspondente.

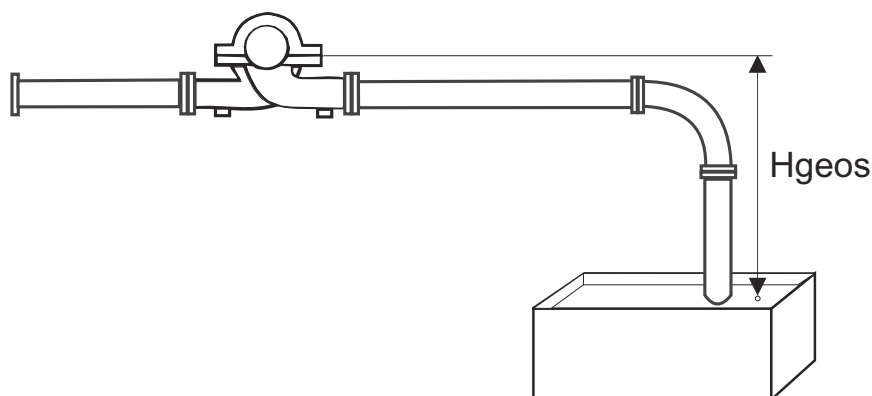
2.6 SUCÇÃO POSITIVA OU BOMBA "AFOGADA"

Dizemos que a sucção de uma bomba é positiva ou a bomba está "afogada", quando o nível de líquido no reservatório de sucção esta acima da linha de centro do rotor da bomba. Neste caso, o termo **Hgeos é positivo**.



2.7 SUCÇÃO NEGATIVA OU BOMBA NÃO AFOGADA

Dizemos que a sucção de uma bomba é negativa ou bomba "não afogada", quando o nível de líquido no reservatório de sucção está abaixo da linha de centro do rotor da bomba. Neste caso, o termo **Hgeos é negativo**.



OBS: Neste caso, estamos tomando como referência, a linha de centro da bomba, caso tomarmos como referência o nível do líquido no reservatório, altera-se os sinais.

2.8 ALTURA DE DESCARGA (H_d)

A altura de descarga é composta pelas seguintes parcelas:

2.8.1 ALTURA GEOMÉTRICA DE DESCARGA (H_{geod})

É a diferença de cota entre o nível do reservatório de descarga e a linha de centro do rotor da bomba.

2.8.2 CARGA DE PRESSÃO NA DESCARGA (pr_d/γ)

É a carga de pressão existente no reservatório de descarga. Este termo é nulo para reservatórios abertos.

2.8.3 PERDAS DE CARGA NA DESCARGA (H_{pd})

É a somatória de todas as perdas de carga entre a boca de descarga e o reservatório de descarga da bomba.

2.8.4 CARGA DE VELOCIDADE NA DESCARGA ($v_{rd}^2/2g$)

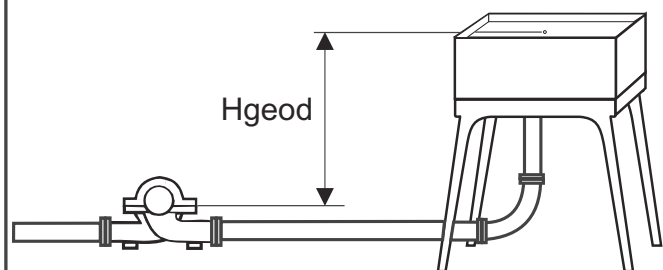
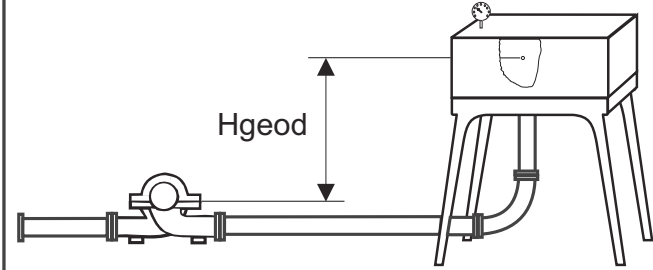
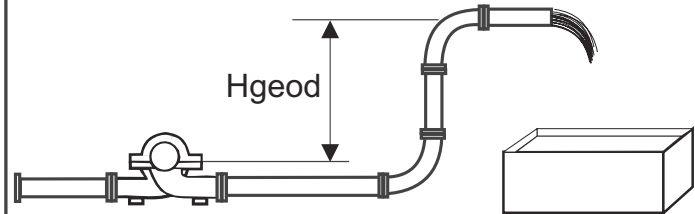
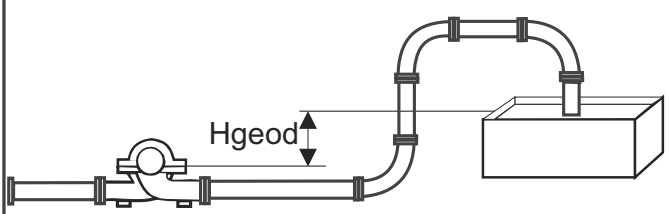
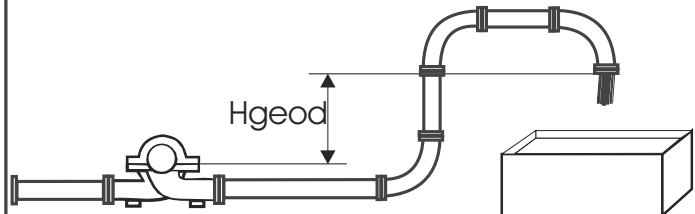
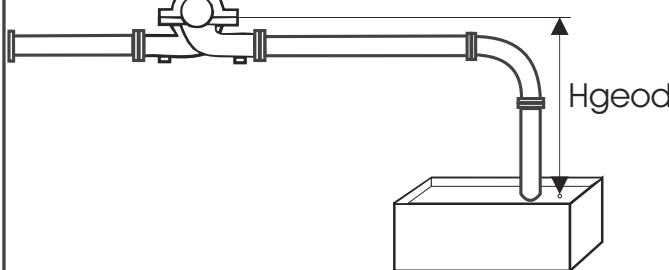
É a carga de velocidade do fluido no reservatório de descarga.

Assim, a Altura de descarga pode ser expressa por:

$$H = H_{geod} + \frac{pr_d}{\gamma} + H_{pd} + \frac{v_{rd}^2}{2g}$$

2.9 ESQUEMAS TÍPICOS DE DESCARGA

Nas figuras a seguir, veremos os principais esquemas de descarga nos reservatórios:

 $H_d = H_{geod} + H_p$	 $H_d = H_{geod} + \frac{pr_d}{\gamma} + H_p$
 $H_d = H_{geod} + H_p$	 $H_d = H_{geod} + H_p$
 $H_d = H_{geod} + H_p$	 $H_d = - H_{geod} + H_p$

Nos exemplos anteriores foi considerada desprezível a velocidade do fluido no reservatório de descarga, desprezando-se portanto a carga de pressão correspondente.

2.10 ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL

Altura Manométrica Total é a energia por unidade de peso que o sistema solicita para transportar o fluido do reservatório de sucção para o reservatório de descarga, com uma determinada vazão.

Nos sistemas que estudaremos, essa energia é fornecida por uma bomba, sendo a Altura Manométrica total, um parâmetro fundamental para o selecionamento da mesma.

É importante notar que em um sistema de bombeamento, a condição requerida é a **Vazão (Q)**, enquanto que a **Altura Manométrica Total (H)** é consequência da instalação.

2.11 CÁLCULO DA ALTURA MANOMÉTRICA DO SISTEMA EM PROJETO

Como já vimos anteriormente, a **Altura Manométrica Total** de um sistema pode ser calculada por:

$$H = H_{geo} + \frac{p_{rd} - p_{rs}}{\gamma} \times 10 + H_p + \frac{v_{rd}^2 - v_{rs}^2}{2g}$$

H_{geo} \Rightarrow altura geométrica (m)

p_{rd} \Rightarrow pressão no reservatório de descarga (kgf/cm²)

p_{rs} \Rightarrow pressão no reservatório de sucção (kgf/cm²)

γ \Rightarrow peso específico do fluido (kgf/dm³)

H_p \Rightarrow perda de carga (m)

v_{rd}^2 \Rightarrow velocidade no reservatório de descarga (m/s)

v_{rs}^2 \Rightarrow velocidade no reservatório de sucção (m/s)

g \Rightarrow aceleração da gravidade (m/s²)

10 \Rightarrow valor para acerto de unidades

Ou:

$$H = H_d - H_s$$

2.12 CÁLCULO DA ALTURA MANOMÉTRICA DO SISTEMA NA FASE DE OPERAÇÃO

As formulações até aqui apresentadas, são utilizadas para determinarmos a Altura Manométrica Total do sistema em termos de projeto, ou seja, realizando-se cálculos para determinação das perdas de carga, etc.

Quando, no entanto, já se tiver um sistema instalado e em operação, algumas grandezas poderão ser obtidas diretamente na própria instalação. Neste caso, embora as formulações apresentadas permaneçam válidas, a Altura Manométrica Total correspondente a uma determinada vazão poderá ser obtida da seguinte forma:

$$H = \frac{p_d - p_s}{\gamma} \times 10 + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} + Z_{sd}$$

p_d \Rightarrow pressão lida no manômetro da descarga (kgf/cm²)

p_s \Rightarrow pressão lida no manômetro da sucção (kgf/cm²)

γ \Rightarrow peso específico do fluido (kgf/dm³)

v_d^2 \Rightarrow velocidade do fluido na descarga da bomba (m/s)

v_s^2 \Rightarrow velocidade do fluido na sucção da bomba (m/s)

g \Rightarrow aceleração da gravidade (m/s²)

Z_{sd} \Rightarrow diferença de cota entre as linhas de centro dos manômetros colocados na sucção e descarga da bomba (m)

10 \Rightarrow valor para acerto de unidades

2.13 CURVA CARACTERÍSTICA DO SISTEMA

Os sistemas de bombeamento normalmente são compostos por diversos elementos, tais como bombas, válvulas, tubulações e acessórios, os quais são necessários para obter-se a transferência do fluido de um ponto para outro.

Já foi mostrado nos itens anteriores, como calcular a Altura Manométrica Total do sistema para uma determinada vazão desejada. Os parâmetros Vazão (Q) e Altura Manométrica Total (H) são fundamentais para o dimensionamento da bomba adequada para o sistema.

Muitas vezes, no entanto, é necessário conhecer-se não somente um ponto de operação do sistema (Q e H), mas a **Curva Característica do Sistema**, ou seja, a Altura Manométrica Total correspondente a cada vazão, dentro de uma determinada faixa de operação do sistema.

Esta curva é de grande importância sobretudo em sistemas que incluem associações de bombas, sistemas com variações de níveis nos reservatórios, sistemas com vazões variáveis, etc.

2.13.1 LEVANTAMENTO DA CURVA DO SISTEMA

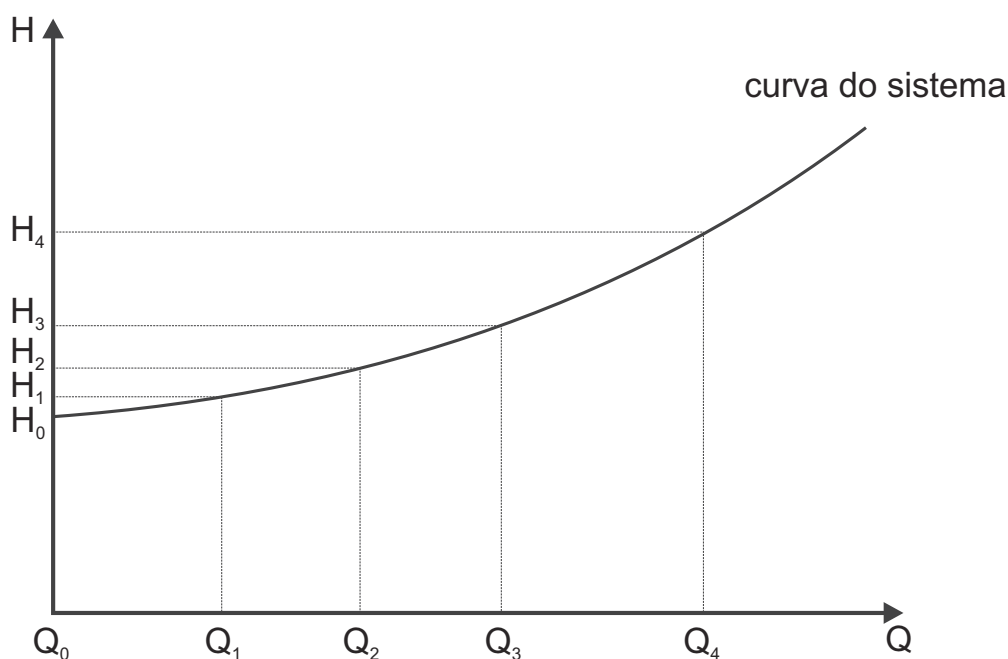
A curva característica do sistema é levantada plotando-se a Altura Manométrica Total em função da vazão do sistema, conforme indicado a seguir:

1º Passo: Tomar uma das fórmulas para obtenção da Altura Manométrica Total;

2º Passo: Fixar algumas vazões dentro da faixa de operação do sistema. Sugere-se fixar cerca de cinco pontos, entre eles o ponto de vazão nula ($Q = 0$) e o ponto de vazão de projeto ($Q = Q_{proj}$);

3º Passo: Determinar a Altura Manométrica Total correspondente a cada vazão fixada;

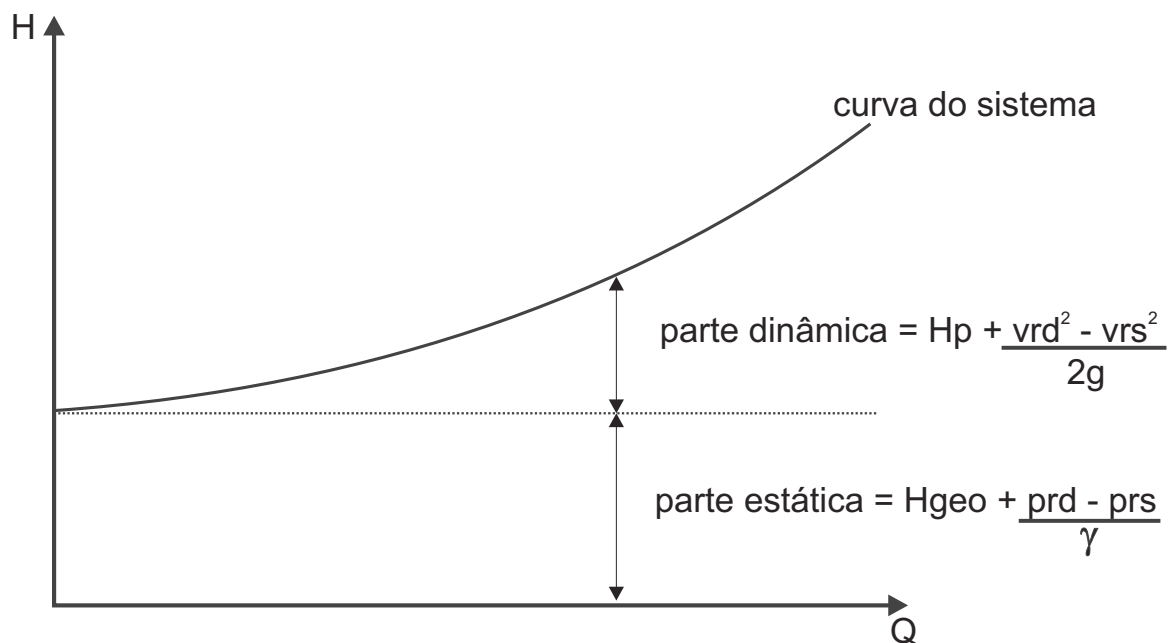
4º Passo: Plotar os pontos obtidos num gráfico $Q \times H$, (vazão no eixo das abcissas e altura manométrica no eixo das ordenadas), conforme ilustrado a seguir:



A curva característica de um sistema de bombeamento apresenta duas partes distintas, ou seja, a parte estática e a parte dinâmica.

A **parte estática** corresponde a altura estática e independe da vazão do sistema, ou seja, a carga de pressão nos reservatórios de descarga e sucção e a altura geométrica.

A **parte dinâmica** corresponde a altura dinâmica, ou seja, com o fluido em movimento, gerando carga de velocidade nos reservatórios de descarga e sucção e as perdas de carga, que aumenta com o quadrado da vazão do sistema.



2.14 ASSOCIAÇÃO DE SISTEMAS

Os sistemas de bombeamento muitas vezes são compostos por várias tubulações interligadas, cada uma com seus respectivos acessórios (curvas, válvulas, reduções, etc).

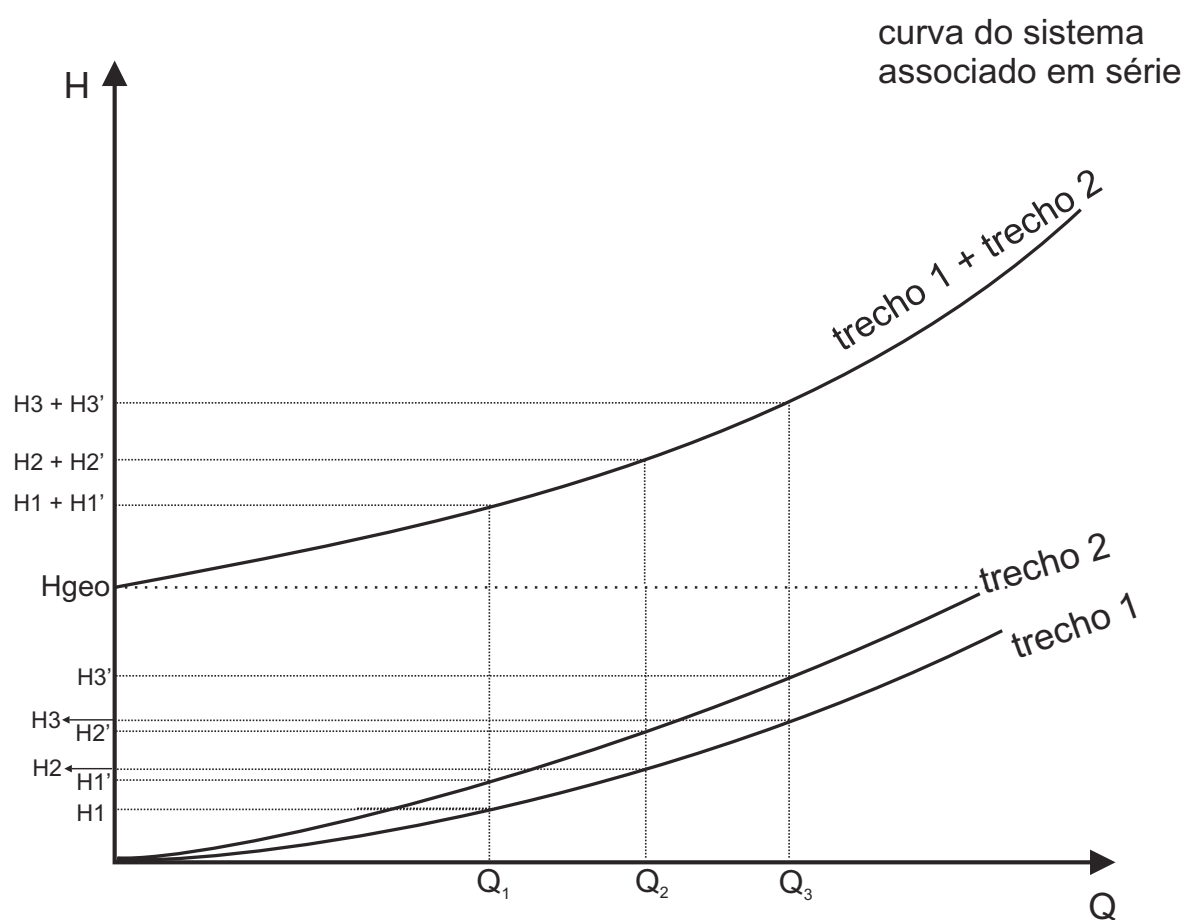
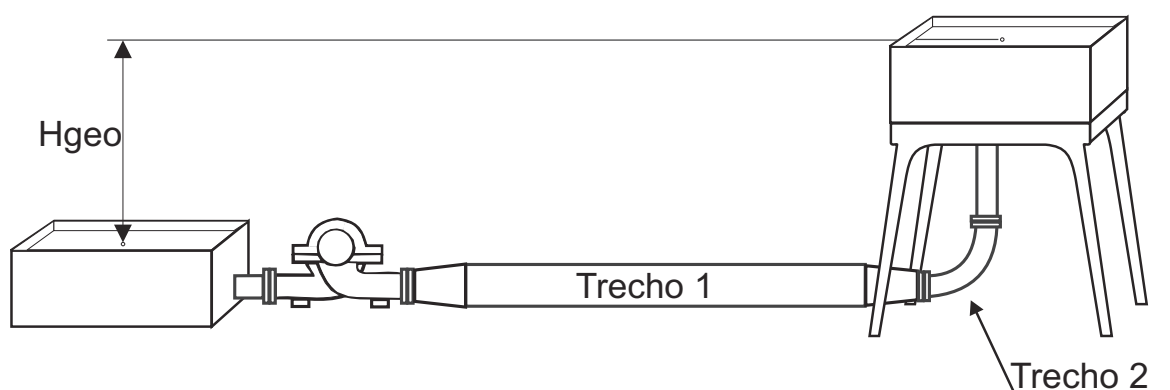
Para obter-se a curva do sistema nestes casos, deve-se inicialmente proceder o levantamento da curva para cada tubulação independentemente, como se as demais não existissem, conforme já visto.

Em seguida, as curvas obtidas deverão ser compostas de acordo com o tipo de associação existente, em série ou em paralelo.

2.14.1 ASSOCIAÇÃO EM SÉRIE

Na associação em série, para cada vazão, o valor da Altura Manométrica Total (H), será a soma das alturas manométricas correspondente de cada sistema.

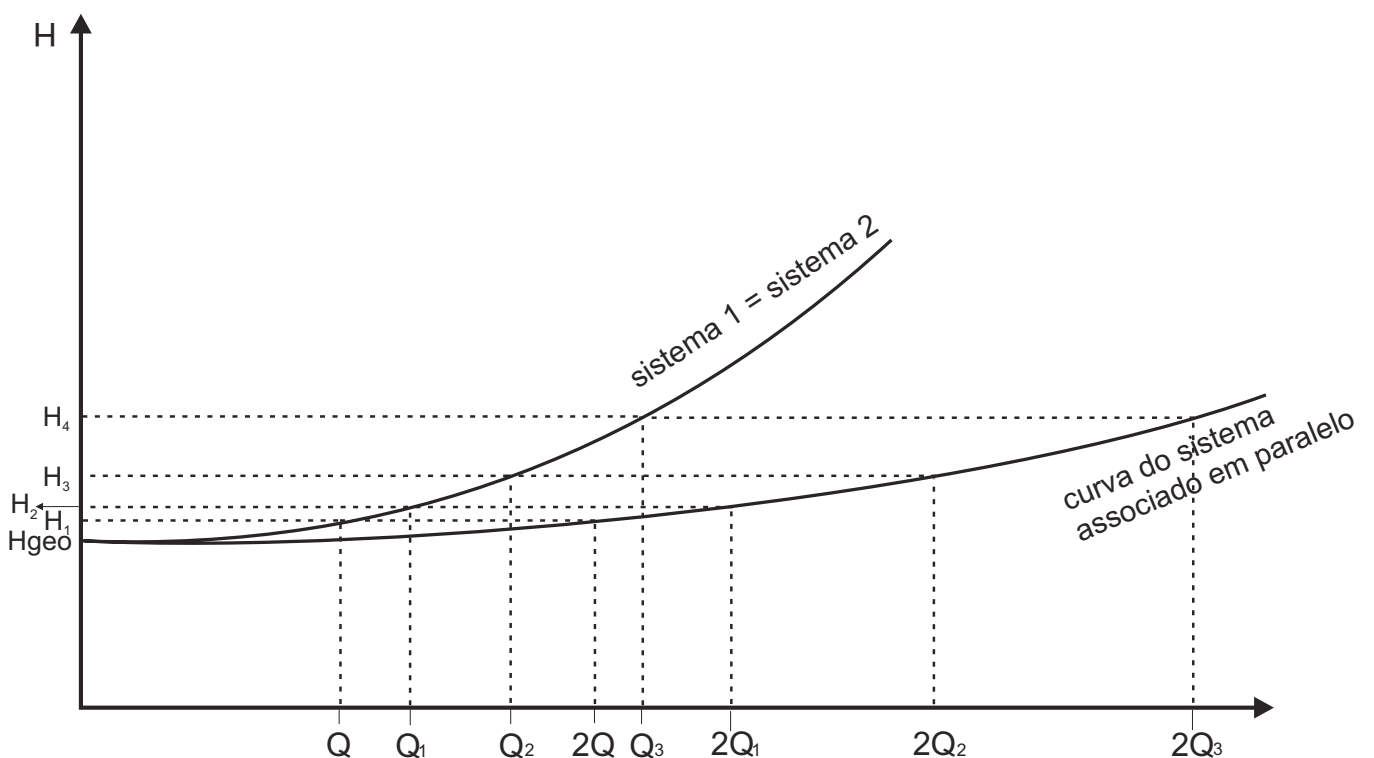
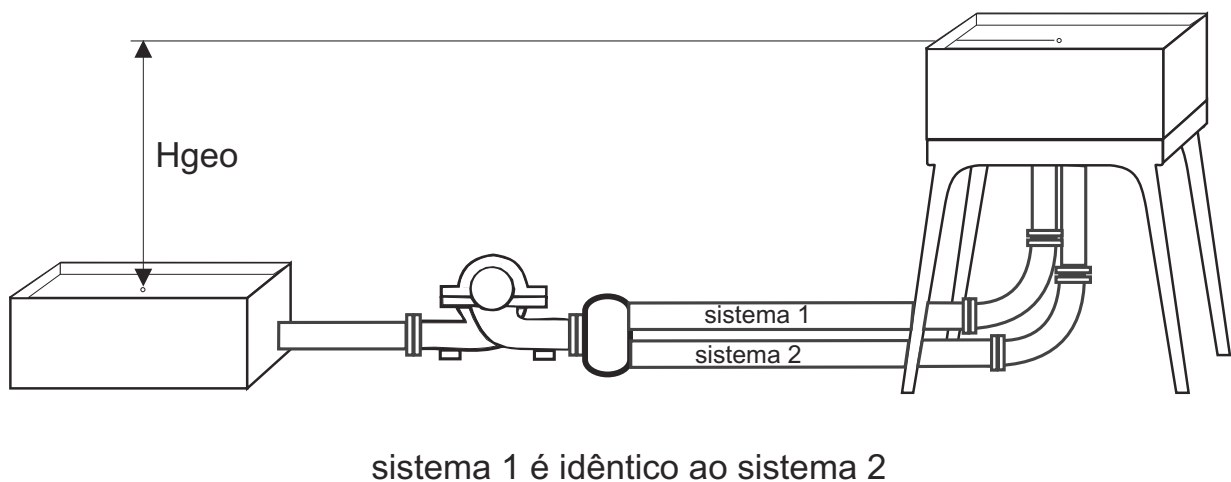
2.14.2 ESQUEMA DE UMA ASSOCIAÇÃO EM SÉRIE



2.14.3 ASSOCIAÇÃO EM PARALELO

Na associação em paralelo, para cada Altura Manométrica Total, o valor da vazão total do sistema será a soma da vazão correspondente de cada tubulação. Assim, inicialmente, procede-se o levantamento da curva de cada sistema individualmente, como se não existisse outros, em seguida, para cada Altura Manométrica, somam-se as vazões correspondentes em cada sistema, obtendo-se a curva do sistema resultante.

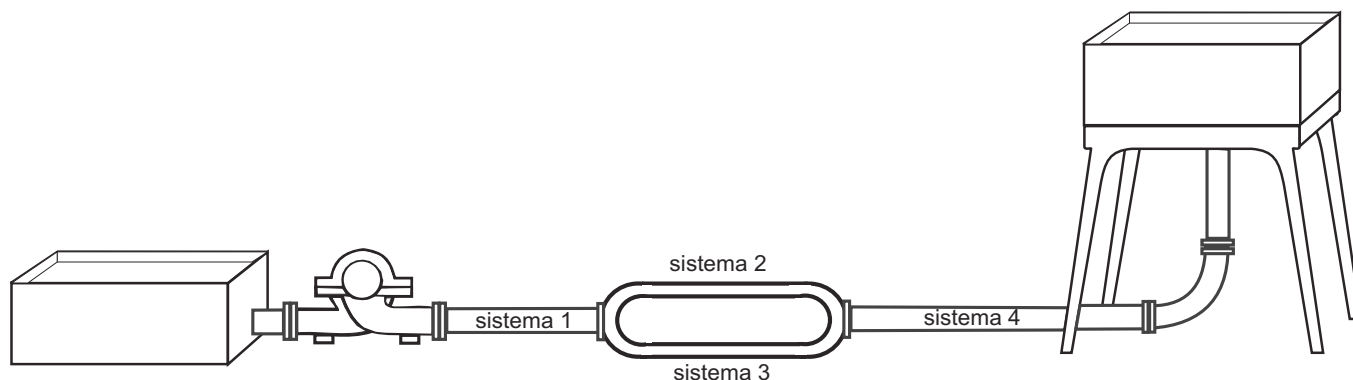
2.14.4 ESQUEMA DE UMA ASSOCIAÇÃO EM PARALELO



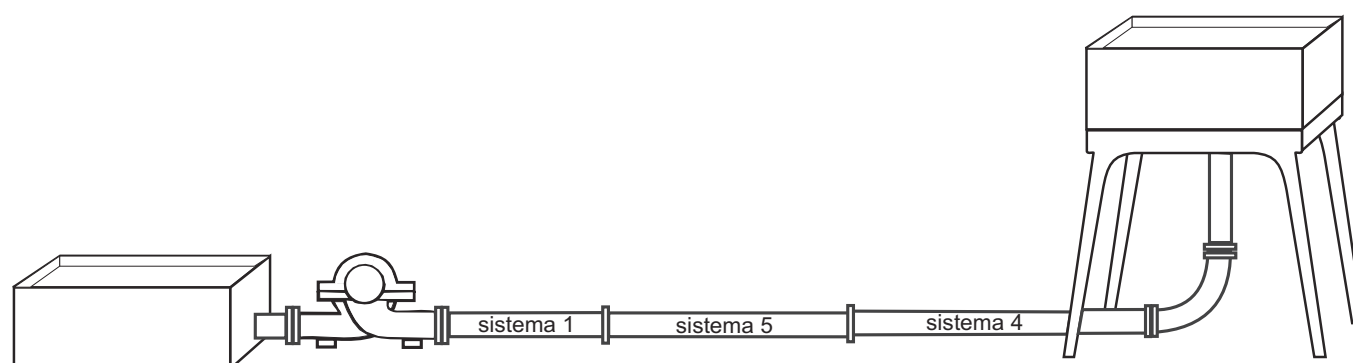
2.14.5 ASSOCIAÇÃO MISTA

Na associação mista, o procedimento é uma combinação dos anteriormente descritos, conforme segue:

Suponhamos um sistema formado pelos trechos de tubulações indicados abaixo:



Inicialmente, efetua-se a associação dos sistemas 2 e 3 em paralelo, obtendo-se a curva característica dessa associação, que chamaremos de sistema 5.

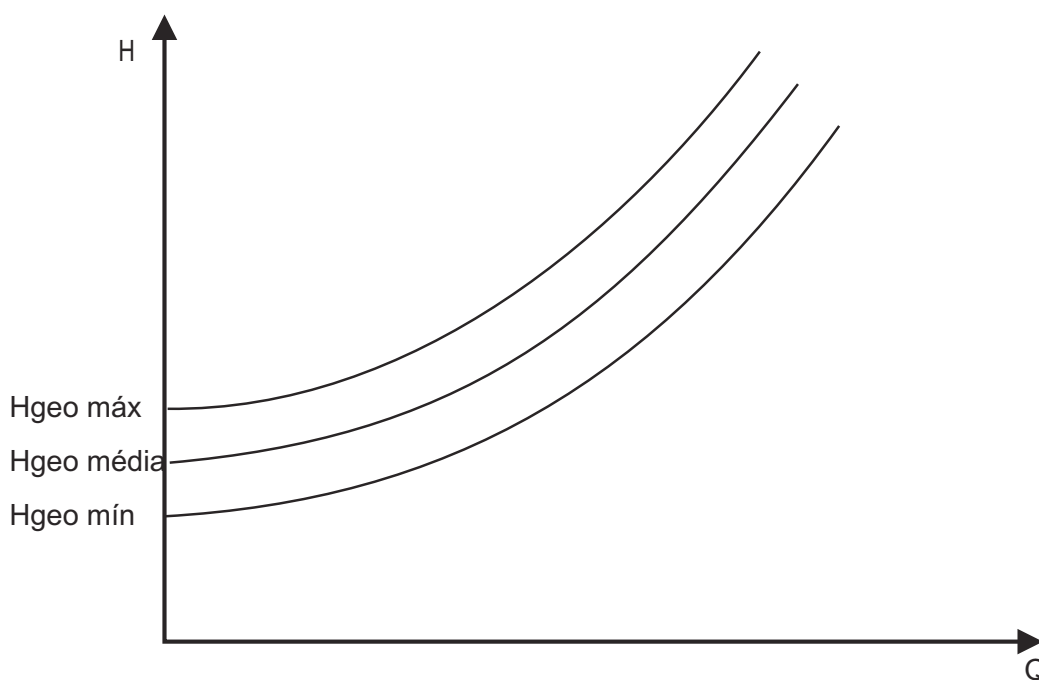
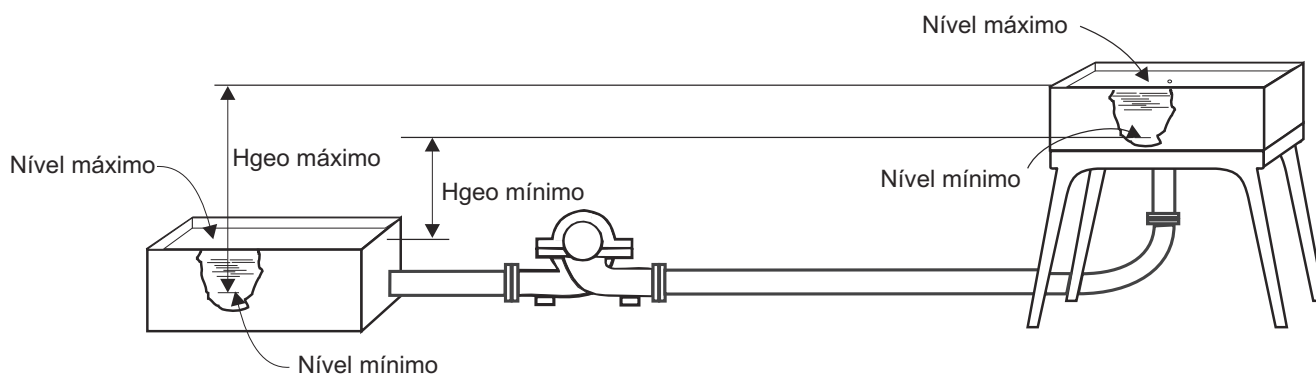


Em seguida, basta efetuar a associação dos sistemas 1 + 5 + 4 em série, conforme procedimento já descrito, obtendo-se assim a curva do sistema resultante.

2.15 VARIAÇÃO DE NÍVEIS NOS RESERVATÓRIOS

Muitas vezes, os níveis nos reservatórios (sucção e recalque) podem sofrer grandes variações, (demanda variável; cheia de rios; etc). Com isto, as alturas estáticas variarão, acarretando conseqüentemente o aparecimento de várias curvas do sistema.

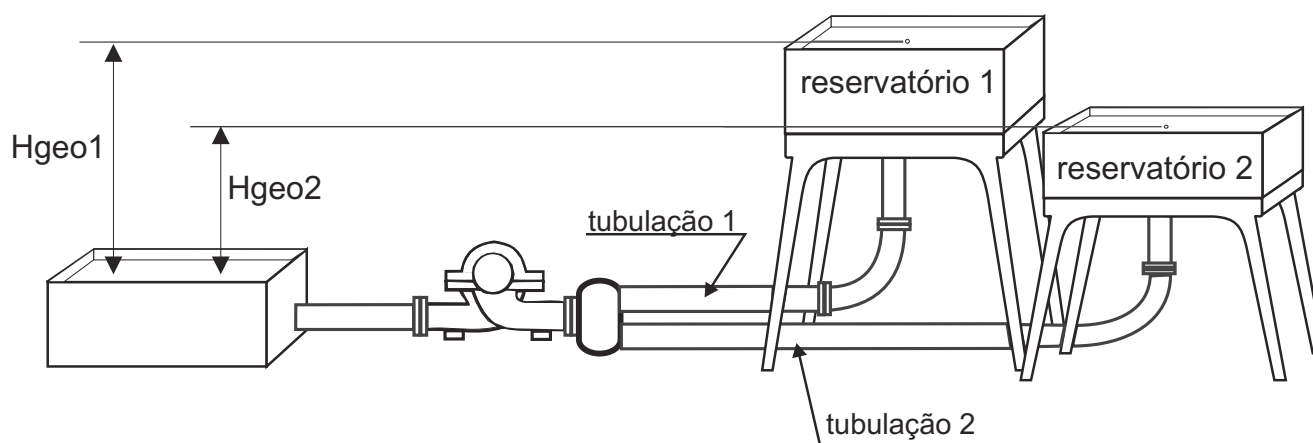
Para facilitar o selecionamento, determinamos a faixa de variação correspondentes às situações limites, ou seja, curvas de sistema para as alturas estáticas totais máxima e mínima.



Para efeito de projeto e selecionamento das bombas, normalmente é considerada a curva do sistema correspondente ao nível médio ou ao nível mais freqüente. É contudo importante o conhecimento das curvas para o nível máximo e mínimo, principalmente quando ocorrem grandes variações de níveis nos reservatórios. É também importante termos o tempo de ocorrência destas situações limites, para que tenhamos condições de aplicar um equipamento mais adequado economicamente para o sistema.

2.16 BOMBEAMENTO SIMULTÂNEO A 2 OU MAIS RESERVATÓRIOS DISTINTOS

Algumas vezes, ocorre a necessidade de bombeamento para reservatórios distintos, simultaneamente, ou isoladamente, para um reservatório e outro, etc. Pode ocorrer também que estes reservatórios estejam situados em níveis diferentes, como ilustra a figura abaixo.



Neste sistema, o equipamento poderá bombear fluido para os reservatórios 1 e 2, simultaneamente; podendo também bombear ora para o reservatório 1, ora para o reservatório 2, isoladamente.

Para resolver o sistema, devemos proceder da seguinte forma;

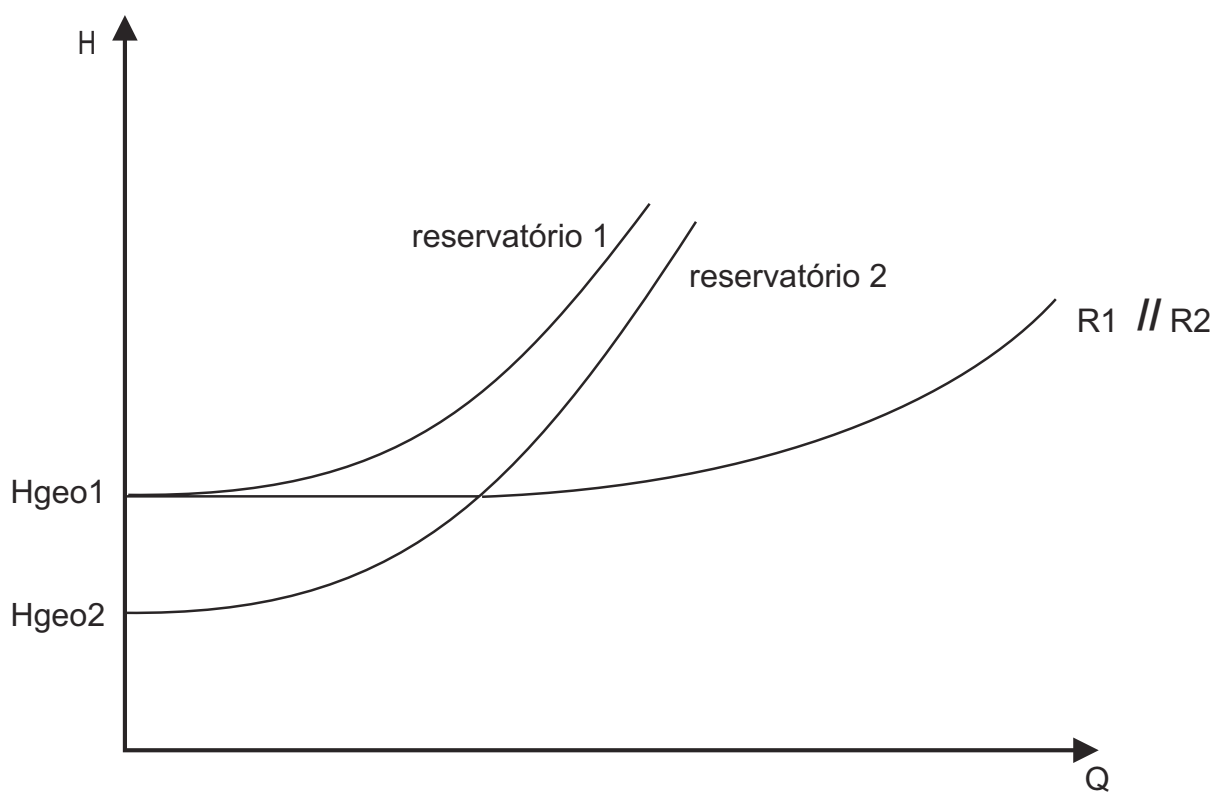
a) Vamos supor que o bombeamento seja realizado somente para o **reservatório 1**.

Traça-se a curva correspondente ao reservatório 1, através da tubulação 1.

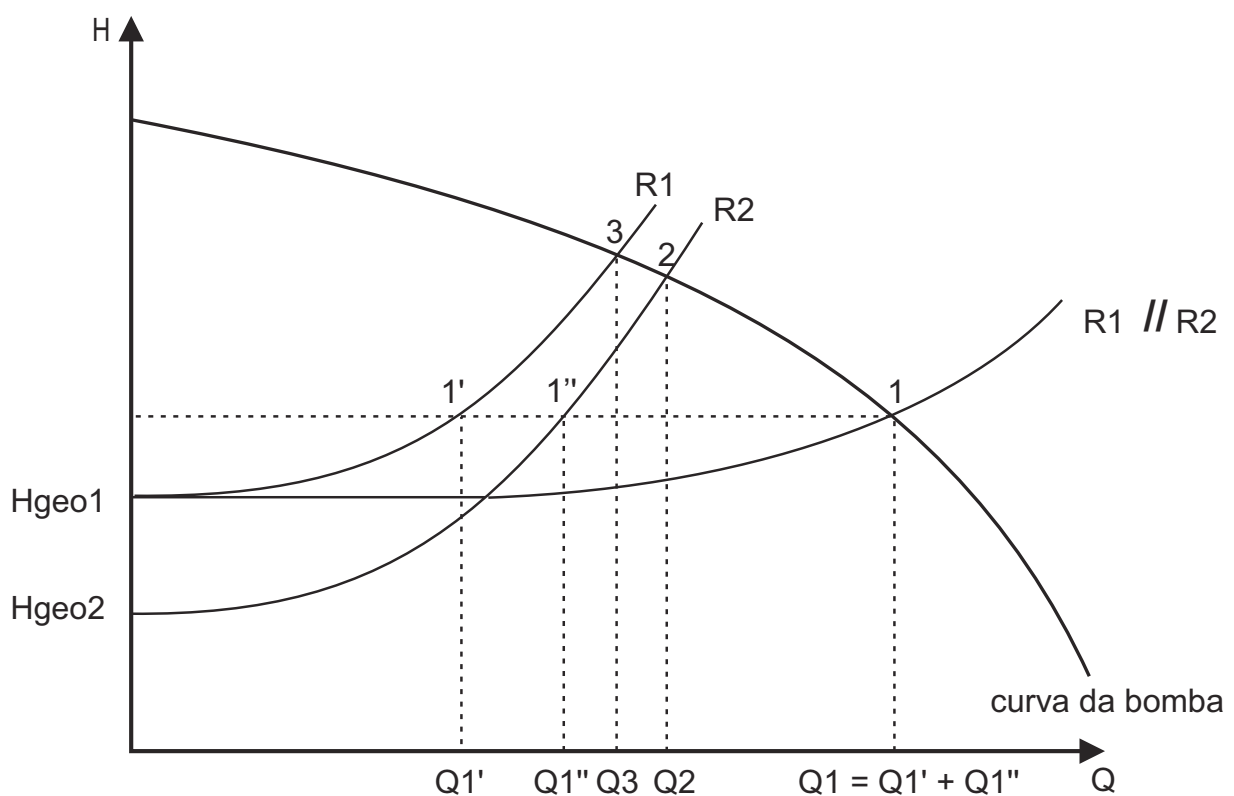
b) Vamos supor agora que apenas o **reservatório 2** será abastecido, traçando assim curva do sistema através da tubulação 2.

c) Vamos agora supor que os **reservatórios 1 e 2** são abastecidos simultaneamente, através das tubulações 1 e 2. Pela figura, notamos que as tubulações 1 e 2 estão associadas em paralelo.

Tracemos então a resultante da associação em paralelo das tubulações 1 e 2, obtendo assim a solução gráfica deste sistema.



Para termos uma idéia da importância das curvas do sistema nestes casos, analisemos as curvas do sistema juntamente com a curva da bomba, assunto que estudaremos adiante.



Teremos três pontos de trabalho:

- **PONTO 1** - Ponto de trabalho que traduz a operação da bomba no sistema, alimentando simultaneamente os reservatórios 1 e 2, sendo os **pontos 1' e 1''** correspondente às vazões de contribuição de cada reservatório, no caso:

- **ponto 1'**- Gera **$Q_{1'}$** , que é a vazão de contribuição ao reservatório 1, quando o equipamento alimenta simultaneamente os dois reservatórios.

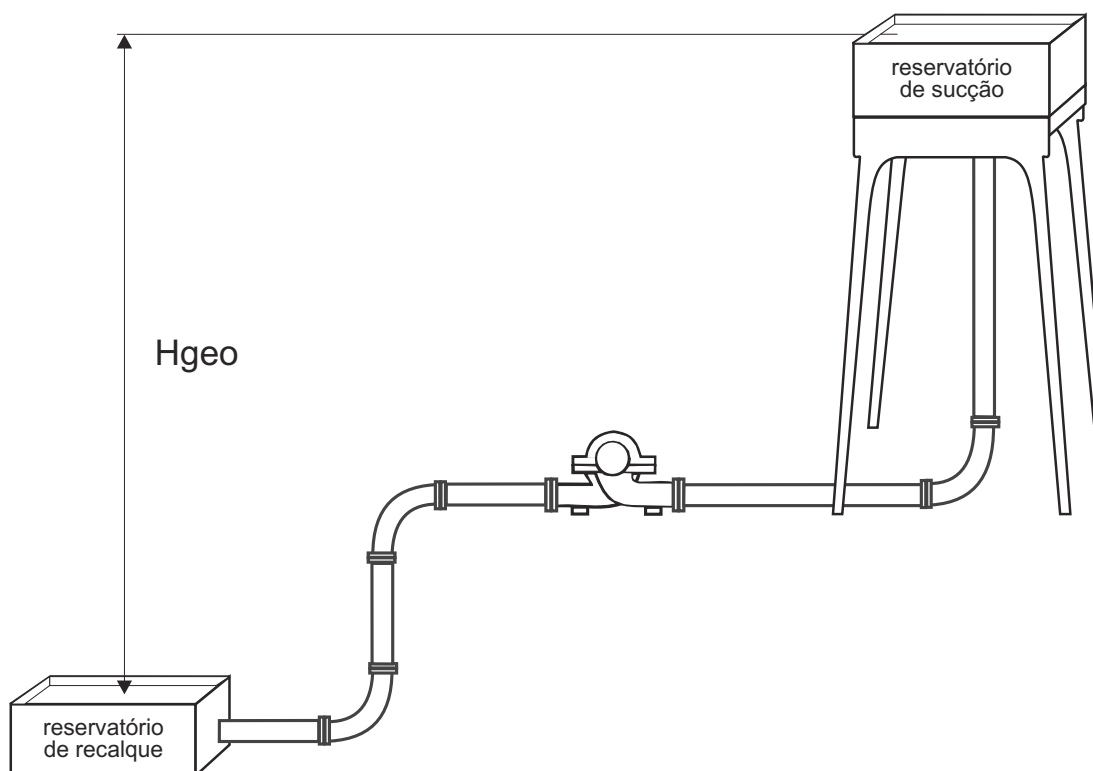
- **ponto 1''** - Gera **$Q_{1''}$** que é a vazão de contribuição ao reservatório 2 quando o equipamento alimenta simultaneamente os dois reservatórios.

- **PONTO 2** - Ponto de trabalho que traduz a operação ao reservatório 2, estando interrompida a alimentação ao reservatório 1, operação isolada, gerando a vazão Q_2 .

- **PONTO 3** - Ponto de trabalho que traduz a operação ao reservatório 1, estando interrompida a alimentação ao reservatório 2, operação isolada, gerando Q_3 .

2.17 ABASTECIMENTO POR GRAVIDADE

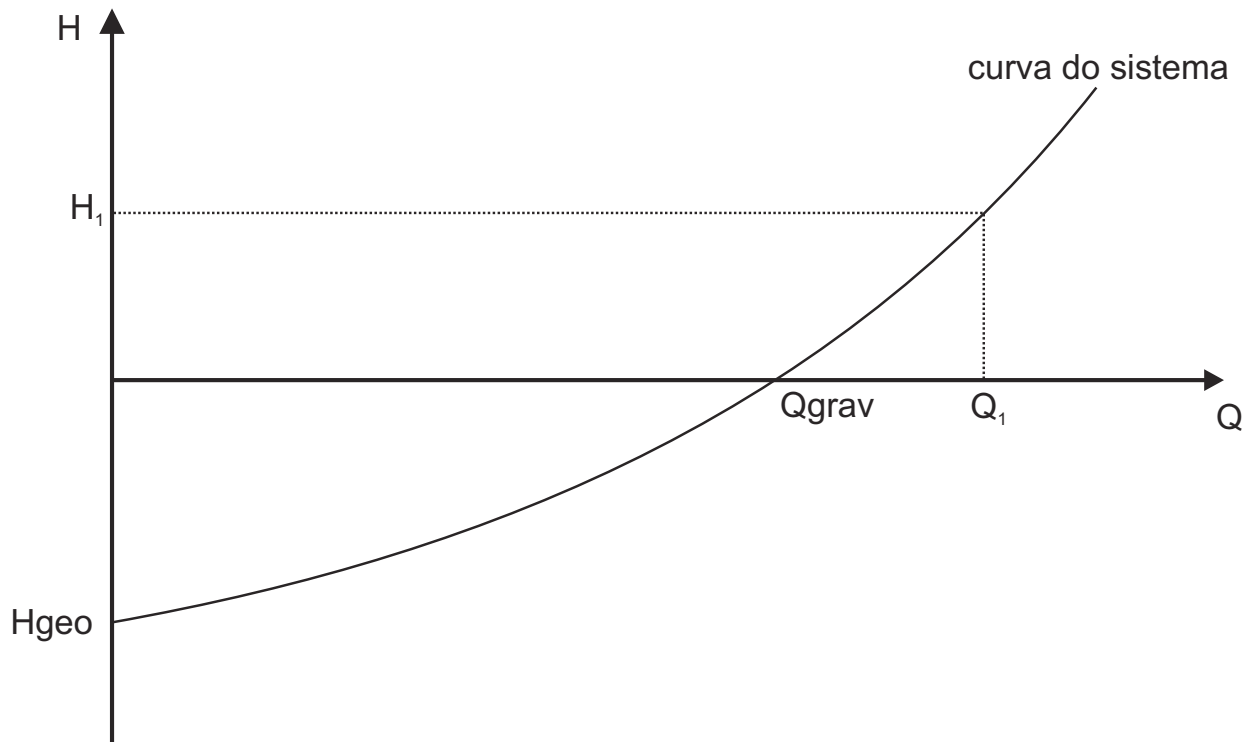
Existem sistemas onde o reservatório de sucção está situado numa cota superior ao reservatório de descarga. Nestes casos, a energia potencial do fluido, representada por sua altura estática, faz com que o mesmo flua para o reservatório de descarga, apenas pela ação da gravidade, sem necessidade de bombeamento.



Ao longo do trecho entre os reservatórios ocorrem perdas de carga, que como sabemos, varia com o quadrado da vazão. Assim, quando estas perdas se igualam a altura estática, ocorre a vazão máxima do sistema, obtida somente por gravidade (Q_{grav}).

Se desejarmos aumentar a vazão além deste limite, por exemplo, uma vazão Q_1 , será necessário introduzir uma bomba no sistema, para que essa bomba gere uma altura manométrica igual a H_1 , correspondente as perdas causadas pela vazão Q_1 .

A curva abaixo ilustra esta situação.



MÓDULO 3

Hidráulica de Bombas Centrífugas

ÍNDICE

3	<i>Introdução</i>	75
3.1	<i>Curvas características das bombas</i>	77
3.1.1	Obtenção da curva característica de uma bomba	77
3.2	<i>Tipos de curvas características das bombas</i>	79
3.2.1	Curva tipo estável ou tipo rising	79
3.2.2	Curva tipo instável ou tipo drooping	80
3.2.3	Curva tipo inclinado acentuado ou tipo steep	80
3.2.4	Curva tipo plana ou tipo flat	80
3.2.5	Curva tipo instável	81
3.3	<i>Curva de potência consumida pela bomba</i>	81
3.3.1	Tipos de curvas de potência consumida	81
3.3.2	Curva de potência consumida de uma bomba de fluxo misto ou semi-axial	82
3.3.3	Curva de potência consumida de uma bomba de fluxo radial	82
3.3.4	Curva de potência consumida de uma bomba de fluxo axial	82
3.4	<i>Cálculo da potência consumida pela bomba</i>	83
3.4.1	Potência hidráulica	83
3.4.2	Potência consumida pela bomba	83
3.5	<i>Rendimento</i>	83
3.5.1	Curvas de rendimento	84
3.5.2	Curvas de isorendimento	84
3.5.3	Exemplo de curva de isorendimento	85
3.6	<i>Curva de NPSH (Net Positive Suction Head)</i>	86
3.7	<i>Considerações finais</i>	86
3.7.1	Exemplo de uma curva característica completa	87
3.8	<i>Ponto de trabalho</i>	88
3.8.1	Fatores que modificam o ponto de trabalho	88
3.8.2	Alteração do ponto de trabalho atuando no sistema	89
3.8.3	Alteração do ponto de trabalho atuando na bomba	90
3.9	<i>Efeito da mudança de rotação nas curvas características</i>	90
3.10	<i>Efeito da variação do diâmetro do rotor nas curvas características</i>	92
3.10.1	Cálculo do diâmetro do rotor	93
3.11	<i>Formas de reduzir o diâmetro do rotor</i>	95
3.12	<i>Velocidade específica ou rotação específica</i>	97
3.12.1	Aplicação da velocidade específica	97
3.13	<i>Tipos de rotores x velocidade específica</i>	98

HIDRÁULICA DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

3 INTRODUÇÃO

Neste módulo, abordaremos assuntos de fundamental importância para o correto dimensionamento de bombas centrífugas, ou seja, estudaremos as curvas características das bombas.

Definiremos altura manométrica, potência consumida, vazão, entre outros assuntos, mostraremos como o fabricante traça a curva de uma bomba; os vários tipos de curvas, etc. Portanto, a perfeita compreensão deste módulo é de extrema importância para o pessoal envolvido com bombas centrífugas.

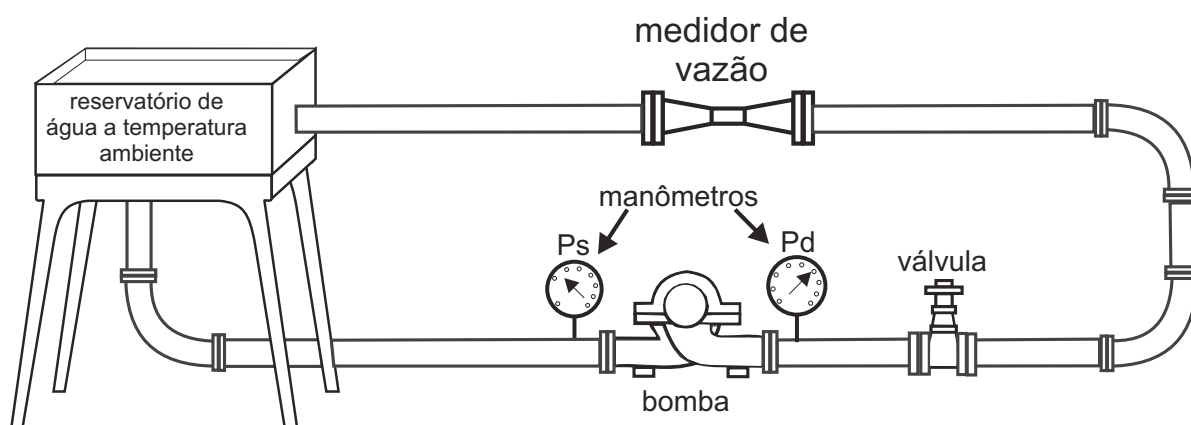
3.1 CURVAS CARACTERÍSTICAS DAS BOMBAS

Curvas características das bombas são representações gráficas que traduzem o funcionamento da bomba, obtidas através de experiências do fabricante, que fazem a bomba vencer diversas alturas manométricas com diversas vazões, verificando também a potência absorvida e a eficiência da bomba.

3.1.1 OBTENÇÃO DA CURVA CARACTERÍSTICA DE UMA BOMBA

O levantamento das curvas características das bombas são realizadas pelo fabricante do equipamento, em bancos de prova equipados para tal serviço.

De uma maneira simplificada, as curvas são traçadas da seguinte forma, conforme esquema abaixo.



Considerando-se que:

- **Ps** seja a pressão de sucção no flange de sucção da bomba;
- **Pd** seja a pressão de descarga no flange de descarga da bomba;
- a bomba em questão esteja com um diâmetro de rotor conhecido;
- exista uma válvula situada logo após a boca de recalque da bomba, com a finalidade de controle de vazão;
- exista um medidor de vazão, seja ele qual for, para obtermos os valores da vazão em cada instante.

1º - Coloca-se a bomba em funcionamento, com a válvula de descarga totalmente fechada ($Q = 0$); determina-se a pressão desenvolvida pela bomba, que será igual a pressão de descarga menos a pressão de sucção. Com essa pressão diferencial, obtém-se a altura manométrica desenvolvida pela bomba, através da fórmula:

$$H = \frac{P_d - P_s}{\gamma}$$

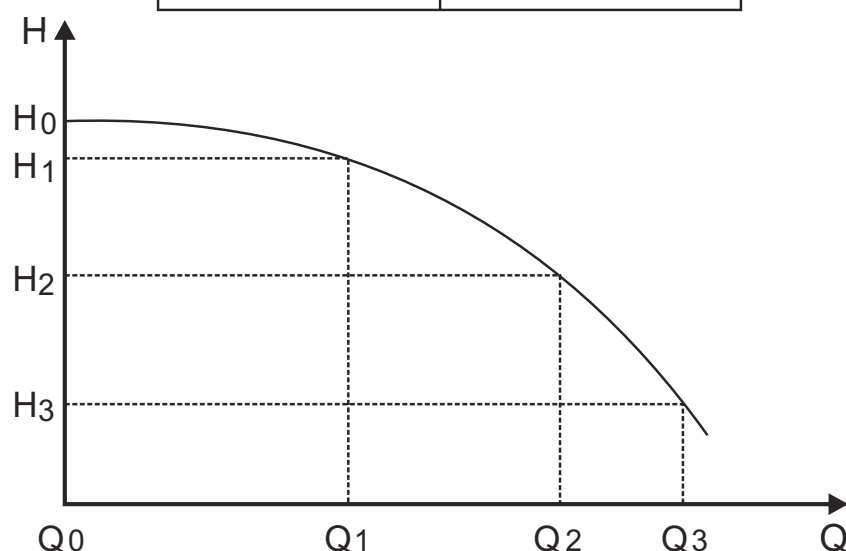
Essa altura é normalmente conhecida como altura no "shut-off", ou seja, altura desenvolvida pela bomba correspondente a vazão zero, a qual chamaremos de H_0 .

2º - Abre-se parcialmente a válvula, obtendo-se assim uma nova vazão, determinada pelo medidor de vazão, a qual chamaremos de Q_1 e procede-se de maneira análoga a anterior, para determinarmos a nova altura desenvolvida pela bomba nesta nova condição, a qual chamaremos de H_1 .

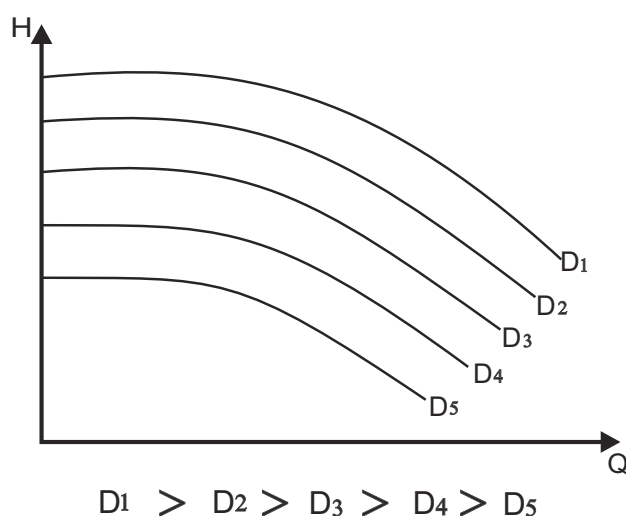
3º - Abre-se um pouco mais a válvula, obtendo-se assim uma vazão Q_3 e uma altura H_3 , da mesma forma que as anteriormente descritas.

4º - Continuando o processo algumas vezes, obtemos outros pontos de vazão e altura, com os quais plotaremos em um gráfico, onde no eixo das abcissas ou eixo horizontal, os valores das vazões e no eixo das ordenadas ou eixo vertical, os valores das alturas manométricas.

vazão (Q)	altura (H)
Q_0	H_0
Q_1	H_1
Q_2	H_2
Q_3	H_3



Normalmente, os fabricantes alteram os diâmetros de rotores para um mesmo equipamento, obtendo-se assim a curva característica da bomba com uma família de diâmetros de rotores, como mostrado abaixo.



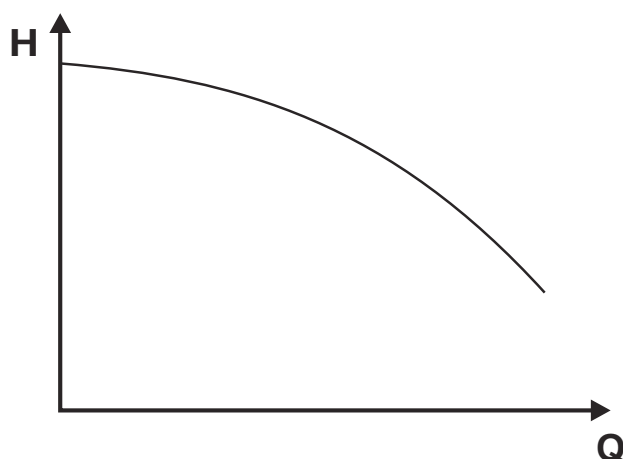
3.2 TIPOS DE CURVAS CARACTERÍSTICAS DAS BOMBAS

Dependendo do tipo de bomba, da largura dos rotores, da quantidade de pás dos rotores, do ângulo de inclinação destas pás, as curvas características das bombas, também chamadas de curvas características do rotor, podem se apresentar de várias formas, como mostram as figuras abaixo.

3.2.1 CURVA TIPO ESTÁVEL OU TIPO RISING

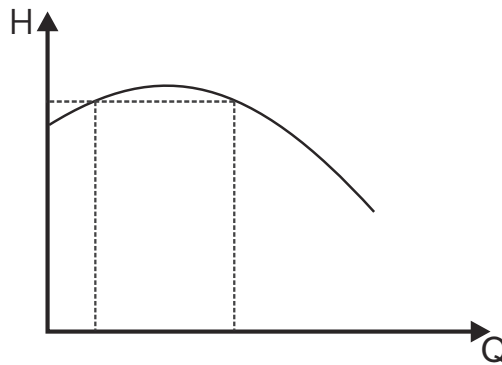
Neste tipo de curva, a altura aumenta continuamente com a diminuição da vazão.

A altura correspondente a vazão nula é cerca de 10 a 20 % maior que a altura para o ponto de maior eficiência.



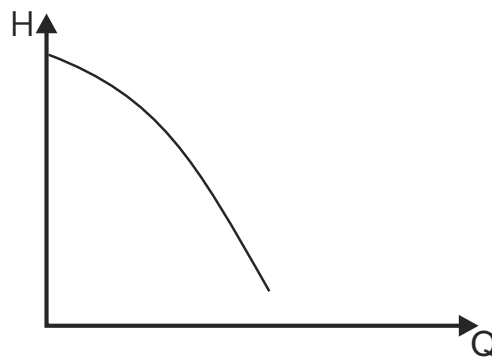
3.2.2 CURVA TIPO INSTÁVEL OU TIPO DROOPING

Nesta curva, a altura produzida com a vazão zero é menor do que as outras correspondentes a algumas vazões. Neste tipo de curva, verifica-se que para alturas superiores ao shut-off, dispomos de duas vazões diferentes, para uma mesma altura.



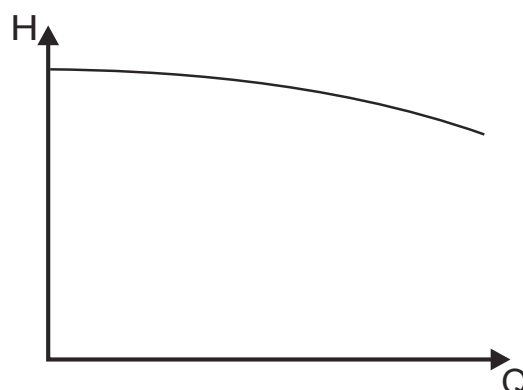
3.2.3 CURVA TIPO INCLINADO ACENTUADO OU TIPO STEEP

É uma curva do tipo estável, em que existe uma grande diferença entre a altura desenvolvida na vazão zero (shut-off) e a desenvolvida na vazão de projeto, ou seja, cerca de 40 e 50 %.



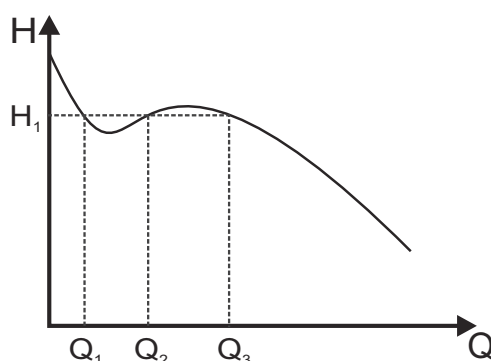
3.2.4 CURVA TIPO PLANA OU TIPO FLAT

Nesta curva, a altura varia muito pouco com a vazão, desde o shut-off até o ponto de projeto.



3.2.5 CURVA TIPO INSTÁVEL

É a curva na qual para uma mesma altura, corresponde duas ou mais vazões num certo trecho de instabilidade. É idêntica a curva drooping.



3.3 CURVA DE POTÊNCIA CONSUMIDA PELA BOMBA

Em função das características elétricas do motor que aciona a bomba, determina-se a potência que esta sendo consumida por ela, ou seja, juntamente com o levantamento dos dados para traçarmos a curva de vazão versus altura ($Q \times H$), como vimos anteriormente, no painel de comando do motor que aciona a bomba que esta sendo testada, estão instalados instrumentos de medições elétricas, como por exemplo, watímetros, amperímetros, voltímetros, etc, que fornecem dados para podermos traçar as curvas de potência consumida versus vazão ($P \times Q$).

Essas curvas são plotadas em um gráfico, onde no eixo das abscissas ou eixo horizontal, temos os valores de vazão (Q) e no eixo das ordenadas ou eixo vertical os valores de potência consumida (P).

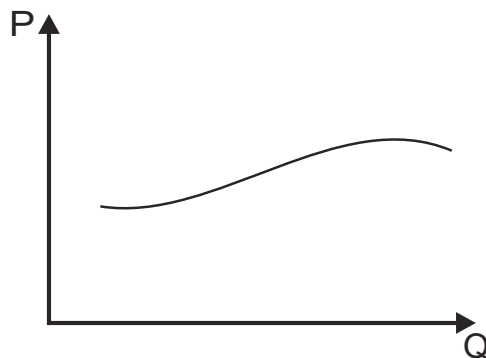
3.3.1 TIPOS DE CURVAS DE POTÊNCIA CONSUMIDA

As curvas de potência versus vazão também possuem características específicas de acordo com a forma que apresentam.

As bombas centrífugas se subdividem em três tipos de fluxos: de fluxo radial, axial e misto. Para cada tipo de fluxo, verifica-se a existência de curvas de potências consumidas diferentes, conforme segue:

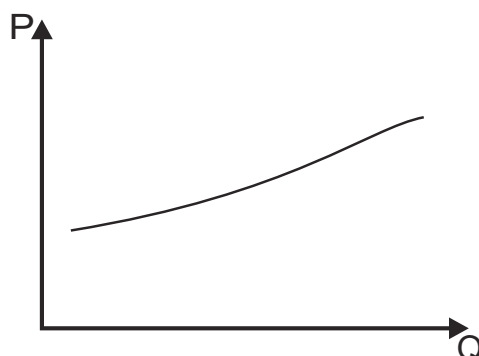
3.3.2 CURVA DE POTÊNCIA CONSUMIDA DE UMA BOMBA DE FLUXO MISTO OU SEMI-AXIAL

Neste tipo de curva, a potência consumida aumenta até certo ponto, mantendo-se constante até certos valores seguintes de vazão e decresce em seguida. Esta curva tem a vantagem de não sobrecarregar o motor em qualquer ponto de trabalho, entretanto este tipo de curva não é obtido em todas bombas. Estas curvas também são chamadas de "no over loading"



3.3.3 CURVA DE POTÊNCIA CONSUMIDA DE UMA BOMBA DE FLUXO RADIAL

Neste tipo de curva, a potência aumenta continuamente com a vazão. O motor deve ser dimensionado de modo que sua potência cubra todos os pontos de operação. Nos sistemas com alturas variáveis, é necessário verificar as alturas mínimas que poderão ocorrer, para se evitar o perigo de sobrecarga. Estas curvas também são chamadas "over loading".



3.3.4 CURVA DE POTÊNCIA CONSUMIDA DE UMA BOMBA DE FLUXO AXIAL

Neste tipo de curva, a potência consumida é alta para para pequenas vazões e conforme o aumento de vazão, a potência diminui gradativamente.



3.4 CÁLCULO DA POTÊNCIA CONSUMIDA PELA BOMBA

3.4.1 POTÊNCIA HIDRÁULICA

O trabalho útil feito por uma bomba centrífuga é naturalmente o produto do peso do líquido deslocado pela altura desenvolvida. Se considerarmos este trabalho na unidade de tempo, temos a potência hidráulica, que é expressa pela fórmula:

$$P_h = \frac{\gamma \times Q \times H}{270}$$

$P_h \rightarrow$ potência hidráulica, em CV

$\gamma \rightarrow$ peso específico do fluido, em kgf/dm^3

$Q \rightarrow$ vazão, em m^3/h

$H \rightarrow$ altura manométrica, em m

270 \rightarrow fator de conversão

3.4.2 POTÊNCIA CONSUMIDA PELA BOMBA

Para calcularmos a potência consumida pela bomba, basta utilizarmos o valor do rendimento da bomba, pois a potência hidráulica, não é igual a potência consumida, pois existem perdas por atrito no próprio motor, na bomba, etc.

3.5 RENDIMENTO

Chamamos a relação entre potência hidráulica e potência consumida pela bomba de rendimento.

$$\eta = \frac{\text{Potência hidráulica}}{\text{Potência consumida}}$$

Então:

$$\boxed{\eta = \frac{Ph}{P}} \rightarrow \boxed{\eta = \frac{\gamma_x H_x Q}{P}} \rightarrow \boxed{P = \frac{\gamma_x H_x Q}{\eta}}$$

Análogamente ao tratamento dispensado à potência hidráulica, podemos escrever a seguinte fórmula:

$$\boxed{P = \frac{\gamma_x Q H}{270 \times \eta}}$$

$P \rightarrow$ potência consumida pela bomba, em CV

$\gamma \rightarrow$ peso específico do fluido, em kgf/dm³

$Q \rightarrow$ vazão, em m³/h

$H \rightarrow$ altura manométrica, em m

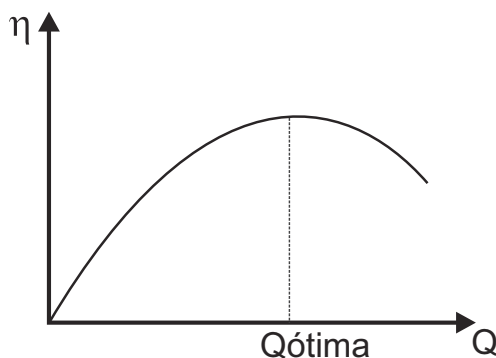
$\eta \rightarrow$ rendimento, lido na curva da bomba

270 \rightarrow fator de conversão

3.5.1 CURVAS DE RENDIMENTO

Como vimos, o rendimento é obtido pela divisão da potência hidráulica pela potência consumida.

A representação gráfica do rendimento é a seguinte:



Qótima é o ponto de melhor eficiência da bomba, para o rotor considerado.

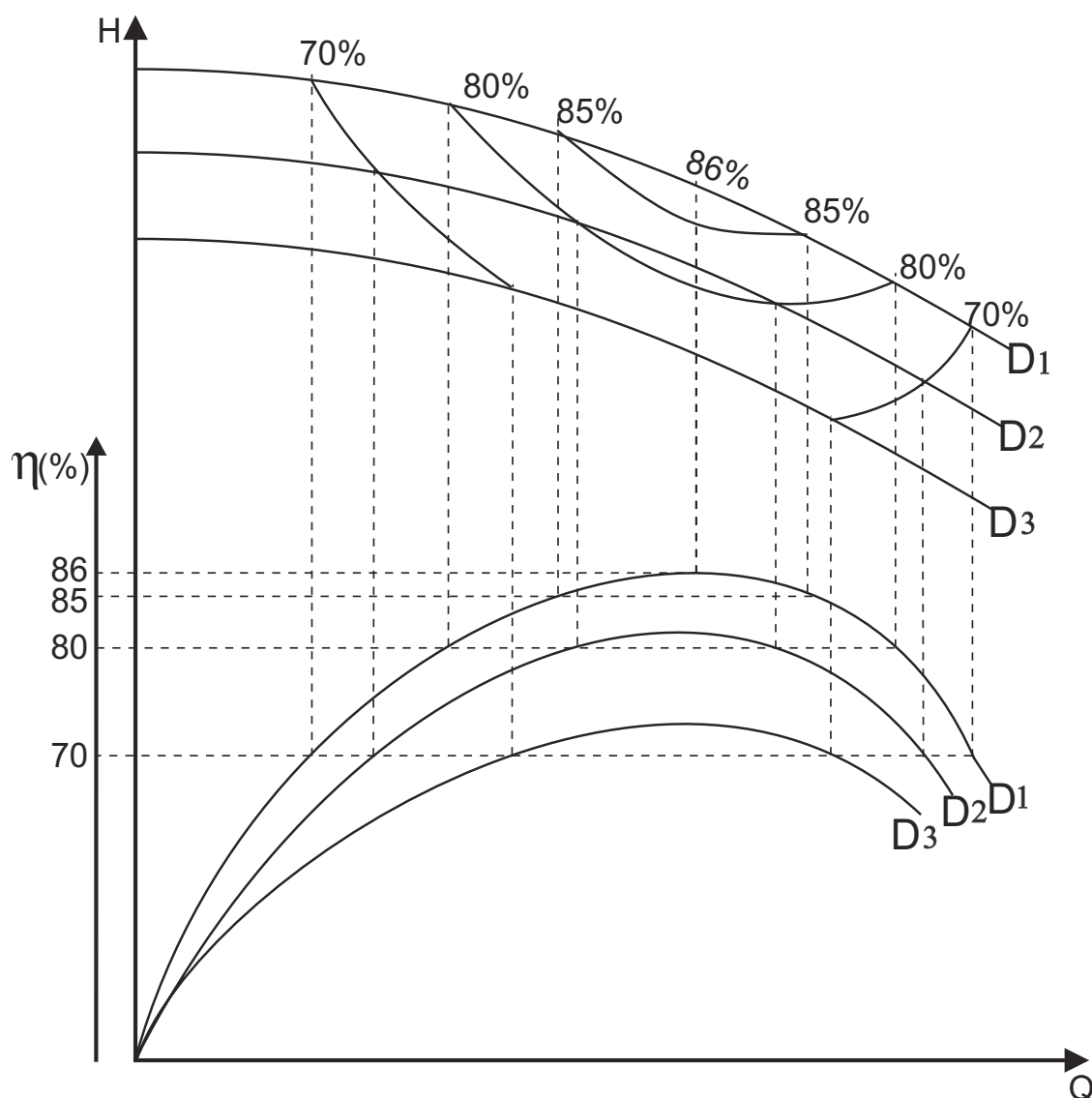
3.5.2 CURVAS DE ISORENDIMENTO

Toda bomba apresenta limitação de rotores, ou seja, a família de rotores em uma curva característica vai desde um diâmetro máximo até um diâmetro mínimo. O diâmetro máximo é consequência do espaço físico existente no interior da bomba e o diâmetro mínimo é limitado hidraulicamente, ou seja, se utilizarmos diâmetros menores dos que indicados nas curvas das bombas, teríamos problemas de funcionamento da bomba, baixos valores de vazão, baixas alturas manométrica, baixos rendimentos, etc.

As curvas de rendimento das bombas, encontradas em catálogos técnicos dos fabricantes, se apresentam em alguns casos plotadas isoladamente, ou seja, o rendimento obtido para cada diâmetro de rotor em função da vazão. Em outros casos, que é o mais comum, apresentam-se plotadas sobre as curvas dos diâmetros de rotores. Esta nova representação baseia-se em plotar sobre a curva de $Q \times H$ de cada rotor, o valor do rendimento comuns para todos os demais; posteriormente unem-se os pontos de mesmo rendimento, formando assim as curvas de rendimento das bombas.

Essas curvas são também chamadas de curvas de isorendimento, representada abaixo:

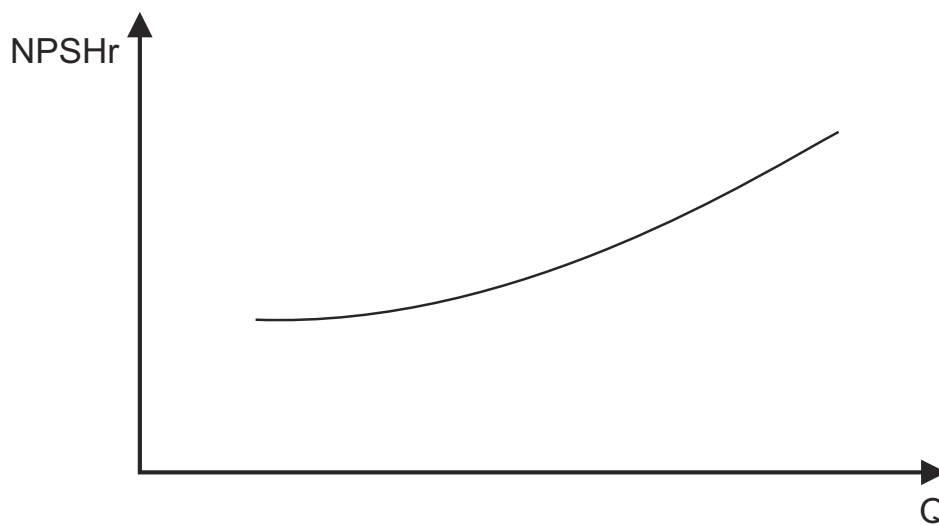
3.5.3 EXEMPLO DE CURVA DE ISORENDIMENTO



3.6 CURVA DE NPSH (NET POSITIVE SUCTION HEAD)

Atualmente, toda curva característica de uma bomba, inclui a curva do NPSH requerido em função da vazão. Esta curva representa a energia mínima necessária que o líquido deve ter, em unidades absolutas, no flange de sucção da bomba, para garantir seu perfeito funcionamento.

Sua representação gráfica é a seguinte.



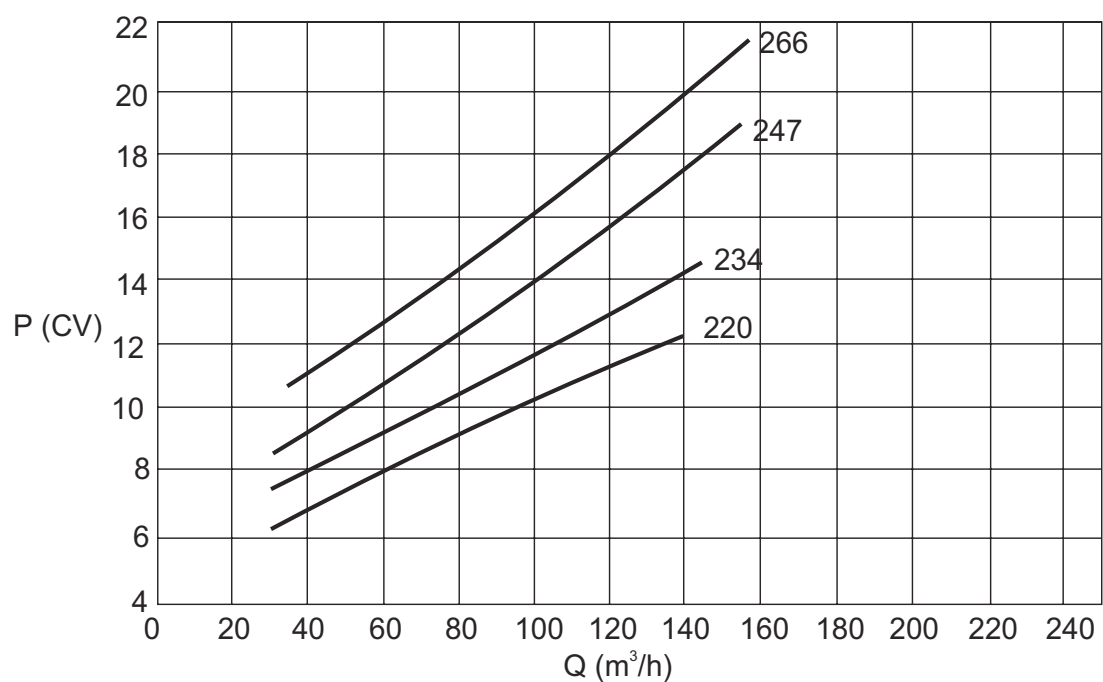
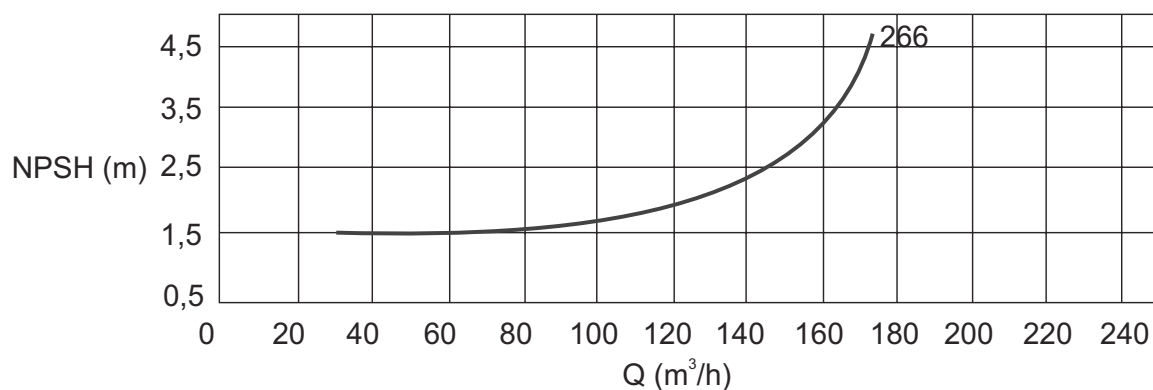
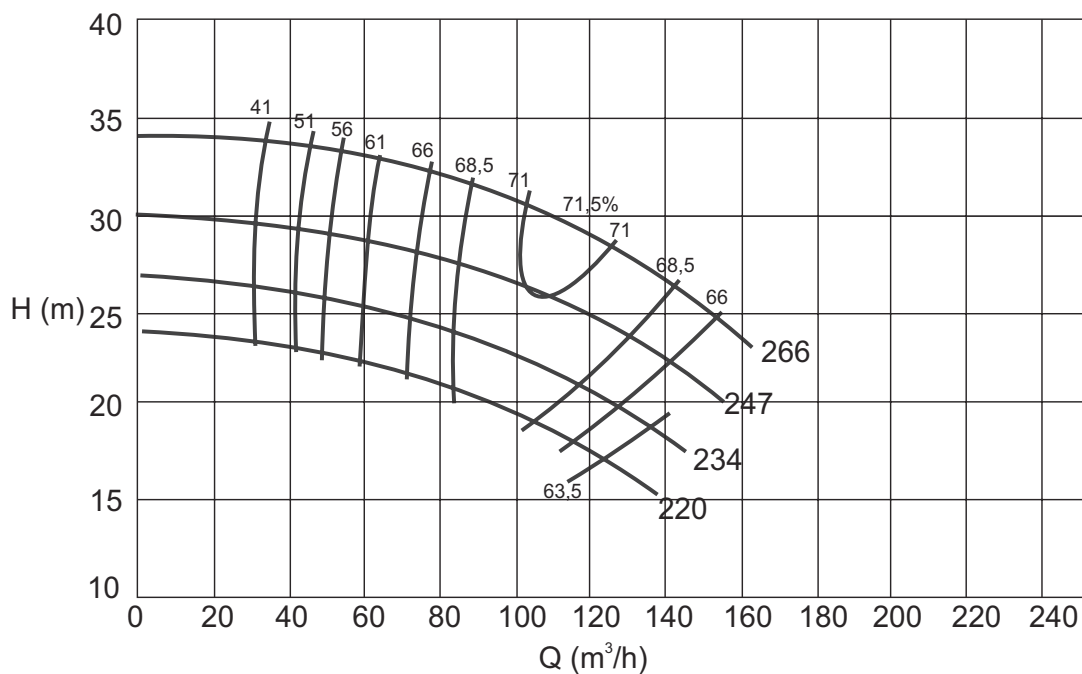
OBS: Este assunto estudaremos com mais detalhes no próximo módulo.

3.7 CONSIDERAÇÕES FINAIS

- As curvas características apresentadas pelos fabricantes, são obtidas nas bancadas de testes dos fabricantes, bombeando água limpa à temperatura ambiente.
- A curva ($Q \times H$), representa a energia fornecida expressa em altura de coluna de líquido.
- A curva de ($Q \times \text{NPSHr}$), representa a energia requerida no flange de sucção da bomba.
- A curva de ($Q \times \eta$), e a curva de ($Q \times P$), representa os rendimentos e potências consumidas pela bomba, quando operando com água.
- Para bombeamento de fluidos com viscosidades diferentes da água, é necessário a correção destas curvas para esta nova condição de trabalho. Este assunto será abordado com mais detalhes em um próximo módulo.

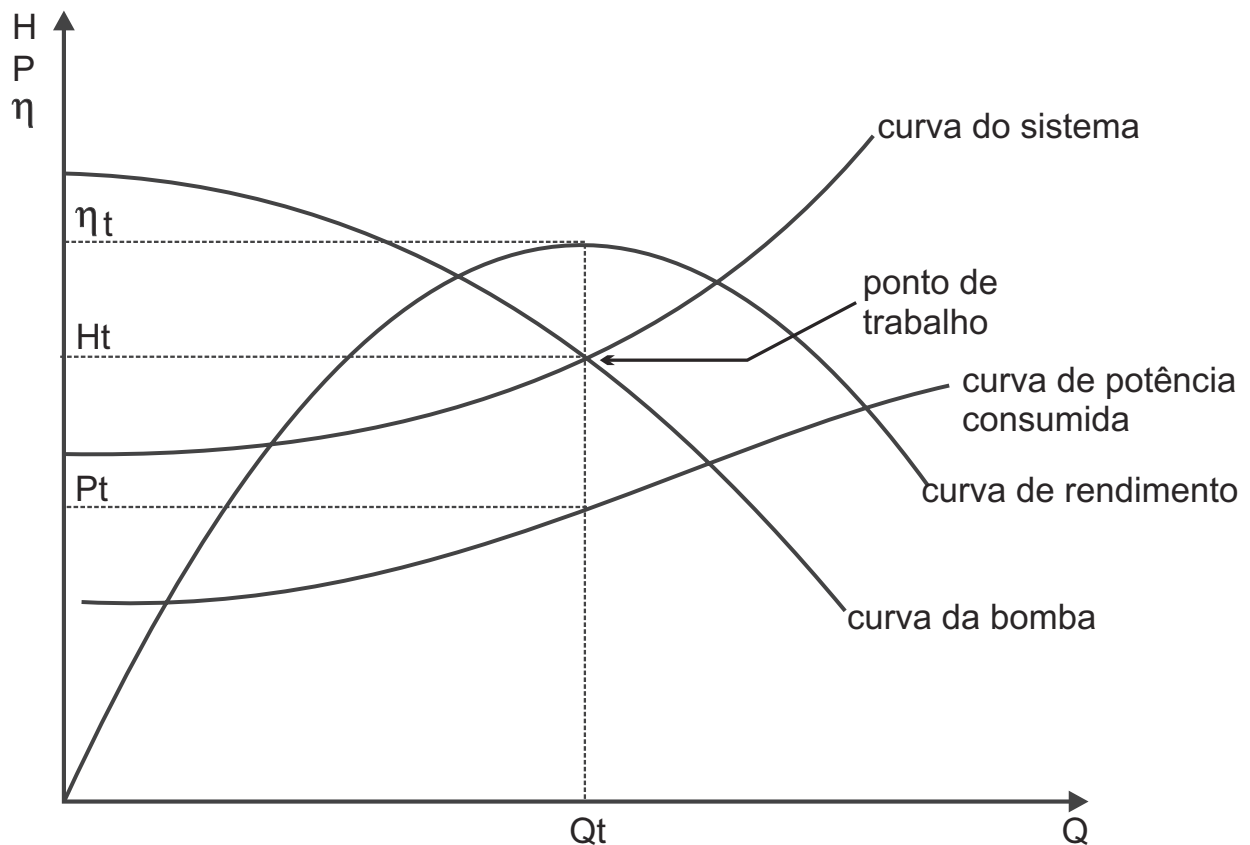
3.7.1 EXEMPLO DE CURVA CARACTERÍSTICA COMPLETA

KSB Meganorm 80 - 250 - IV pólos (1750 rpm)



3.8 PONTO DE TRABALHO

Se plotarmos a curva do sistema no mesmo gráfico onde estão as curvas características das bombas, obteremos o ponto normal de trabalho na intersecção destas curvas.



A curva acima mostra que esta bomba teria como ponto normal de trabalho:

- Vazão (Q_t)
- Altura (H_t)
- Potência consumida (P_t)
- Rendimento no ponto de trabalho (η_t)

3.8.1 FATORES QUE MODIFICAM O PONTO DE TRABALHO

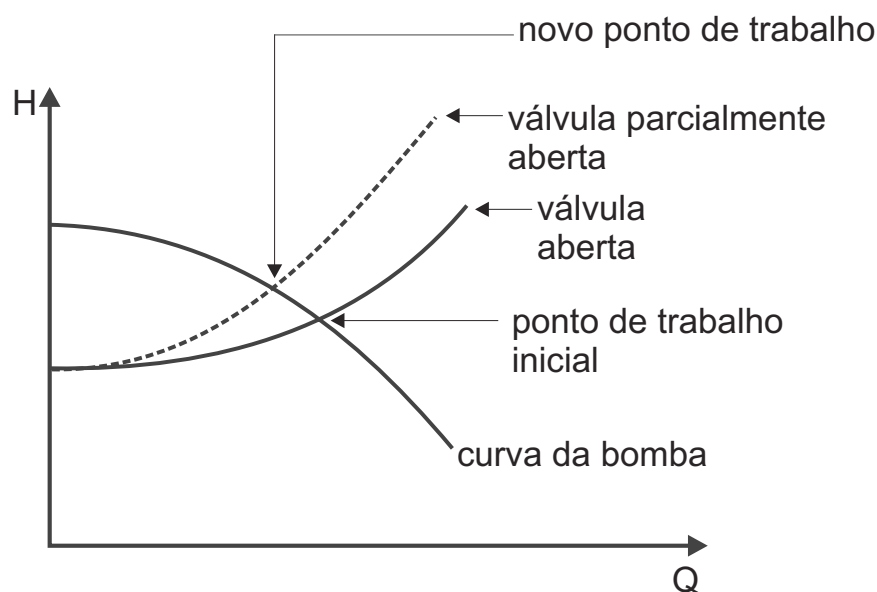
Existem diversas maneiras de modificar o ponto de trabalho e deslocar o ponto de encontro das curvas da bomba e do sistema.

Estas maneiras consistem em modificar a curva do sistema ou a curva da bomba ou ambas.

3.8.2 ALTERAÇÃO DO PONTO DE TRABALHO ATUANDO NO SISTEMA

Alterar a curva do sistema consiste basicamente em alterar o sistema para o qual foi levantada a curva e isto pode ser feita de inúmeras formas.

A alteração mais usual da curva do sistema é realizada através do fechamento parcial da válvula de descarga, com isto, aumenta-se a perda de carga, fazendo com que a curva do sistema seja deslocada para a esquerda. Desta forma, obteremos para uma bomba com curva estável, um decréscimo de vazão.



É importante ressaltar que o mesmo efeito seria obtido com o fechamento parcial da válvula de sucção; entretanto este procedimento não é usado pela influência indesejável nas condições de sucção, conforme veremos no próximo módulo.

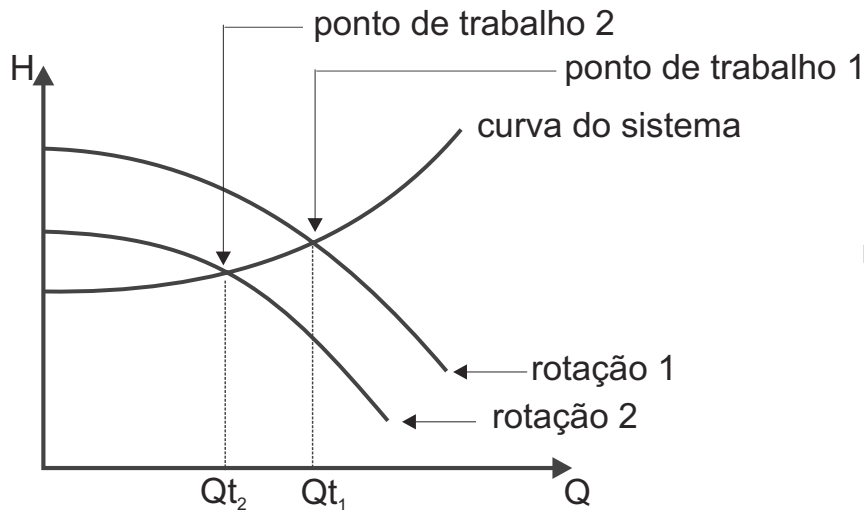
Outras formas existentes alteram substancialmente o sistema e não seria propriamente uma variação no ponto de trabalho do sistema anterior e sim do ponto de trabalho de um novo sistema. Estas alterações seriam, por exemplo:

- variação nas pressões dos reservatórios;
- mudança no diâmetro das linhas;
- inclusão ou exclusão de acessórios na linha;
- modificação do lay-out das linhas;
- mudança das cotas dos líquidos;
- etc.

3.8.3 ALTERAÇÃO DO PONTO DE TRABALHO ATUANDO NA BOMBA

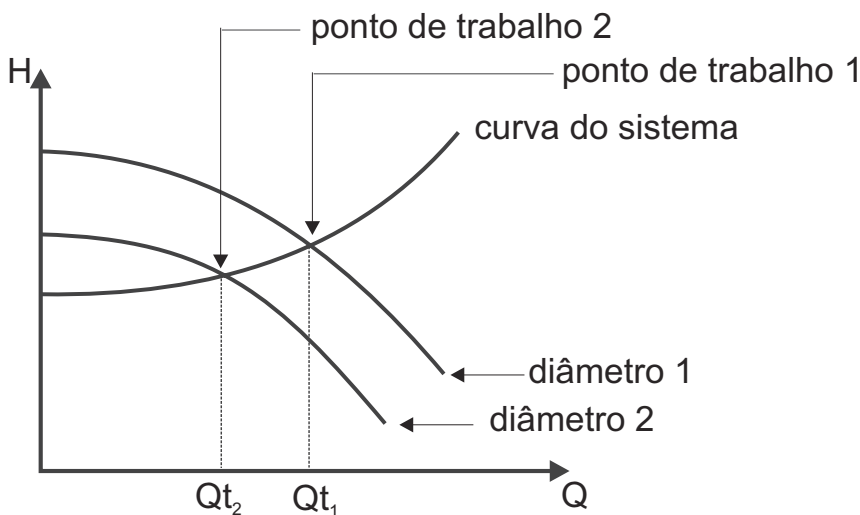
As maneiras mais usuais de modificar a curva característica de uma bomba são de variar a rotação da bomba ou variar o diâmetro do rotor da bomba.

- variação da rotação da bomba



rotação 1 > rotação 2

- variação do diâmetro do rotor da bomba



diâmetro 1 > diâmetro 2

3.9 EFEITO DA MUDANÇA DE ROTAÇÃO NAS CURVAS CARACTERÍSTICAS

Existe uma proporcionalidade entre os valores de vazão (Q), altura (H) e potência (P) com a rotação. Assim sendo, sempre que alterarmos a rotação de uma bomba haverá, em consequência, alteração nas curvas características, sendo a correção para a nova rotação feitas a partir das seguintes proporções:

1 - A vazão é proporcional à rotação.

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{N}{N_1}$$

Q = vazão na rotação conhecida
 Q_1 = vazão na nova rotação
 N = rotação conhecida
 N_1 = nova rotação

2 - A altura manométrica varia com o quadrado da rotação.

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{N}{N_1} \right)^2$$

H = altura na rotação conhecida
 H_1 = altura na nova rotação
 N = rotação conhecida
 N_1 = nova rotação

3 - A potência absorvida varia com o cubo da rotação.

$$\frac{P}{P_1} = \left(\frac{N}{N_1} \right)^3$$

P = potência na rotação conhecida
 P_1 = potência na nova rotação
 N = rotação conhecida
 N_1 = nova rotação

Ou seja:

$$\frac{N}{N_1} = \frac{Q}{Q_1} = \sqrt{\frac{H}{H_1}} = \sqrt[3]{\frac{P}{P_1}}$$

Assim sendo, sempre que alterarmos a rotação, deve ser feita a correção das curvas características através das relações anteriormente apresentadas para a determinação do novo ponto de trabalho. As relações vistas anteriormente também são chamadas de **leis de semelhança** ou **leis de similaridade**.

3.10 EFEITO DA VARIAÇÃO DO DIÂMETRO DO ROTOR NAS CURVAS CARACTERÍSTICAS

Se reduzirmos o diâmetro de um rotor radial de uma bomba, mantendo a mesma rotação, a curva característica da bomba se altera aproximadamente de acordo com as seguintes equações:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{D}{D_1}$$

Q = vazão no diâmetro conhecido
 Q₁ = vazão no novo diâmetro
 D = diâmetro conhecido
 D₁ = novo diâmetro

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{D}{D_1} \right)^2$$

H = altura no diâmetro conhecido
 H₁ = altura no novo diâmetro
 D = diâmetro conhecido
 D₁ = novo diâmetro

$$\frac{P}{P_1} = \left(\frac{D}{D_1} \right)^3$$

P = potência no diâmetro conhecido
 P₁ = potência no novo diâmetro
 D = diâmetro conhecido
 D₁ = novo diâmetro

Ou seja:

$$\frac{D}{D_1} = \frac{Q}{Q_1} = \sqrt{\frac{H}{H_1}} = \sqrt[3]{\frac{P}{P_1}}$$

O procedimento para levantamento das curvas características para um novo diâmetro, em função das curvas características fornecidas pelo fabricante para o diâmetro original, é análogo ao levantamento das curvas feitas para variação da rotação, como visto no item anterior.

De uma forma geral, a redução máxima permitida é de cerca de 20 % do diâmetro original. Esta redução é aproximada, visto que existem rotores que podem ser reduzidos em um percentual maior, enquanto que outros não permitem redução além de pequenas margens, sem sofrer efeitos adversos. Na realidade, estas reduções só são permitidas em bombas centrífugas radiais; nas bombas centrífugas de fluxo misto e, principalmente nas axiais, a diminuição do diâmetro do rotor pode alterar substancialmente o projeto inicial, devido a variações nos ângulos e projetos das pás.

3.10.1 CÁLCULO DO DIÂMETRO DO ROTOR

Uma maneira de calcular o diâmetro do rotor, quando o ponto de operação esta fora de um diâmetro conhecido na curva característica da bomba ,é o seguinte:

1 - Da origem do plano cartesiano, traça-se uma reta até o ponto de operação desejado. Caso o plano cartesiano não apresente a origem, ou seja, altura manométrica zero ($H = 0$), basta prolongá-lo até encontrarmos sua origem, usando a mesma escala utilizada no plano.

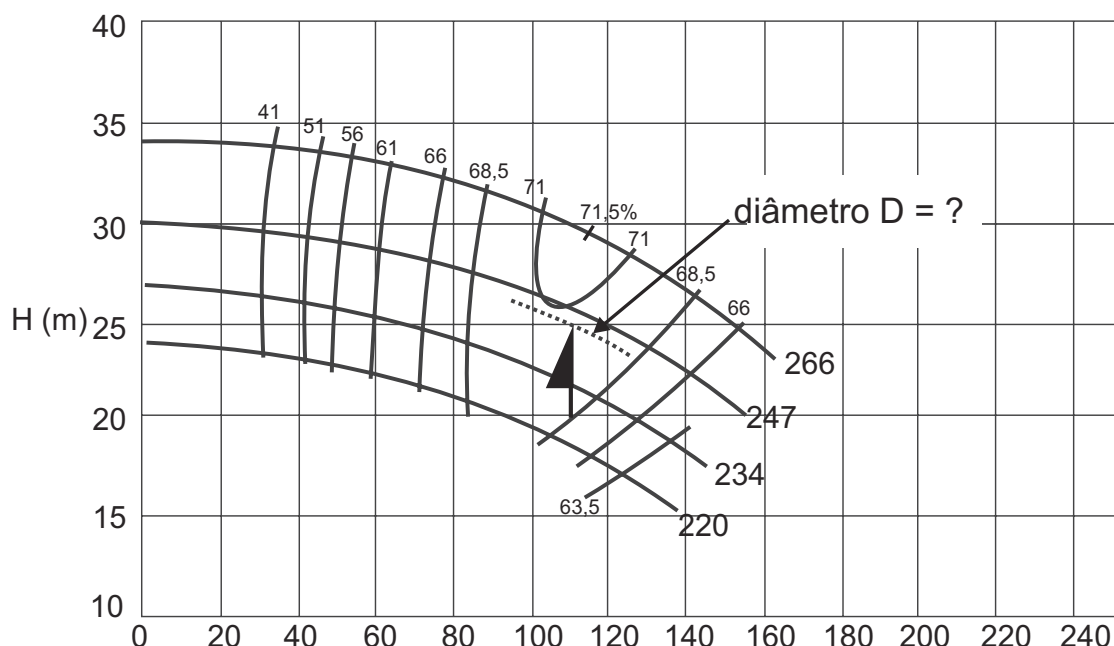
2 - A reta traçada deverá cortar a curva conhecida mais próxima ao ponto de operação desejado, encontrando uma nova vazão Q_1 e uma nova altura H_1 .

3 - Através das fórmulas abaixo, encontra-se o valor do diâmetro desejado.

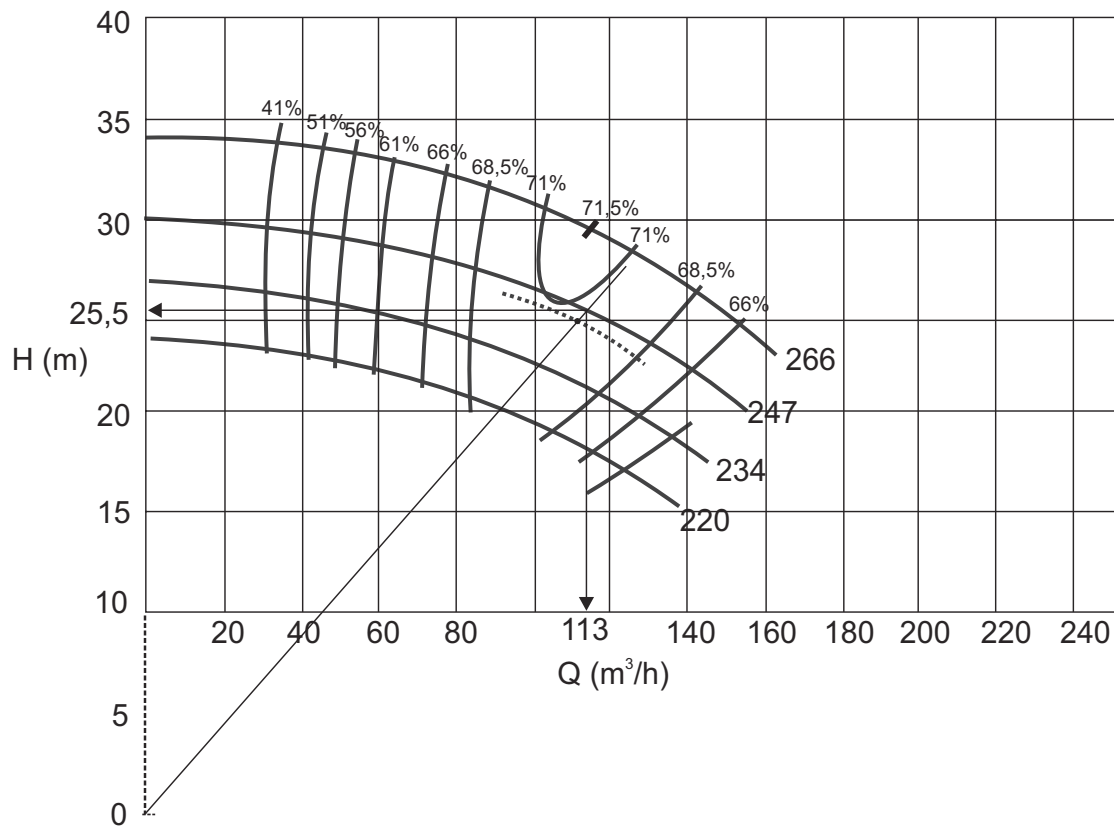
$$D = D_1 \sqrt{\frac{Q}{Q_1}} \quad \text{ou} \quad D = D_1 \sqrt{\frac{H}{H_1}}$$

4 - É interessante utilizar as duas fórmulas para cálculo. Caso os diâmetros encontrados sejam diferentes, optar pelo maior valor.

Por exemplo, para uma vazão de $110 \text{ m}^3/\text{h}$ e uma altura manométrica de 25 m , o ponto de



Como este plano cartesiano não apresenta a origem, encontramos a origem do plano utilizando a mesma escala; traça-se a reta desta origem encontrada até o ponto de operação, conforme mostrado abaixo, encontrando-se $Q_1 = 113 \text{ m}^3/\text{h}$ e $H_1 = 25,5 \text{ m}$.



Utilizando as fórmulas apresentadas, calcula-se o diâmetro do rotor:

$$D = D_1 \sqrt{\frac{Q}{Q_1}} \rightarrow D = 247 \sqrt{\frac{110}{113}} \rightarrow \boxed{D = 243 \text{ mm}}$$

ou

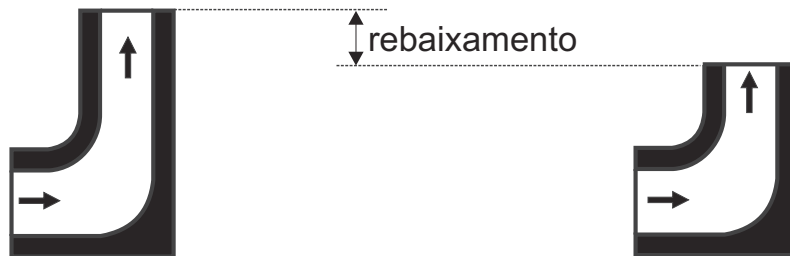
$$D = D_1 \sqrt{\frac{H}{H_1}} \rightarrow D = 247 \sqrt{\frac{25}{25,5}} \rightarrow \boxed{D = 244,5 \text{ mm}}$$

Por motivo de segurança, utiliza-se o diâmetro maior, ou seja, $D = 244,5 \text{ mm}$.

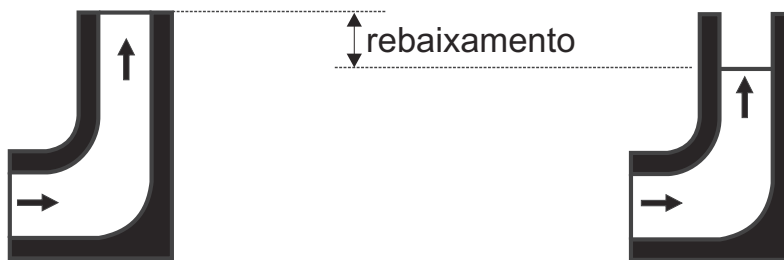
3.11 FORMAS DE REDUZIR O DIÂMETRO DO ROTOR

Várias são as formas empregadas para redução do diâmetro do rotor, por exemplo:

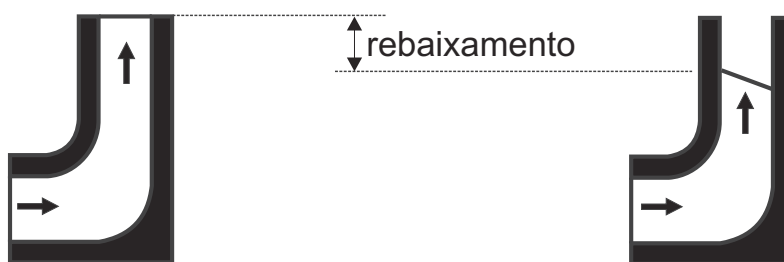
- Rebaixamento total das paredes e palhetas



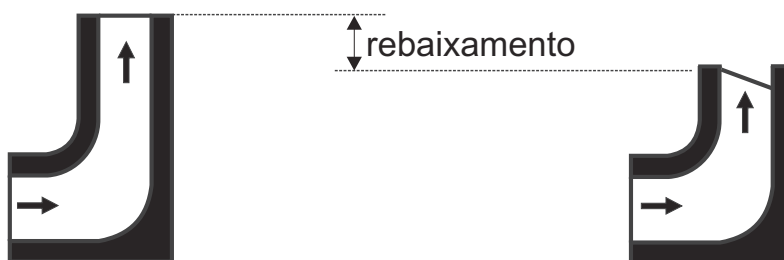
- Rebaixamento somente das palhetas



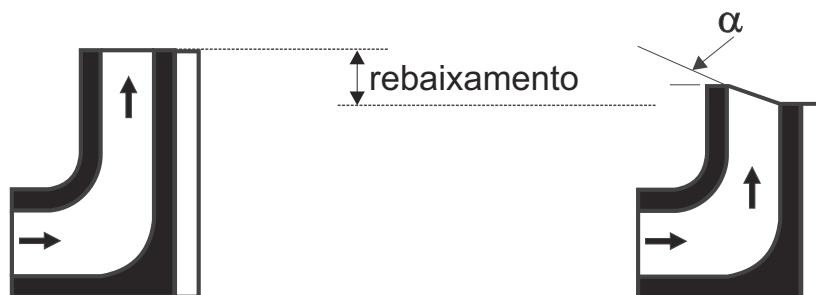
- Rebaixamento em ângulo das palhetas, mantendo as paredes com o diâmetro maior



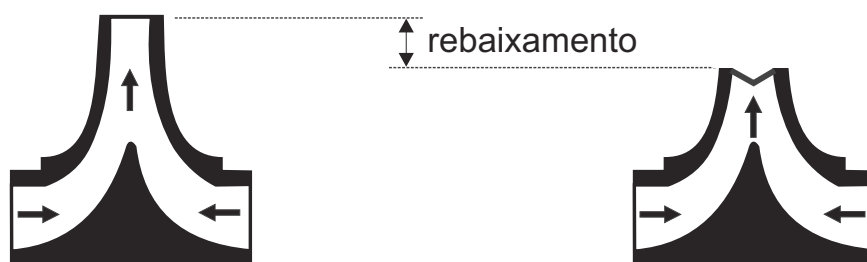
- Rebaixamento das paredes paralelamente com rebaixamento das palhetas em ângulo



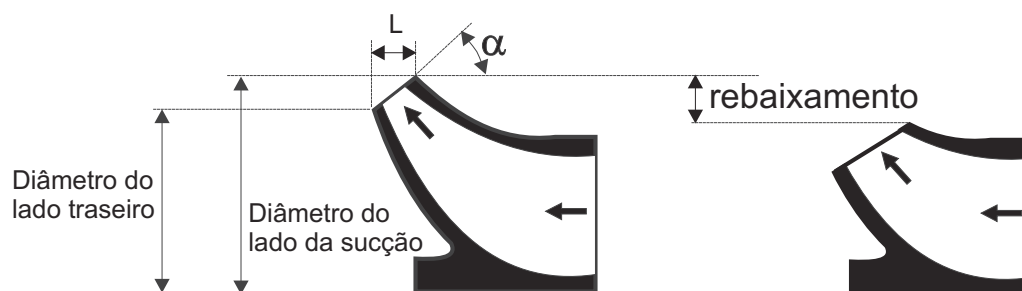
- Rebaixamento das pás em ângulo, rebaixando também a parede e palheta traseira do rotor



- Rebaixamento de rotor de dupla sucção



- Rebaixamento de rotor semi-axial



3.12 VELOCIDADE ESPECÍFICA OU ROTAÇÃO ESPECÍFICA

É fato conhecido que bombas geometricamente semelhantes possuem características de desempenho semelhantes.

Para propiciar uma base de comparação entre os vários tipos de bombas centrífugas, desenvolveu-se um fator que relaciona os três principais fatores característicos do desempenho de uma bomba, ou seja, a vazão; a altura manométrica e a rotação.

Esse fator foi denominado de velocidade específica ou rotação específica.

A velocidade específica é um índice numérico adimensional, expresso matematicamente através da seguinte fórmula:

$n_q = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$	<div style="display: flex; align-items: center; justify-content: center;"> <div style="margin-right: 10px;">→</div> <div> <p>n_q → velocidade específica</p> <p>n → rotação (RPM)</p> <p>Q → vazão (m³/s)</p> <p>H → altura manométrica (m)</p> </div> </div>
------------------------------------	--

- Considerações importantes

- em bombas com rotores de dupla sucção, dividir a vazão por dois para entrar na fórmula;
- em bombas multi-estágio, dividir a altura manométrica total (H), pelo número de estágios.
- sempre que nos referirmos à velocidade específica, estamos nos referindo ao ponto de melhor eficiência da bomba.

3.12.1 APLICAÇÕES DA VELOCIDADE ESPECÍFICA

A velocidade específica tem sido amplamente usada pelos fabricantes e usuários de bombas em função da importância prática de suas três aplicações básicas:

- a primeira permite determinar o tipo de rotor e a eficiência máxima de acordo com as condições operacionais;
- a segunda permite, em função dos resultados existentes para bombas similares, determinar:

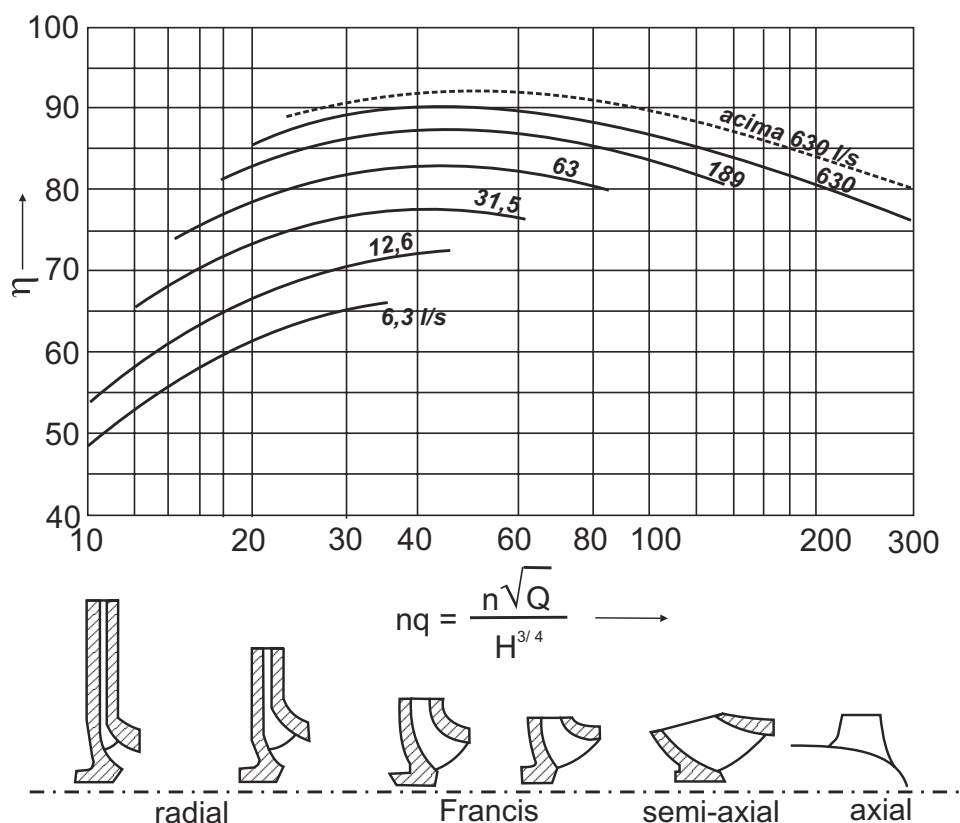
a geometria básica do rotor, conhecidas as características de desempenho desejadas (Q e H), e a rotação (n); o desempenho aproximado da bomba, conhecidas as características geométricas do rotor.

- a terceira permite determinar a rotação máxima que uma bomba pode operar em condições satisfatórias em função do tipo de bomba e de características do sistema.

Vamos estudar somente a primeira aplicação, visto que é a de maior interesse para usuários de bombas centrífugas:

Conforme mencionado, o conhecimento das condições operacionais (Q, H, n), permite o cálculo da velocidade específica e, em função desta, determinar o tipo de rotor e a eficiência máxima esperada. Isto é possível através da utilização da figura abaixo e que apresenta valores médios de eficiência obtidos por um grande número de bombas comerciais em função da velocidade específica e da vazão.

3.13 TIPOS DE ROTORES X VELOCIDADE ESPECÍFICA



Tipos de rotores x velocidade específica

MÓDULO 4

Cavitação / NPSH

ÍNDICE

4	<i>Introdução</i>	103
4.1	<i>Cavitação/NPSH</i>	105
4.1.1	Pressão de vapor	105
4.1.2	O fenômeno da cavitação	106
4.1.3	Conseqüências da cavitação	107
4.1.4	Exemplo de um rotor “cavitado”	108
4.1.5	Cavitação, erosão e corrosão	109
4.2	<i>NPSH (Net Positive Suction Head)</i>	109
4.2.1	NPSH disponível	109
4.2.2	NPSH requerido	110
4.3	<i>Linhas de referência para medições hidráulicas</i>	111
4.4	<i>Representação gráfica do NPSH requerido</i>	113
4.5	<i>Fatores que modificam o NPSH disponível</i>	114
4.6	<i>Fatores que modificam o NPSH requerido</i>	114
4.6.1	Representação gráfica da redução do NPSHr de um rotor com indutor	115
4.7	<i>Cálculo do NPSH requerido para bombas ETA</i>	116
4.8	<i>Coefficiente de cavitação/Número de Thoma</i>	116
4.9	<i>Velocidade específica de sucção</i>	117
4.10	<i>NPSH para outros líquidos</i>	117
4.10.1	Redução do NPSH para bombas operando com hidrocarbonetos e água em alta temperatura	118
4.11	<i>Recirculação hidráulica</i>	119
4.11.1	Sistema de recirculação contínua	120
4.11.2	Válvula de vazão mínima	120
4.12	<i>Materiais resistentes a cavitação</i>	121

CAVITAÇÃO / NPSH

4 INTRODUÇÃO

Neste módulo, estudaremos um dos fenômenos mais importantes associado a bombas, ou seja, o conceito de cavitação e NPSH (Net Positive Suction Head).

Para a perfeita compreensão do mesmo, torna-se necessário revermos alguns conceitos já estudados anteriormente.

4.1 CAVITAÇÃO/NPSH

Uma definição simples de cavitação e NPSH, seria: uma intensa formação de bolhas de vapor na zona de baixa pressão da bomba e posterior colapso destas bolhas na região de alta pressão e NPSH é a pressão mínima em termos absolutos, em metros de coluna de água, acima da pressão de vapor do produto, a fim de evitar a formação destas bolhas de vapor.

Vamos ver estes dois conceitos mais detalhadamente:

4.1.1 PRESSÃO DE VAPOR

Pressão de vapor de um líquido a uma dada temperatura é aquela à qual o líquido coexiste em sua fase líquida e vapor.

Numa mesma temperatura, quando tivermos uma pressão maior que a pressão de vapor, haverá somente a fase líquida e quando tivermos uma pressão menor que a pressão de vapor, haverá somente a fase vapor.

A pressão de vapor de um líquido cresce com o aumento da temperatura, assim, caso a temperatura seja elevada até um ponto que a pressão de vapor iguale, por exemplo, a pressão atmosférica, resultará na evaporação do líquido, ocorrendo o fenômeno da ebulição.

A tabela a seguir, mostra a pressão de vapor em função da temperatura, para a água.

Temperatura °C	Pressão de vapor		Peso específico (kgf/dm ³)
	mm Hg	kgf/cm ²	
15	12,7	0,0174	0,999
20	17,4	0,0238	0,998
25	23,6	0,0322	0,997
30	31,5	0,0429	0,996
35	41,8	0,0572	0,994
40	54,9	0,0750	0,992
45	71,4	0,0974	0,990
50	92,0	0,1255	0,988
55	117,5	0,1602	0,986
60	148,8	0,2028	0,983
65	186,9	0,2547	0,981
70	233,1	0,3175	0,978
75	288,5	0,3929	0,975
80	354,6	0,4828	0,972
85	433,0	0,5894	0,969
90	525,4	0,7149	0,965
95	633,7	0,8620	0,962
100	760,0	1,0333	0,958
105	906,0	1,2320	0,955
110	1075,0	1,4609	0,951
115	1269,0	1,7260	0,947
120	1491,0	2,0270	0,943

4.1.2 O FENÔMENO DA CAVITAÇÃO

No deslocamento de pistões, nos "Venturis", no deslocamento de superfícies constituídas por pás, como sucede em bombas centrífugas, ocorrem inevitavelmente rarefações no líquido, isto é, pressões reduzidas devido a própria natureza do escoamento ou ao movimento impresso pelas peças móveis ao fluido.

Se a pressão absoluta baixar até atingir a **pressão de vapor** ou **tensão de vapor** do líquido na temperatura em que este se encontra, inicia-se um processo de vaporização do mesmo. Inicialmente, nas regiões mais rarefeitas, formam-se pequenas bolsas, bolhas ou cavidades (dai o nome **cavitação**), no interior dos quais o líquido se vaporiza. Em seguida, conduzido pelo fluxo líquido provocado pelo órgão propulsor e com grande velocidade, atingem regiões de elevada pressão, onde se processa o seu colapso, com a condensação do vapor e o retorno ao estado líquido.

As bolhas que contém vapor do líquido parecem originar-se em pequenas cavidades nas paredes do material ou em torno de pequenas impurezas contidas no líquido, em geral próximas as superfícies, chamadas de **núcleos de vaporização ou de cavitação**, cuja natureza constitui objeto de pesquisas interessantes e importantes.

Portanto, quando a pressão reinante no líquido se torna maior que a pressão interna da bolha de vapor, as dimensões da mesma se reduzem bruscamente, ocorrendo o seu colapso e provocando o deslocamento do líquido circundante para seu interior, gerando assim uma pressão de inércia considerável. As partículas formadas pela condensação se chocam muito rapidamente umas de encontro a outras e de encontro à superfície que anteponha o seu deslocamento.

As superfícies metálicas onde se chocam as diminutas partículas resultantes da condensação são submetidas a uma atuação de forças complexas, oriundas da energia liberada dessas partículas, que produzem percurssões, desagregando elementos de material de menor coesão e formam pequenos orifícios, que, com o prosseguimento do fenômeno, dão à superfície um aspecto esponjoso, rendilhado, corroído. É a **erosão por cavitação**. O desgaste pode assumir proporções tais que pedaços de material podem soltar-se das peças. Cada bolha de vapor assim formada, tem um ciclo entre crescimento e colapso, da ordem de poucos milésimos de segundo e induz a altíssimas pressões que atingem concentradamente a zona afetada. Para se ter idéia desse processo, alguns pesquisadores mencionam que este ciclo é repetido numa frequência que pode atingir a ordem de 25.000 bolhas por segundo e que a pressão provavelmente transmitida às superfícies metálicas adjacentes ao centro de colapso das bolhas pode atingir a pressão de 1000 atm.

Um outro aspecto que merece atenção é que, tendo em vista o caráter cíclico do fenômeno, as ações mecânicas repetidas na mesma região metálica ocasionam um aumento local de temperatura de até 800 °C.

4.1.3 CONSEQUÊNCIAS DA CAVITAÇÃO

Os efeitos da cavitação dependem do tempo de duração, intensidade da cavitação, propriedade do líquido e resistência do material à erosão por cavitação, ou seja, a cavitação causa barulho, vibração, alteração das curvas características e danificação ou "pitting" do material.

O **barulho e vibração** são provocados principalmente pela instabilidade gerada pelo colapso das bolhas.

A **alteração nas curvas características**, e conseqüente alteração no desempenho da bomba é devida à diferença de volume específico entre o líquido e o vapor, bem como a turbulência gerada pelo fenômeno. Esta alteração nas curvas é mais drástica no caso de bombas centrífugas, pois neste caso, tendo em vista que o canal de passagem do líquido é restrito, a presença de bolhas influencia consideravelmente o desempenho do equipamento.

A **danificação do material** em uma bomba centrífuga geralmente ocorre no rotor, podendo também ocorrer nos corpos ou difusores. Geralmente, os pontos atacados no rotor estão situados na parte frontal da pá, caso o ponto de trabalho esteja à esquerda da vazão correspondente ao ponto de melhor rendimento ou na parte traseira, caso esteja situado à direita.

A cavitação poderá ocorrer em maior ou menor intensidade. Quando ocorrer cavitação de pequena intensidade, seus efeitos serão muitas vezes imperceptíveis, ou seja, não se notarão alteração nas características de performance da bomba, nem ruído e vibrações. Com o aumento desta intensidade, estes efeitos passarão a ser perceptíveis através de ruído característico (o ruído se parece com o crepitar de lenha na fogueira; um martelamento com frequência elevada ou um misturador de concreto em alta velocidade).

Deve-se verificar que a erosão por cavitação não se verifica no lugar onde as bolhas se formam, mas sim no local onde implodem.

Na construção de máquinas hidráulicas, há uma tendência para a escolha de rotações elevadas de funcionamento, com a finalidade de se reduzir as dimensões do equipamento e, portanto, o custo; porém em tais condições aumenta-se o risco de cavitação.

4.1.4 EXEMPLO DE UM ROTOR “CAVITADO”



4.1.5 CAVITAÇÃO, EROÇÃO E CORROSÃO

É comum existir uma certa confusão entre estes processos de deterioração dos componentes de uma bomba. É interessante analisar os componentes deteriorados para posterior identificação de suas causas e solução de tal problema, visto que os cuidados a serem tomados quando uma bomba esta em regime de cavitação são diferentes dos cuidados a serem tomados quando uma bomba esta sofrendo por exemplo, corrosão por abrasão. A deterioração do material devido a cavitação nada tem a ver com os desgastes provenientes de erosão ou corrosão. Como sabemos, a erosão decorre da ação das partículas sólidas em suspensão sendo deslocadas com velocidade. Por outro lado, corrosão em bombas decorre normalmente da incompatibilidade do material com o líquido, propiciando reação química destrutiva, ou da utilização de materiais muito afastados da tabela de potencial, em presença de um líquido que aja como eletrólito, propiciando a oportunidade para uma reação galvânica. Não obstante, nada impede que estes fenômenos coexistam em um determinado sistema, acelerando o processo de deterioração do material.

4.2 NPSH (NET POSITIVE SUCTION HEAD)

Um dos mais polêmicos termos associados com bombas é o NPSH. A compreensão deste conceito é essencial para a correta seleção de uma bomba.

A fim de caracterizar as condições para que ocorra boa "aspiração", foi introduzida na terminologia de instalações de bombeamento a noção de NPSH. Esta grandeza representa a disponibilidade de energia com que o líquido penetra na boca de entrada da bomba.

O termo NPSH é um termo encontrado em publicações na lingua inglesa. Em publicações em vários idiomas, conservou-se a designação NPSH, embora alguns autores utilizem o termo APLS "Altura Positiva Líquida de Sucção" ou "Altura de Sucção Absoluta".

Para efeito de estudo e definição, o NPSH pode ser dividido em **NPSH requerido** e **NPSH disponível**.

4.2.1 NPSH DISPONÍVEL

É uma característica da instalação em que a bomba opera, e da pressão disponível do líquido no lado de sucção da bomba.

O NPSH disponível pode ser calculado através de duas fórmulas:

- NPSH disponível na fase de projeto

$$\text{NPSH disp} = \frac{P_{rs} + P_{atm} - p_v}{\gamma} \times 10 \pm H_{geos} - H_p$$

P_{rs} → pressão no reservatório de sucção (kgf/cm^2)

P_{atm} → pressão atmosférica local (kgf/cm^2)

p_v → pressão de vapor do líquido na temperatura de bombeamento (kgf/cm^2)

H_{geos} → altura geométrica de sucção (positiva ou negativa) (m)

H_p → perdas de carga na sucção (m)

γ → peso específico do fluido na temperatura de bombeamento (kgf/dm^3)

10 → fator para acerto de unidades

- NPSH disponível na fase de operação

$$\text{NPSH disp} = \frac{P_s + P_{atm} - p_v}{\gamma} \times 10 + \frac{v_s^2}{2g} + Z_s$$

P_s → pressão no flange de sucção (kgf/cm^2)

P_{atm} → pressão atmosférica local (kgf/cm^2)

p_v → pressão de vapor do líquido na temperatura de bombeamento (kgf/cm^2)

v_s → velocidade do fluxo no flange de sucção (m/s)

γ → peso específico do fluido na temperatura de bombeamento (kgf/dm^3)

Z_s → distância entre as linhas de centro da bomba e do manômetro (m)

g → aceleração da gravidade (m/s^2)

10 → constante para acerto de unidades

4.2.2 NPSH REQUERIDO

A maioria das curvas características das bombas incluem a curva do NPSH requerido em função da vazão. Esta curva é uma característica própria da bomba e a rigor pode somente ser obtida experimentalmente nas bancadas de teste dos fabricantes. A expressão NPSH representa a energia em altura absoluta do líquido na sucção da bomba acima da

pressão de vapor deste líquido, na temperatura de bombeamento, referida à linha de centro da bomba. Portanto, o fim prático do NPSH é impor limitações às condições de sucção da bomba, de modo a manter a pressão na entrada do rotor acima da pressão de vapor do líquido bombeado. A pressão mais baixa ocorre na entrada do rotor, portanto, se mantivermos a pressão na entrada do rotor superior à pressão de vapor, não teremos vaporização na entrada da bomba e evitaremos assim o fenômeno da cavitação. O fabricante define, deste modo, as limitações de sucção de uma bomba mediante a curva de NPSH requerido.

Para definição do NPSH requerido de uma bomba, é utilizado como critério a ocorrência de uma queda de 3% na altura manométrica para uma determinada vazão. Este critério é adotado pelo Hydraulic Institute Standards e American Petroleum Institute (API 610).

Desde que a energia disponível iguale ou exceda os valores de NPSH requerido, não haverá vaporização do líquido, o que evitará a cavitação e as respectivas consequências; deste modo, a bomba deve ser selecionada observando a seguinte relação:

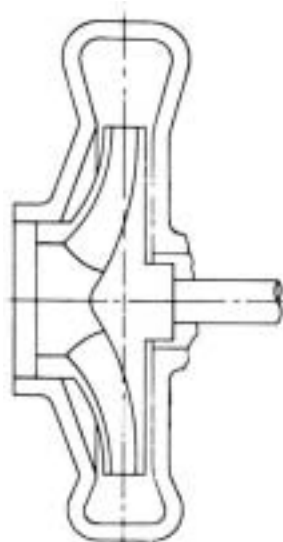
$$\text{NPSH}_{\text{disponível}} \geq \text{NPSH}_{\text{requerido}}$$

Utiliza-se na prática, que a margem entre o NPSH_{req} e o $\text{NPSH}_{\text{disp}}$, deve ser no mínimo de 10 a 15 %, porém não inferior que 0,5 m.

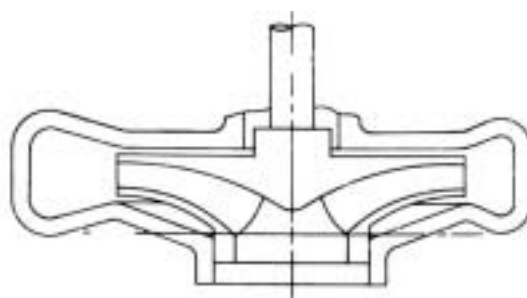
Assim sendo, para aplicação prática, os valores de NPSH requerido informados pelo fabricante, são baseados no seguinte:

- **na queda de pressão, desde o flange de sucção até a pá do rotor:** Como o diâmetro nominal do flange de sucção é normalmente desconhecido na fase de negociação, esta queda de pressão inclui a altura de velocidade no flange de sucção da bomba. A queda de pressão do flange até o rotor não é só perda de carga por atrito, mas é constituída na maior parte pela transformação da pressão em energia cinética.
- **na linha de centro da bomba:** Tal prática facilita os estudos de ante-projeto e de comparação entre diversos tipos de bombas, pois existem bombas com flanges de sucção em diversas posições, por exemplo: lateral, axial, etc.

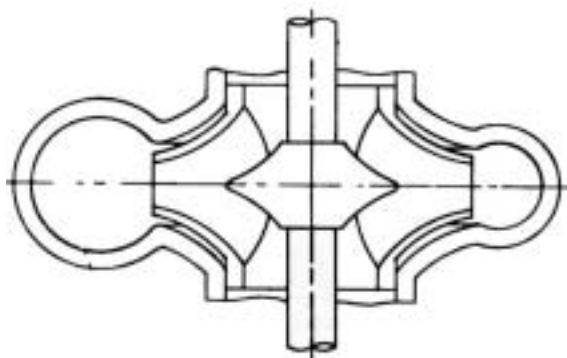
4.3 LINHAS DE REFERÊNCIA PARA MEDIÇÕES HIDRÁULICAS



para bomba horizontais:
linha de centro do eixo da bomba

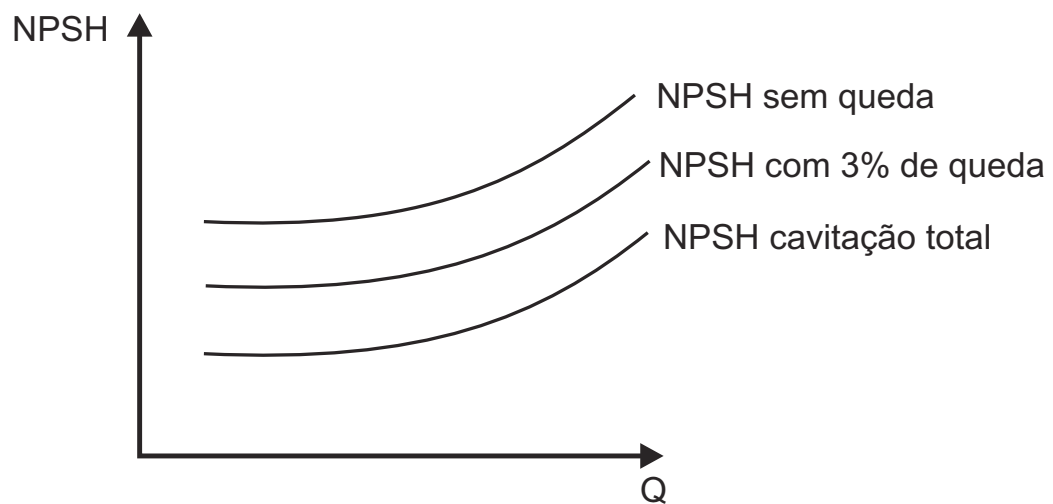
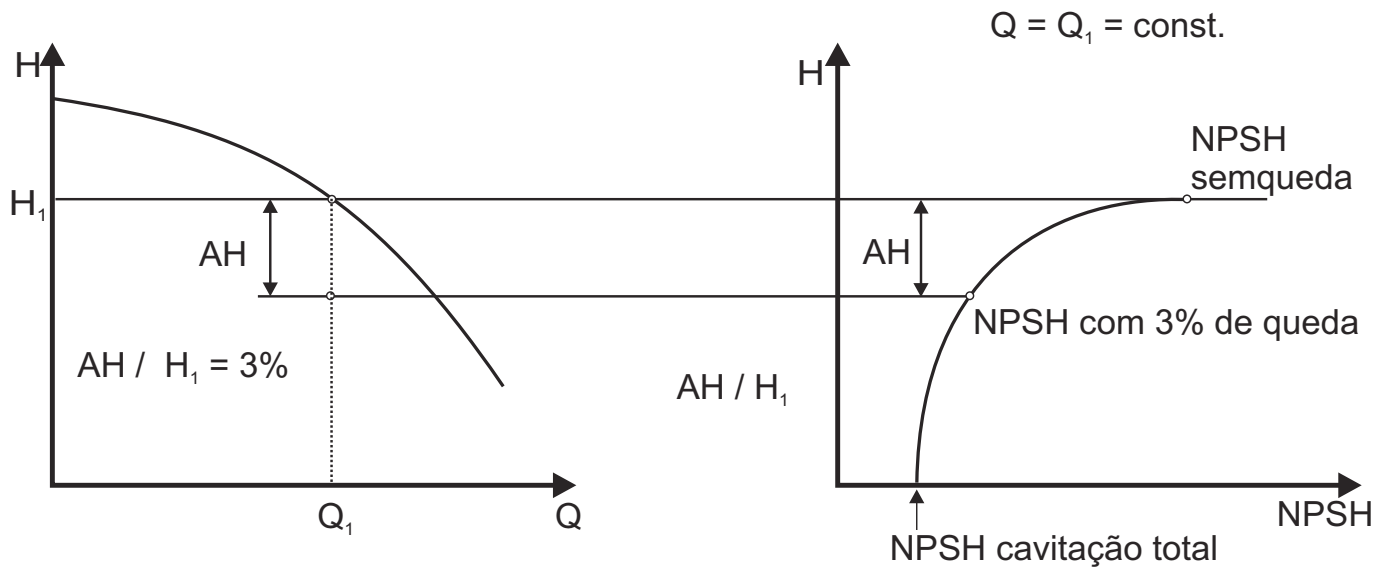


**para bomba verticais de simples sucção
simples ou múltiplos estágios:**
início da palheta na entrada para o rotor
do primeiro estágio



para bombas verticais de dupla sucção:
centro de recalque do rotor

4.4 REPRESENTAÇÃO GRÁFICA DO NPSH REQUERIDO



4.5 FATORES QUE MODIFICAM O NPSH DISPONÍVEL

Como vimos anteriormente, nota-se que quanto maior for o valor do NPSH disponível numa instalação, mais afastado o perigo da bomba entrar em regime de cavitação. Sendo assim, para obtermos valores elevados de NPSH disponível, devemos considerar os seguintes critérios:

- diminuir a altura geométrica de sucção negativa ou aumentar a altura geométrica de sucção positiva.
- minimizar as perdas de carga na sucção, pois estas influem no cálculo do NPSH disponível. Recomenda-se utilizar tubulações curtas; diâmetros de tubulação que acarretem baixas velocidades do líquido na sucção; minimizar as perdas localizadas, como por exemplo, crivo, válvulas, curvas, etc.
- verificar o valor da pressão atmosférica local, pois variando a altitude, variará a pressão atmosférica e, portanto, o valor do NPSH disponível. Para bombas instaladas acima do nível do mar, devemos considerar uma diminuição da pressão atmosférica de aproximadamente 1 bar para cada 900 m de altitude.
- a temperatura de bombeamento tem influência na viscosidade, pressão de vapor, peso específico, etc, portanto, variando-se a temperatura de bombeamento, teremos variação do NPSH disponível.
- eventualmente, uma mesma instalação pode trabalhar com mais de um tipo de líquido. É necessário verificar o caso crítico, NPSH disponível mínimo, analisando os valores da pressão de vapor, peso específico e viscosidade dos produtos.
- alterando-se a vazão de operação, implica alteração na perda de carga na sucção, conseqüentemente o NPSH disponível.
- variando a pressão no reservatório de sucção, altera-se o valor do NPSH disponível.

4.6 FATORES QUE MODIFICAM O NPSH REQUERIDO

Se por um lado, busca-se aumentar o valor do NPSH disponível numa instalação, por outro, busca-se diminuir o valor do NPSH requerido. Naturalmente, este é o objetivo dos fabricantes, mas é interessante o usuário ter alguma noção do assunto.

Diminui-se o valor do NPSH requerido através das seguintes maneiras:

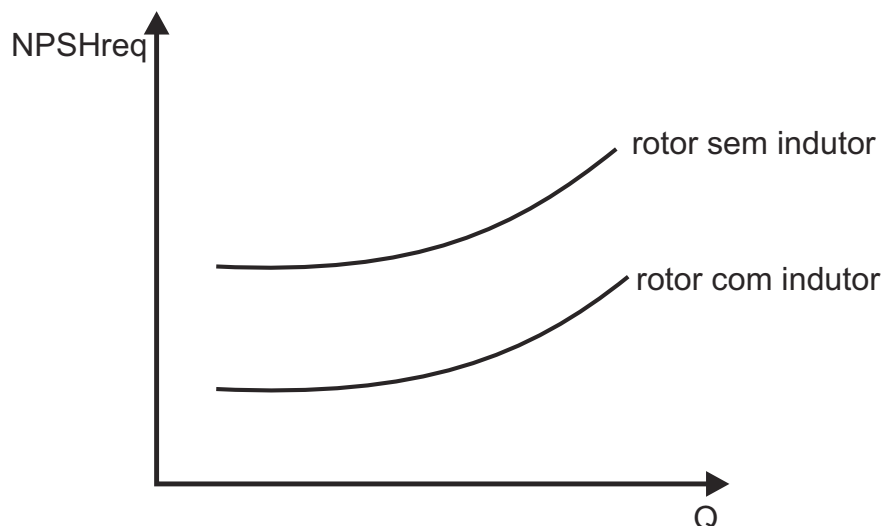
- reduzindo-se a perda de carga na entrada da bomba, através de projeto hidrodinamicamente adequado e cuidado com o grau de acabamento.

- redução das velocidades absolutas e relativas no olho do rotor, aumentando-se área de entrada do rotor, solução não tão simples de ser obtida, pois existem outros cuidados a serem tomados.
- variando a rotação, pois o NPSH requerido varia com o quadrado da rotação.
- utilização de um indutor. O indutor nada mais é do que um rotor normalmente axial ou de fluxo misto colocado na frente do rotor convencional de uma bomba. O principal objetivo do indutor é funcionar como auxiliar do rotor principal, reduzindo o NPSH requerido pela bomba.

Exemplo de indutor



4.6.1 REPRESENTAÇÃO GRÁFICA DA REDUÇÃO DO NPSH_r DE UM ROTOR COM INDUTOR



4.7 CÁLCULO DO NPSH REQUERIDO PARA BOMBAS ETA

No caso das bombas KSB modelo ETA, as curvas características indicam o valor de H_s (altura de sucção), com o qual podemos calcular o NPSH requerido através da fórmula abaixo:

NPSHreq → NPSH requerido (m)

$$\text{NPSHreq} = 10 - H_s + \frac{v_s^2}{2g}$$

H_s → altura de sucção (obtida na curva característica) (m)

v_s → velocidade no flange de sucção (m/s)

g → aceleração da gravidade (m/s^2)

4.8 COEFICIENTE DE CAVITAÇÃO/NÚMERO DE THOMA

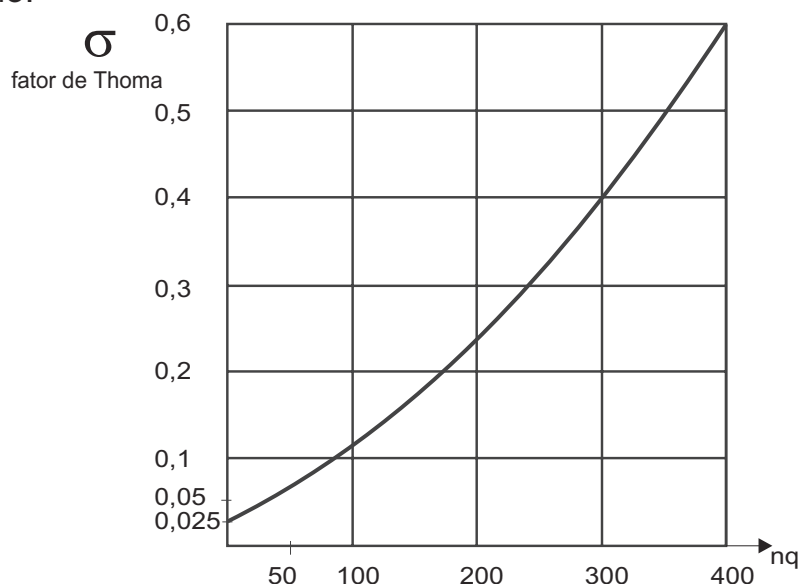
Um método teórico para avaliação do NPSH requerido pode ser obtido através do número de Thoma (σ), também conhecido como coeficiente ou fator de cavitação.

$$\sigma = \frac{\text{NPSHreq}}{H}$$

O número de Thoma é obtido através de gráficos em função da rotação específica (nq), que pode ser obtida conforme indicado, como vimos no módulo 3.

$$nq = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Este método não é utilizado na prática, pois obtemos apenas um valor de referência para o NPSH requerido. Somente o fabricante da bomba poderá fornecer indicações precisas do NPSH requerido.



4.9 VELOCIDADE ESPECÍFICA DE SUCÇÃO

Vimos anteriormente que o coeficiente de cavitação ou número de Thoma (σ) depende da velocidade específica da bomba.

Estabeleceu-se a dependência entre essas duas grandezas através de um parâmetro denominado velocidade específica de sucção, representado pela letra S.

$$S = 365 \frac{n \sqrt{Q}}{\text{NPSH}_{\text{req}}^{3/4}}$$

S → velocidade específica de sucção

n → rotação (rpm)

Q → vazão (m³/h)

O critério mais utilizado para avaliarmos as condições de sucção é através da velocidade específica de sucção. Esta aceitação decorre do fato que na realidade a altura manométrica não deve ter influência na limitação das condições de sucção.

Do ponto de vista do NPSH requerido, tanto melhor a bomba quanto maior o valor de da velocidade específica de sucção.

4.10 NPSH PARA OUTROS LÍQUIDOS

A experiência e ensaios tem revelado que as bombas que funcionam com água quente ou com hidrocarbonetos líquidos não viscosos operam satisfatoriamente e com segurança utilizando um valor de NPSH requerido inferior ao que normalmente exigiria se operasse com água fria. Este fato permite que, para a maior parte dos casos, se possa utilizar a curva do NPSH requerido, fornecido pelo fabricante, para água fria.

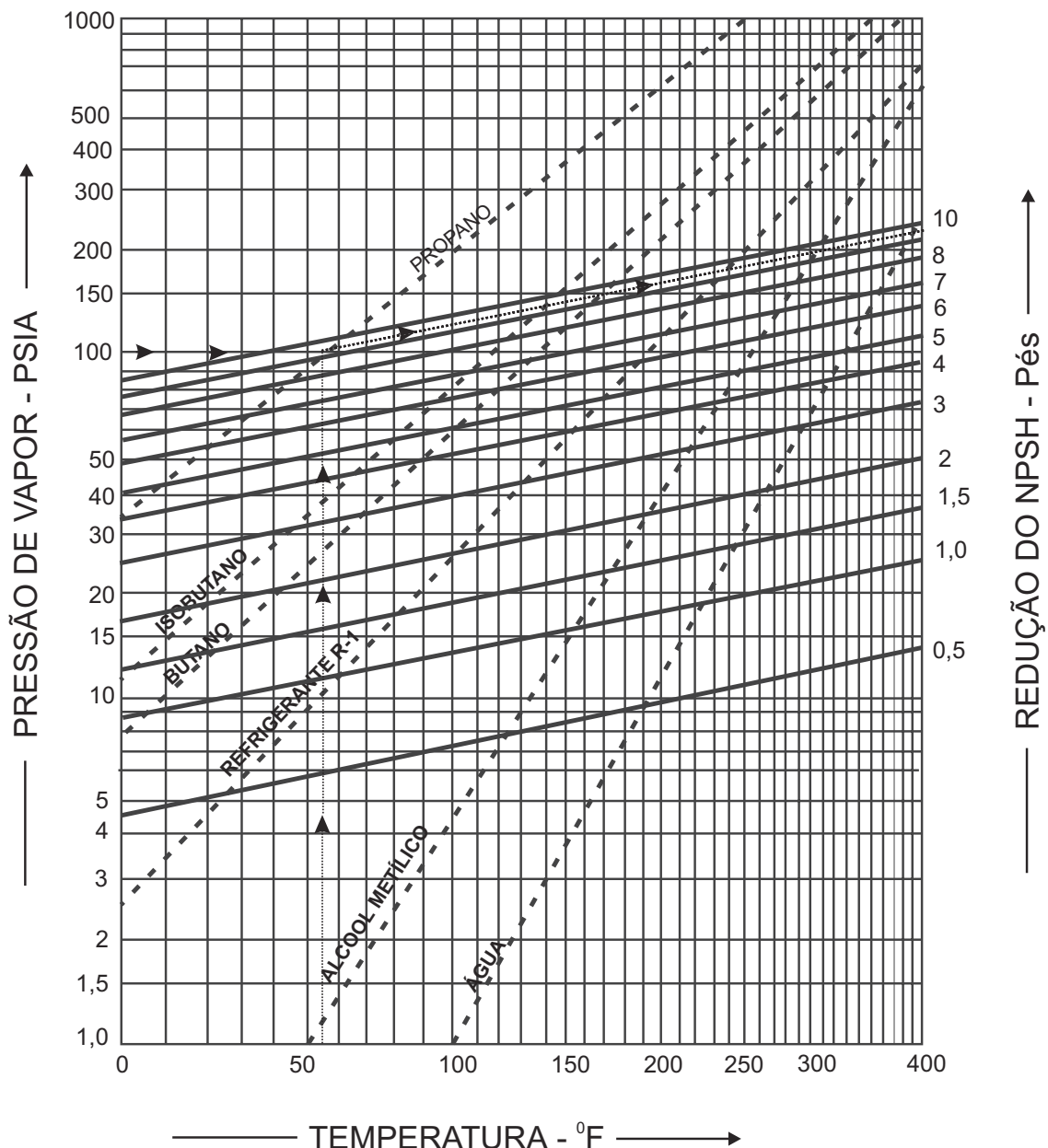
Caso seja necessário, pode-se fazer a redução do NPSH requerido, através de um gráfico, como veremos a seguir.

OBS.: O uso deste gráfico deve obedecer as seguintes limitações:

- não utilizar se houver presença de ar ou gases não condensáveis ou se a pressão absoluta na entrada da bomba for tão baixa que permita a liberação de não condensáveis da solução;
- a máxima redução permissível é de 50% do NPSH requerido para água;
- não utilizar em instalações que tenham tendência a mudança transientes de temperatura ou pressão no sistema de sucção;

- no caso de mistura de hidrocarbonetos, a pressão de vapor deve ser determinada para o produto em questão e na temperatura real de operação;
- não aplicar o gráfico para líquidos outros que água e hidrocarbonetos.

4.10.1 REDUÇÃO DO NPSH PARA BOMBAS OPERANDO COM HIDROCARBONETOS E ÁGUA EM ALTA TEMPERATURA



Exemplo: Uma bomba necessita de um NPSH de 16 ft, operando com água fria. Se a mesma bomba operar com propano a temperatura de 55 °F e que tem pressão de vapor de 100 psia, determinar qual o novo valor de NPSH requerido.

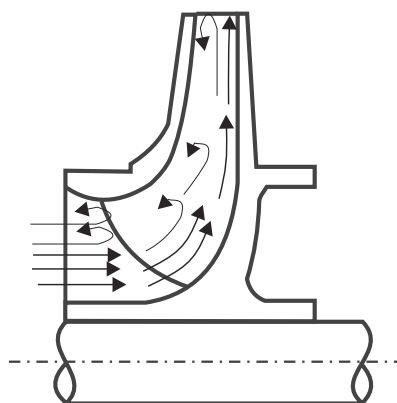
Solução: Para propano com $t = 55^{\circ}\text{F}$, sobe-se verticalmente até $p_v = 100$ psia. Deste ponto siga ao longo da linha inclinada para o lado direito do gráfico, obtendo a redução de NPSH = 9,5 pés.

Como é maior que a metade do $NPSH_{req}$ da água fria, o valor que deverá ser reduzido é 50% de $NPSH_{req}$ para água fria, ou seja, $NPSH_{req} = 8$ pés.

Então, $NPSH_{req}$ reduzido será $= 16 - 8 = 8$ pés.

4.11 RECIRCULAÇÃO HIDRÁULICA

As bombas de porte médio e grande que possuam rotores largos e operam com vazões reduzidas, podem ficar sujeitas ao problema da recirculação hidráulica.



Esquema de um rotor indicando recirculação do líquido para bomba operando com vazões reduzidas.

Quando a bomba opera nestas condições, parte do fluido que entra no rotor, retorna para a sucção. As consequências são:

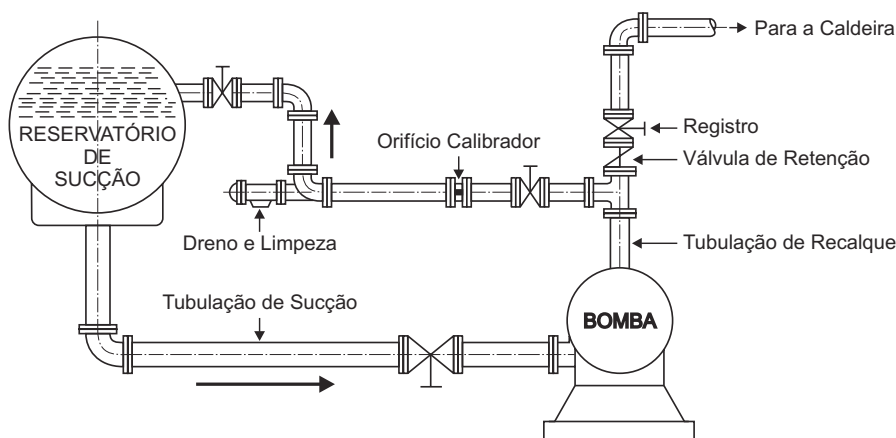
- **diminuição do rendimento:** observa-se que quanto menor é a descarga, menor será o rendimento, embora o aumento acima da descarga normal ocasione o mesmo problema.
- **aumento do empuxo radial:** o empuxo radial, resultante da desigualdade de distribuição de pressões na carcaça, ocorre sempre e o valor máximo se verifica para a condição de **shut off** (registro totalmente fechado), com o líquido recirculando na bomba.
- **aumento do empuxo axial:** os dispositivos para equilibragem do empuxo axial perdem muito a sua eficiência, com a bomba operando com vazões reduzidas.
- **a recirculação** provoca vibrações, ruídos e danos ao rotor.
- **elevação da temperatura da bomba:** o resfriamento em uma bomba operando com vazões reduzidas não é suficiente, podendo ocorrer superaquecimento, reduzindo a vida das gaxetas, selos mecânicos, danos aos mancais, eixos e dispositivos de equilíbrio axial.

Para impedir que ocorram estes inconvenientes, deve-se controlar a descarga mínima aceitável, recorrendo-se a um sistema de controle de vazão mínima, como por exemplo:

4.11.1 SISTEMA DE RECIRCULAÇÃO CONTÍNUA

Consiste em um **by-pass** contendo uma placa de orifício, que permite o retorno de parte do líquido para o reservatório de onde a água é bombeada. A placa de orifício é dimensionada de modo que o orifício dê passagem à descarga de recirculação que impeça o superaquecimento da bomba.

O inconveniente desta solução é que obriga um superdimensionamento da bomba e do motor, pois ocorre uma recirculação pelo **by-pass**, mesmo em condições normais, quando a descarga demandada na operação já seria suficiente para manter a bomba em uma temperatura aceitável.



4.11.2 VÁLVULA DE VAZÃO MÍNIMA

Durante a operação com vazão reduzida, a válvula de vazão mínima abre um **by-pass**, protegendo desta maneira a bomba. Durante a operação normal, sempre que a vazão for maior que a mínima, a linha de **by-pass** permanece fechada.

Existem válvulas no mercado, capazes de realizar automaticamente, e em único conjunto, a medição da descarga, a retenção do contrafluxo (trabalha como uma válvula de retenção), a redução da pressão no sistema de recirculação e o controle da recirculação.



4.12 MATERIAIS RESISTENTES À CAVITAÇÃO

Vimos anteriormente que o colapso das bolhas de vapor ocorrem em regiões de pressões bastante elevadas, causando a retirada de material da superfície (pitting), onde ocorrem as implosões.

Os efeitos da cavitação dependem do tempo de duração, intensidade da cavitação, propriedade do líquido e resistência do material a erosão por cavitação.

A escolha do material a ser empregado na fabricação de uma bomba é de maior importância. Alguns materiais na ordem crescente de sua capacidade de resistir a erosão por cavitação são: ferro fundido, alumínio, bronze, aço fundido, aço doce laminado, bronze fosforoso, bronze manganês, aço Siemens-Martin, aço níquel, aço cromo (12 Cr), ligas de aço inoxidável especiais (18 Cr-8Ni). A rigor, não há nenhum material conhecido que não seja afetado pela cavitação.

A resistência de materiais à corrosão por cavitação é determinada em ensaios de laboratório, quando corpos de provas, pesados inicialmente, são colocados num difusor onde se medem a pressão e a velocidade da água. Decorrido certo tempo, submetidos a cavitação, mede-se a perda de material por diferença de pesagem do corpo de prova. Esta perda define a resistência ao desgaste por cavitação.

Ensaando-se diversas ligas e fixando o valor 1,0 como perda de material para o ferro fundido, foram obtidas as graduações abaixo, na ordem crescente de resistência ao desgaste por cavitação.

Ferro Fundido	1,0
Bronze	0,5
Aço-cromo	0,2
Liga de Bronze-Alumínio	0,1
Aço Cromo-Níquel	0,05

Quando uma parte da bomba fica muito danificada pela ocorrência de cavitação, pode-se preencher os locais gastos com solda elétrica adequada ao material, esmerilhando em seguida ou, como alguns sugerem, aplicando uma ou mais camadas de resinas.

MÓDULO 5

Associação de Bombas

ÍNDICE

5	<i>Introdução</i>	127
5.1	<i>Associação em paralelo</i>	129
5.1.1	Associação de duas bombas iguais em paralelo	129
5.1.2	Associação de bombas iguais com curva estável	130
5.1.3	Associação de bombas com curvas diferentes e estáveis	132
5.1.4	Associação de bombas iguais com variação da altura geométrica/estática	133
5.1.5	Associação de bombas iguais com curvas instáveis	134
5.2	<i>Escolha do número de bombas</i>	136
5.3	<i>Precauções a serem tomadas em associações de bombas em paralelo</i>	137
5.3.1	Vazão excessiva	137
5.3.2	Vazão reduzida	138
5.4	<i>Associação de bombas em série</i>	139
5.5	<i>Bombas de vários estágios</i>	142
5.6	<i>Conclusões</i>	142

ASSOCIAÇÃO DE BOMBAS

5 INTRODUÇÃO

As razões que nos levam a usar a associação de bombas são várias e de natureza diversas, por exemplo:

não existe uma bomba centrífuga que possa sozinha atender a vazão requerida; há variação da vazão com o decorrer do tempo (aumento da população, por exemplo, no período de alguns anos), neste caso é interessante instalar uma ou mais bombas e no decorrer do tempo instalar mais bombas; não há bomba que atenda altura manométrica requerida no projeto; há casos em que ocorre variação no consumo (abastecimento de água) ou da vazão afluyente (sistema de esgoto) no mesmo período (dia). As razões de associação de bombas são, portanto de natureza técnico-comercial, variando desde a impossibilidade de uma só bomba atender a vazão ou altura manométrica do projeto, ou por diminuição dos custos de implantação.

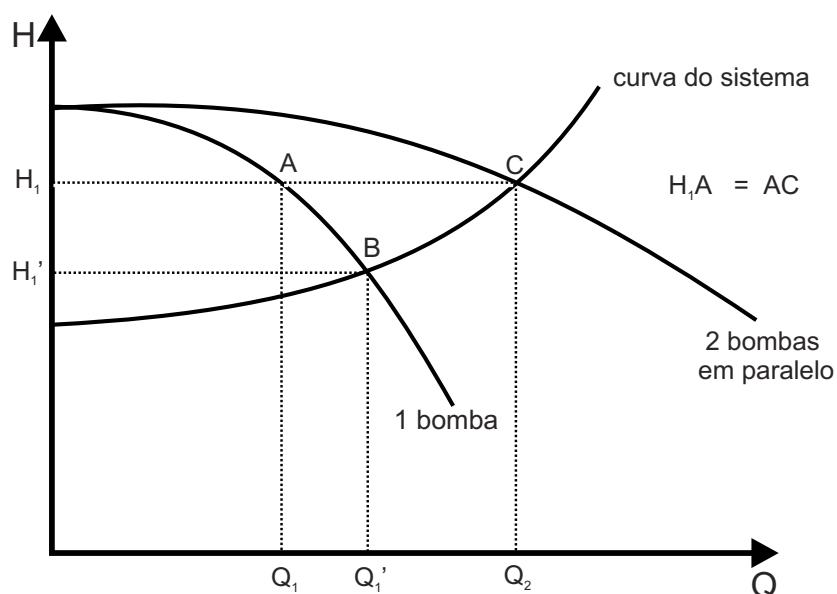
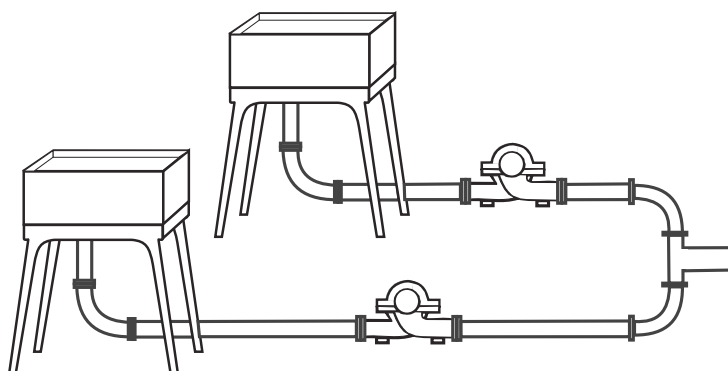
5.1 ASSOCIAÇÃO EM PARALELO

Duas ou mais bombas estão operando em paralelo quando recalcam para uma tubulação comum, de modo que cada uma contribua com uma parcela para a vazão total.

É interessante lembrar que bomba centrífuga vence as resistências encontradas, isto é, o desnível geométrico estático mais as perdas de carga. Dessa forma, quando operando em paralelo, todas as bombas terão a mesma altura manométrica total ou, em outras palavras: para a mesma altura manométrica as vazões correspondentes se somam.

Para traçar a curva resultante de uma associação de bombas em paralelo, basta plotar para cada altura as vazões correspondentes, tantas vezes quanto forem as bombas operando em paralelo.

5.1.1 ASSOCIAÇÃO DE DUAS BOMBAS IGUAIS EM PARALELO



Para exemplificar, tomemos como exemplo o esquema da pagina anterior, onde temos duas bombas iguais operando em paralelo, recalcando para uma linha comum que leva o líquido do reservatório de sucção para o reservatório de descarga.

Quando as duas bombas estão operando, a vazão no sistema é Q_2 e cada bomba recalca uma vazão Q_1 , de tal forma que $Q_2 = 2Q_1$.

Nota-se ainda que as duas bombas operarão com uma altura manométrica total H_1 .

Quando uma só bomba opera, a altura manométrica total diminui, passando para H_1' ($H_1' < H_1$) e para uma vazão Q_1' , de tal forma que $Q_1 < Q_1' < Q_2$.

Assim, do exemplo apresentado, podemos tirar algumas conclusões:

- 1) a vazão total do sistema é menor que a soma das vazões das bombas operando isoladamente;
- 2) quando as bombas estão operando em paralelo, há um deslocamento do ponto de operação de cada bomba para a esquerda da curva (ponto **A**).Isso se acentua com o aumento de bombas em paralelo.
- 3) se uma das bombas sair de funcionamento (por razões, como por exemplo, manutenção, motivos operacionais, etc), a unidade que continua operando passará do ponto **A** para o ponto **B**.

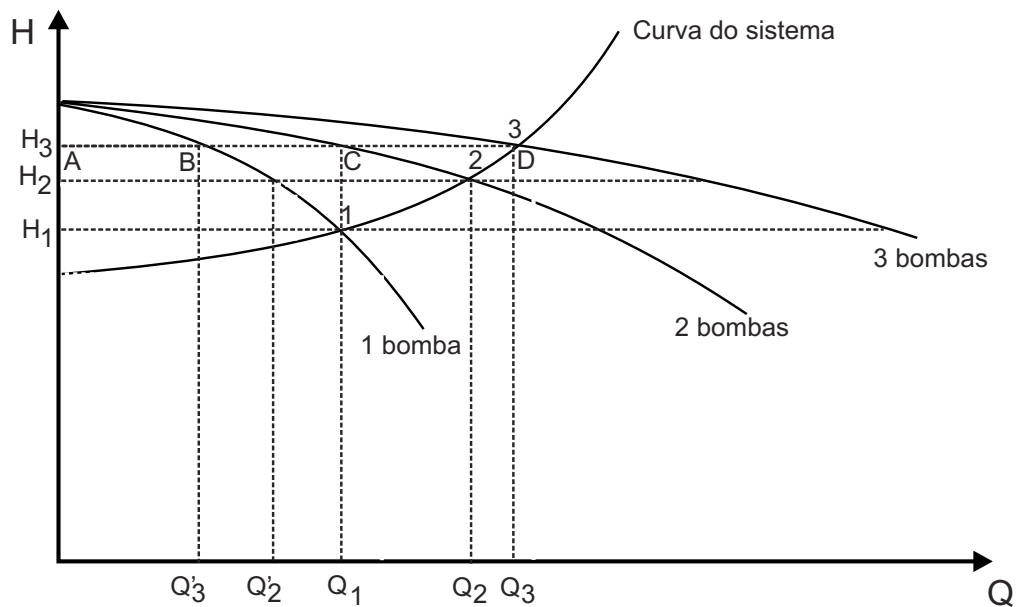
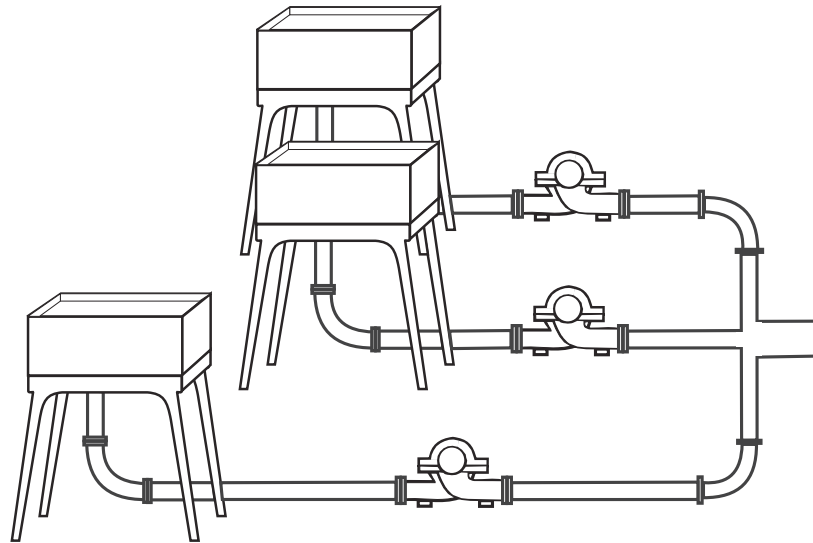
Relembramos que:

No ponto de operação **B**, teremos um NPSH requerido e uma potência consumida maior que a do ponto **A**.

OBS.: Isso válido para bombas centrífugas com rotores radiais.

5.1.2 ASSOCIAÇÃO DE BOMBAS IGUAIS COM CURVA ESTÁVEL

Tomemos um exemplo com três bombas iguais de curvas estáveis, conforme a próxima figura:



Operação com três bombas iguais em paralelo

A vazão total que as três bombas recalcarão será:

$Q_3 = 3 Q'_3$, isto é, cada bomba fornece $1/3$ da vazão total e a altura manométrica será a mesma para as três bombas (H_3).

Podemos tirar algumas conclusões dessa associação:

- 1) $AB = BC = CD = Q_3 / 3$
- 2) Q_1 = vazão de uma só bomba operando no sistema;
- 3) Q'_2 = vazão de cada bomba com duas operando no sistema;
- 4) Q'_3 = vazão de cada bomba com as três operando no sistema;
- 5) $Q_1 > Q'_2 > Q'_3$

Para se relacionar n bombas que irão operar em paralelo bombeando a vazão total e uma altura manométrica total, a bomba deverá ser selecionada para:

$$Q_{\text{bomba}} = \frac{Q_{\text{t d d}}}{n} \quad \text{e} \quad H_{\text{bomba}} = H_{\text{manométrica t d d}}$$

Observamos que quanto mais bombas operam em paralelo, mais a esquerda do ponto de melhor rendimento (ponto de projeto) a bomba irá operar.

Assim: $Q_1 > Q'_2 > Q'_3$.

A operação em um ponto muito a esquerda do ponto de projeto traz sérios inconvenientes, como por exemplo:

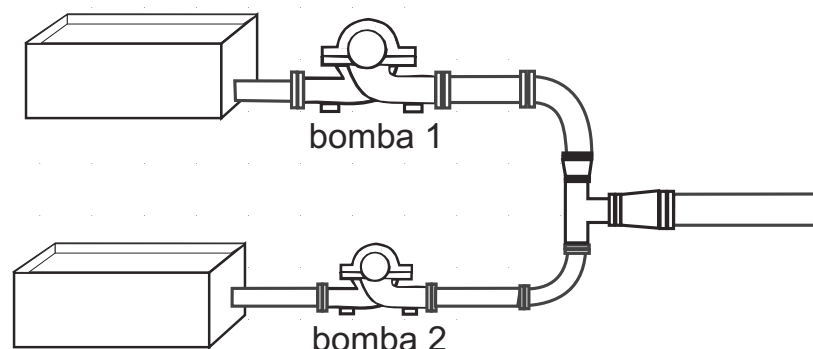
- vibração;
- recirculação hidráulica;
- aquecimento;
- esforços elevados nos mancais;
- etc.

5.1.3 ASSOCIAÇÃO DE BOMBAS COM CURVAS DIFERENTES E ESTÁVEIS

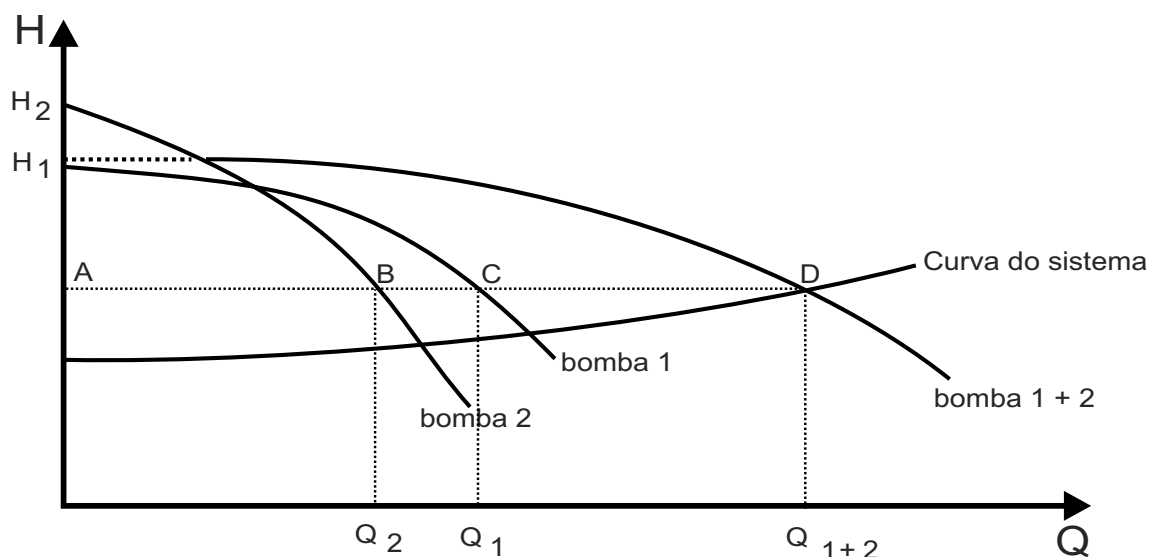
Duas ou mais bombas diferentes podem trabalhar em paralelo.

O bom funcionamento das bombas só pode ser verificado por meio da construção gráfica da associação das curvas.

Vejamos por exemplo a próxima figura:



Traçando a curva da associação do esquema anterior, teremos :



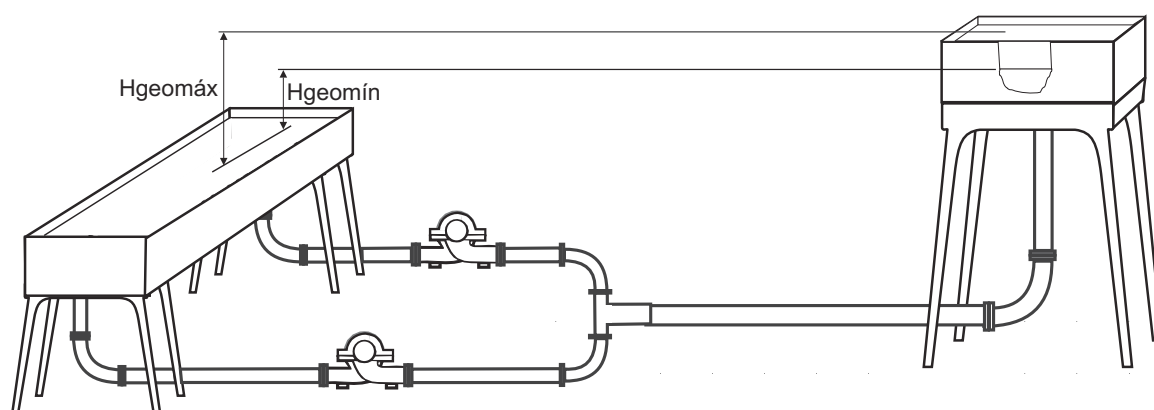
Notemos que: $AB + AC = AD$, isto é, $Q_2 + Q_1 = Q_{1+2}$

Para vazão nula, a bomba 2 tem H_2 maior que a bomba 1, isto é, $H_2 > H_1$.

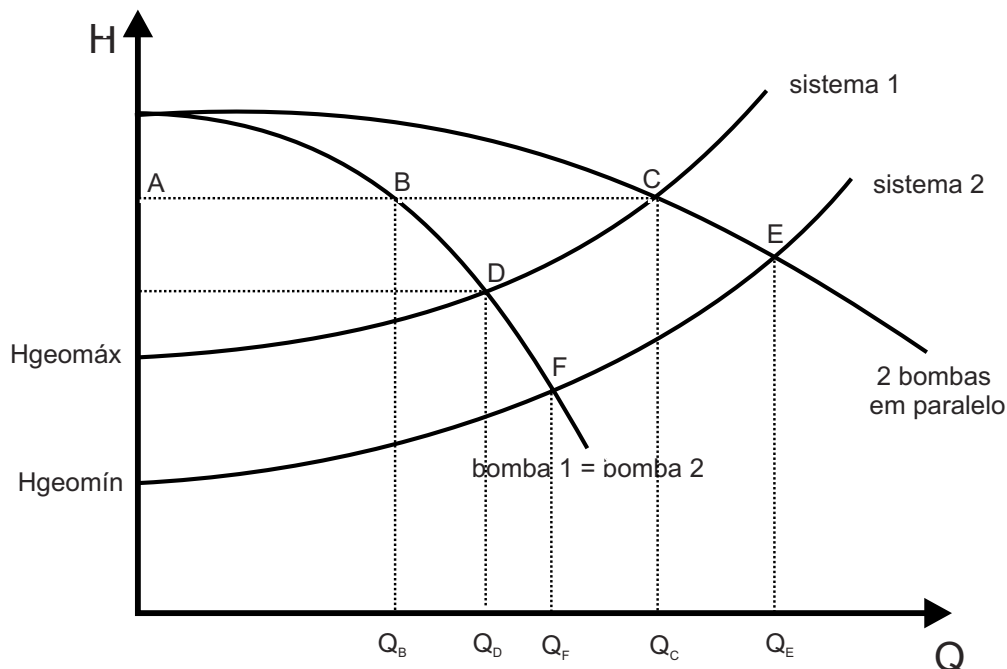
Assim, a bomba 1 só recalcará para alturas manométricas menores que H_1 .

Em outras palavras, para alturas manométricas do sistema superiores a H_1 , a vazão da bomba 1 será nula.

5.1.4 ASSOCIAÇÃO DE BOMBAS IGUAIS COM VARIAÇÃO DA ALTURA GEOMÉTRICA / ESTÁTICA.



Traçando a curva da associação do esquema anterior, teremos :



Neste sistema, tem-se quatro pontos de funcionamento: **C**, **D**, **E** e **F**, respectivamente.

Uma bomba funcionando com o nível mínimo e máximo dos reservatórios, pontos **D** e **F** e duas bombas funcionando em paralelo com o nível mínimo e máximo dos reservatórios, pontos **C** e **E**.

Dois pontos principalmente, deverão ser analisados, ou seja, os pontos **F** e **B**.

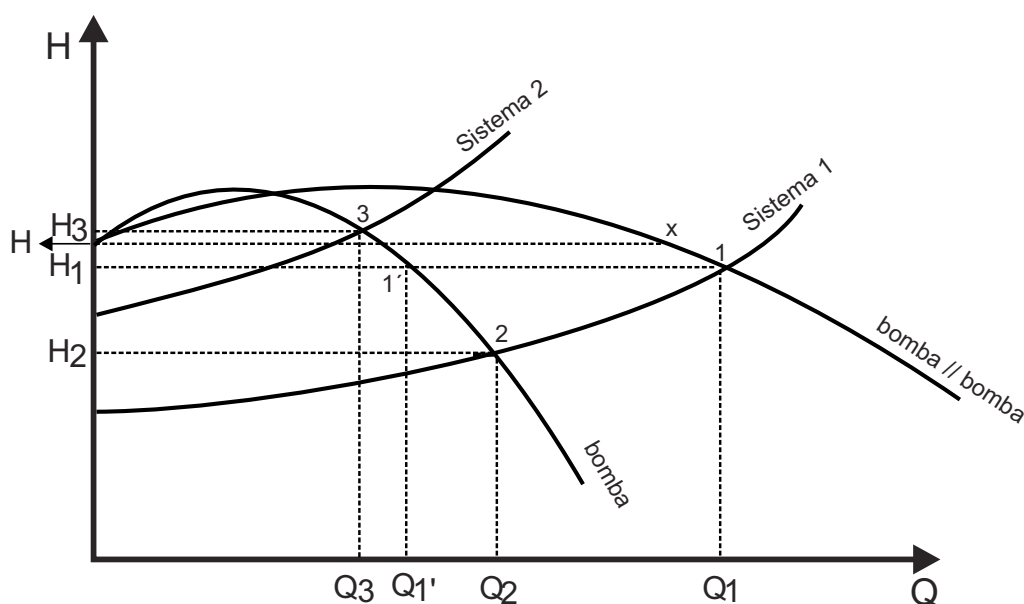
No ponto B : Ponto de funcionamento por bomba, quando ambas estão em paralelo com o altura geométrica máxima. Deve-se verificar para que as bombas não trabalhem com vazão reduzida.

No ponto F : Ponto de funcionamento de uma bomba com altura geométrica mínima. Verificar a potência consumida, NPSRreq e NPSHdisp e se o rendimento, nesse ponto caem excessivamente.

Deve ser verificado o NPSHdisp para a operação com o nível mínimo no reservatório de sucção, quando uma bomba trabalha isoladamente, considerando-se as várias formas de operação.

5.1.5 ASSOCIAÇÃO DE BOMBAS IGUAIS COM CURVAS INSTÁVEIS

Traçando a curva da associação de duas bombas iguais com curvas características instáveis, teremos:



Analizando primeiramente o sistema 1 :

Teremos para este sistema, dois pontos de trabalho:

Ponto 1: ponto de trabalho de duas bombas em paralelo no sistema 1 , onde Q_1 é a vazão total; H_1 é a altura manométrica total na vazão Q_1 e Q_1' é a vazão de contribuição de cada bomba quando as duas bombas estão em paralelo: $Q_1 = 2 Q_1'$.

Ponto 2: ponto de trabalho de uma bomba isolada no sistema 1, onde Q_2 é a vazão da bomba isolada e H_2 é a altura manométrica total na vazão Q_2 .

Analizando o sistema 2:

Com uma bomba operando obteremos a vazão Q_3 e uma altura manométrica H_3 .Nesta situação, vamos partir a outra bomba: devido a pressão H_3 atuante na válvula de retenção desta bomba, esta, ao liga-la, partiria como se o registro estivesse fechado, obtendo a pressão H , que é inferior a pressão H_3 , portanto não descarregando ao sistema.

Devido também a instabilidade destas curvas, recomenda-se que:

- no funcionamento em paralelo, a altura total deverá ser inferior a altura correspondente a vazão nula;
- na partida de uma das bombas, a outra deverá estar operando com uma altura manométrica total inferior a altura manométrica total correspondente a vazão nula. No mesmo exemplo, a curva do sistema 1 acata estas recomendações.

5.2 ESCOLHA DO NÚMERO DE BOMBAS

Esse é um problema que se acentua quando está se associando bombas em paralelo, ou seja:

- Quanto mais bombas em paralelo tivermos associadas, teremos:

Vantagem

- maior flexibilidade do sistema, tanto na operação quanto na implantação.

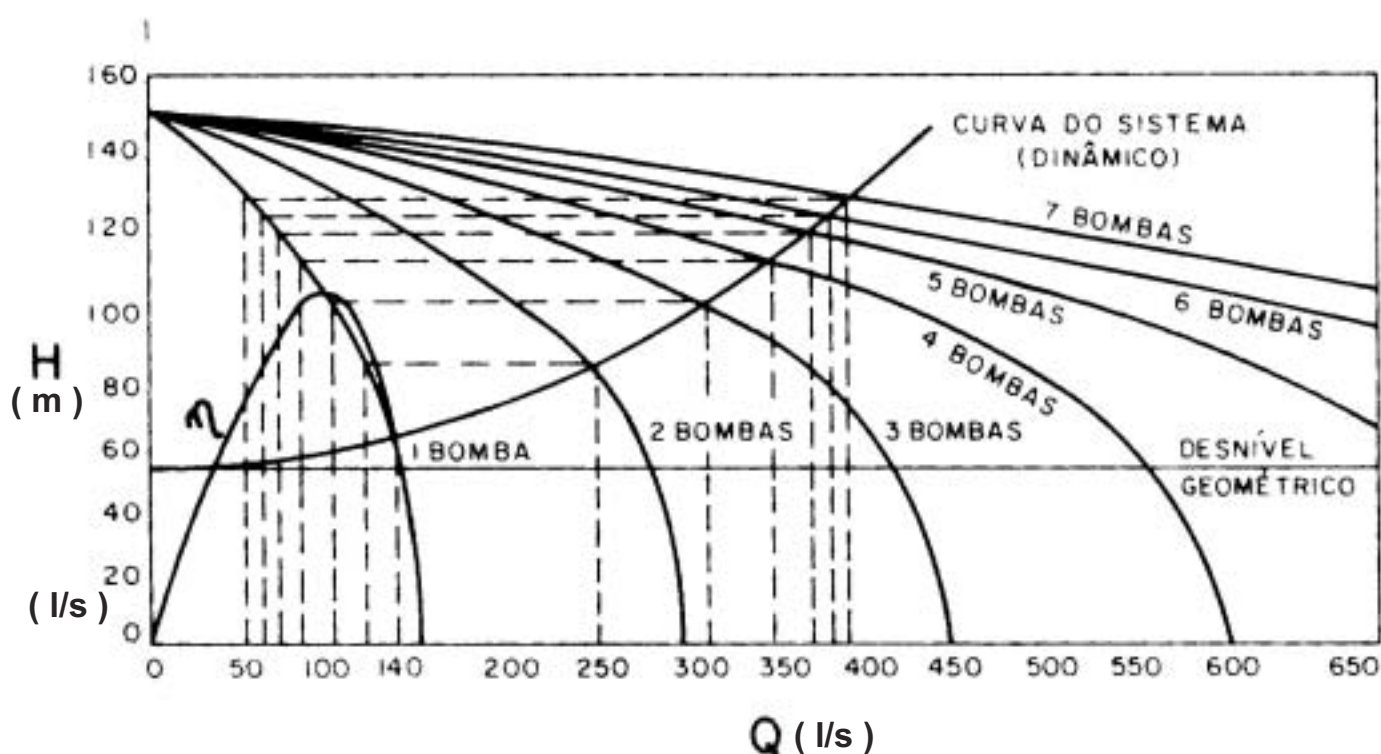
Desvantagem

- mais unidades a serem mantidas; motores super-dimensionados em relação ao ponto de operação, causando problemas com o fator de potência ($\cos \phi$); espaço de instalação maior, aumentando os custos de construção.

Outros fatores deverão ainda ser considerados:

- o número excessivo de bombas em paralelo faz com que cada uma opere muito a esquerda do seu ponto de projeto, trazendo com isto todos os inconvenientes inerentes a este fato.

Vamos analisar a associação de 7 (sete) bombas em paralelo:



Pela curva da associação anterior, devemos notar o seguinte:

- quando uma bomba esta em operação, teremos uma vazão de 140 l/s.
- quando adicionamos uma segunda bomba ao sistema, teremos uma vazão de 250 l/s e não uma vazão de $140 \text{ l/s} \times 2 = 280 \text{ l/s}$, que era a esperada.
- ao adicionarmos uma terceira bomba ao sistema, a vazão resultante passa a ser de 310 l/s.
- quando as sete bombas estiverem em operação, teremos uma vazão final em torno de 380 l/s e não $140 \text{ l/s} \times 7 = 980 \text{ l/s}$.

Podemos tirar algumas conclusões, por exemplo:

A cada bomba que entra no sistema, cada uma passa a operar mais a esquerda do seu ponto de projeto, podemos verificar pela curva da figura que uma bomba operando no sistema fornece uma vazão de 140 l/s.

Quando as sete estão em operação, cada uma passa a fornecer individualmente uma vazão em torno de 50 l/s.

Notamos também que o acréscimo de vazão a partir da terceira bomba é relativamente pequena e em geral podemos afirmar que a inclinação das curvas das bombas e da curva do sistema terá influência na escolha do número limite das bombas a serem associadas.

5.3 PRECAUÇÕES A SEREM TOMADAS EM ASSOCIAÇÕES DE BOMBAS EM PARALELO

- 1) Caso haja a saída de uma das unidades que estão operando do sistema, a bomba que permanece em trabalho irá operar a direita do seu ponto de projeto, isto é, com vazão excessiva.
- 2) Devido ao número excessivo de bombas associadas em paralelo, cada uma delas operará à esquerda do seu ponto de projeto, como vimos anteriormente, isto é, com vazão reduzida

5.3.1 VAZÃO EXCESSIVA

Com a bomba operando em vazão excessiva, poderão ocorrer os seguintes problemas:

- O NPSH disponível é insuficiente, isto é, o NPSH requerido passa a ser maior que o NPSH disponível, nessas condições, a bomba poderá entrar em regime de cavitação;

- a eficiência da bomba cai;
- aparecem esforços radiais elevados sobre o eixo da bomba;
- há um aumento da potência consumida, a qual em muitos casos pode superar a potência normal do motor elétrico dimensionado.

Assim, deve-se selecionar o conjunto moto-bomba de tal forma que, quando ele passar a ser operado isoladamente no sistema, não haja problemas com o NPSH e nem com a potência consumida. Esses problemas de vazão excessiva são comuns nas captações de água, quando existe uma variação do nível do reservatório ou do rio.

A vazão excessiva pode ser controlada pela válvula de descarga. Com a saída das demais bombas que estão operando em paralelo, fecham-se parcialmente, as válvulas de descarga das demais, com o que se criam perdas localizadas, que obrigam cada bomba a operar com a vazão que não sobrecarregue o seu motor nem ocorra cavitação.

Nem sempre esse controle pela válvula de descarga será o mais conveniente, pois o bom funcionamento do sistema fica na dependência de uma nova atividade, muitas vezes demorada. Ele seria muito pouco recomendável para o caso de um número excessivo de bombas de grande porte.

5.3.2 VAZÃO REDUZIDA

Com a bomba operando na região de vazão reduzida, poderão ocorrer os seguintes problemas:

- baixa eficiência da bomba;
- esforços radiais excessivos;
- aquecimento do líquido bombeado.

Normalmente o aquecimento provocado não é excessivo. Porém a operação contínua nessas condições danificará o sistema de selagem utilizado e diminuirá a vida dos rolamentos.

IMPORTANTE: Nas bombas axiais (propeller pumps), com vazões reduzidas, há um aumento excessivo da potência consumida. Deve-se evitar o trabalho paralelo com esse tipo de bomba.

Bombas de porte médio e grande, que possuam rotores largos e operam com vazões reduzidas, podem ficar sujeitas ao problema de recirculação hidráulica. (assunto visto no módulo 4)

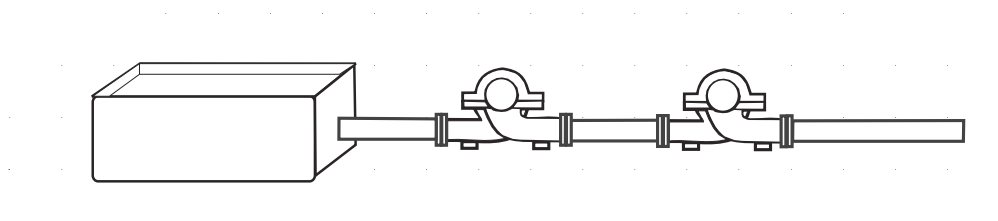
As conseqüências são: ruídos excessivos, vibrações semelhantes à cavitação(só que estas ocorrem com vazão excessiva).

5.4 ASSOCIAÇÃO DE BOMBAS EM SÉRIE

Em algumas aplicações, como por exemplo, por condições topográficas ou por qualquer outro motivo, um sistema poderá exigir grandes alturas manométricas, que em alguns casos, pode exceder às faixas de operação de bombas de simples estágio.

Nestes casos, uma das soluções é a associação de bombas em série.

Esquemáticamente, a associação de bombas em série se apresenta da seguinte forma:



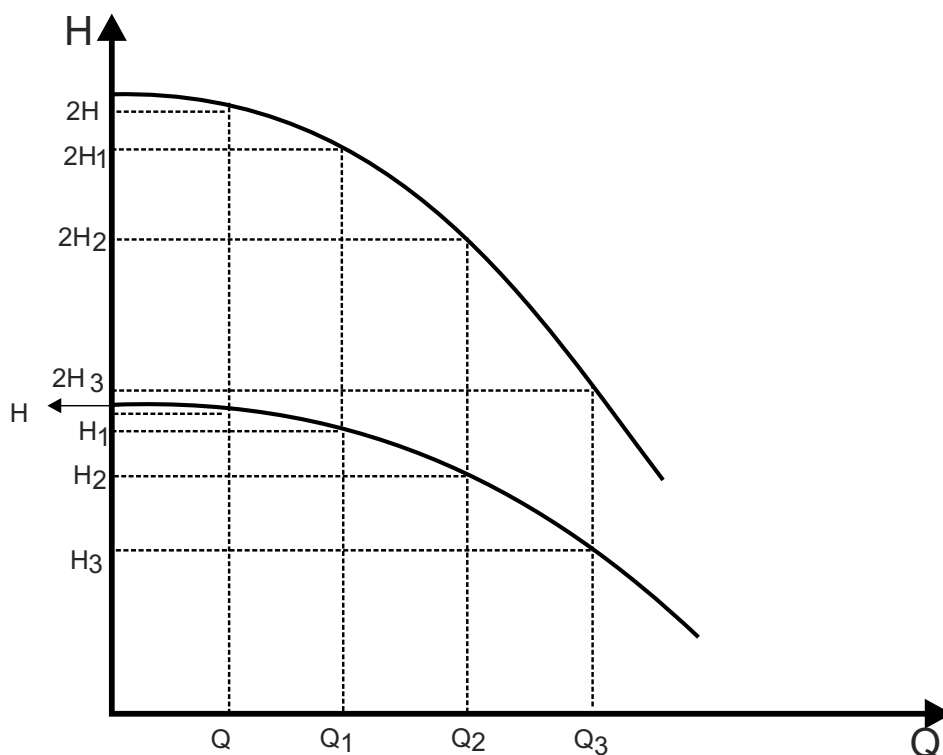
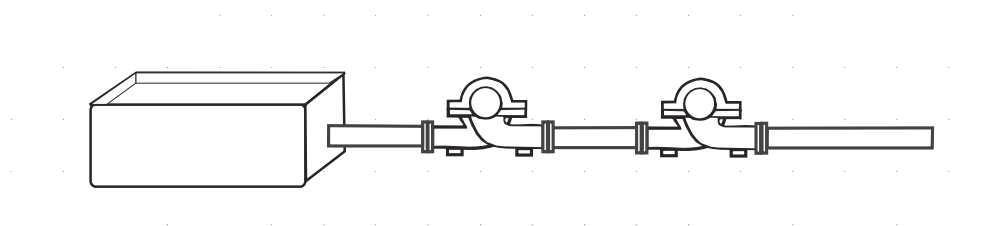
É fácil notar, que o líquido passará pela primeira bomba, receberá uma certa energia de pressão, entrará na segunda bomba, onde haverá um novo acréscimo de energia a fim de que o mesmo atinja as condições solicitadas.

Também fica claro que a vazão que sai da primeira bomba é a mesma que entra na segunda, sendo portanto a vazão em uma associação de bombas em série, constante.

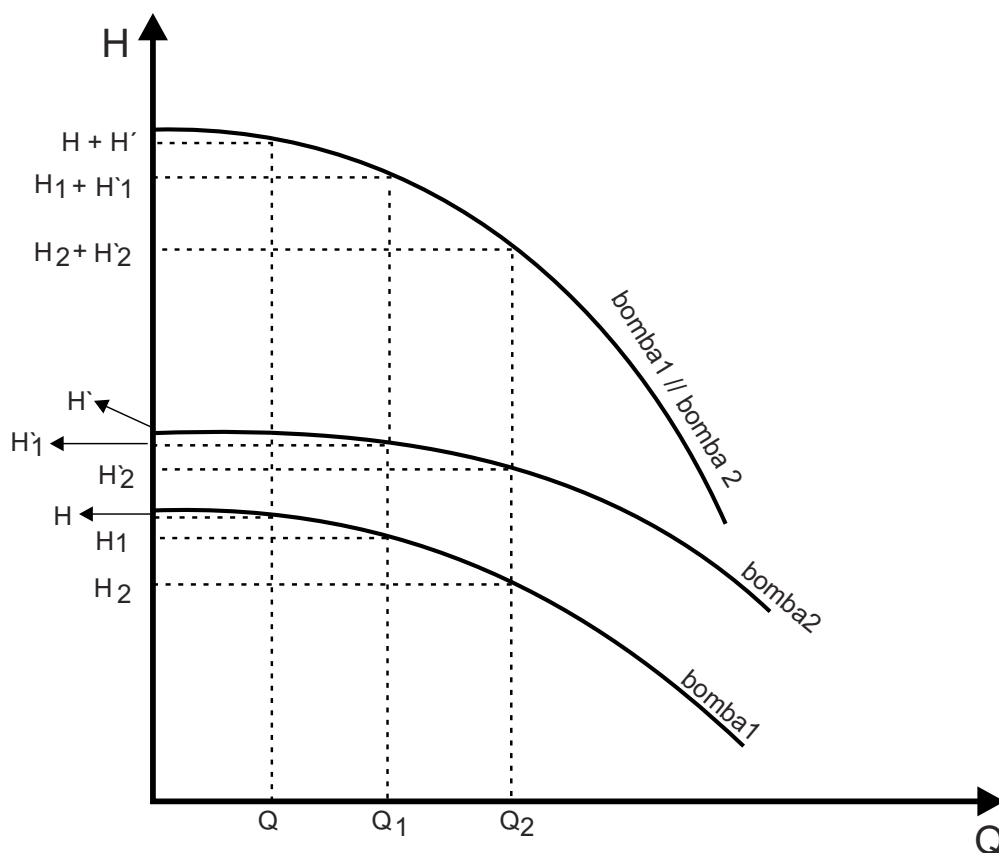
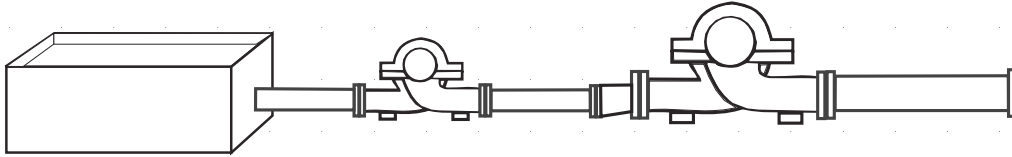
Podemos concluir dessa forma, que quando associamos duas ou mais bombas em série, para uma mesma vazão, a pressão total (altura manométrica) será a soma das pressões (altura) fornecida por cada bomba.

Para se obter a curva característica resultante de duas bombas em série, iguais ou diferentes, basta somar as alturas manométricas totais, correspondentes aos mesmos valores de vazão, em cada bomba.

Por exemplo, verifiquemos a associação de duas bombas iguais associadas em série:



Analise agora, duas bombas diferentes associadas em série:



Entre os arranjos possíveis de instalação de bombas em série, podemos ter:

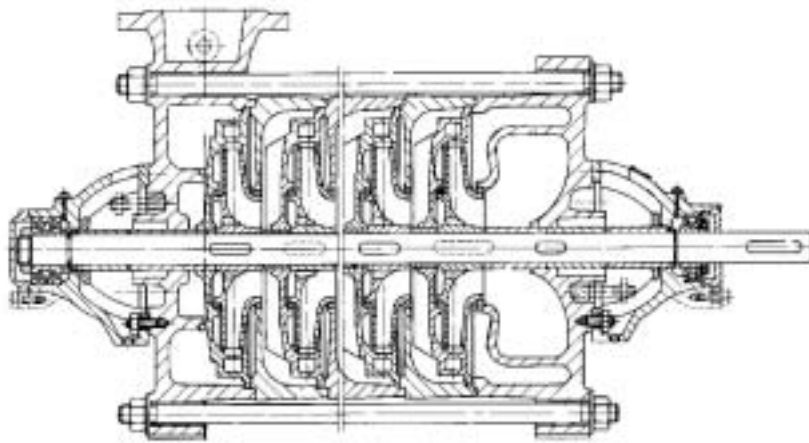
- 1) motor com duas pontas de eixo, montado entre as bombas. Para a maioria das bombas, isto não é possível de ser realizado, devido a inversão do sentido de rotação para uma das bombas.
- 2) motor normal acionando duas bombas, sendo a intermediária com duas pontas de eixo (a bomba intermediária deve ter eixo passante e ser capaz de transmitir torque às duas bombas).
- 3) dois motores acionando cada uma a sua própria bomba.

5.5 BOMBAS DE VÁRIOS ESTÁGIOS

Um exemplo comum de bombas operando em série é o de bombas de vários estágios.

Tudo se passa como se cada estágio fosse uma bomba isolada. A vazão é a mesma em cada estágio e as alturas manométricas vão se somando às anteriores.

As aplicações mais típicas são aquelas de pequenas e médias vazões e alturas manométricas totais elevadas. Assim são as bombas para alimentação de caldeiras, bombas para abastecimento e bombas para irrigação, entre outras aplicações.



Bomba de eixo horizontal de múltiplos estágios

5.6 CONCLUSÕES

Pelo exposto neste capítulo, devemos levar em consideração quando associamos bombas em série ou em paralelo, o seguinte:

- dar preferência no caso de associação em paralelo bombas que possuam curvas características estáveis;
- selecionar, quando possível, bombas iguais, permitindo dessa forma, facilidades de manutenção e operação;
- em associações em paralelo, o diâmetro da tubulação de recalque deverá ser suficiente para transportar a vazão desejada com perda de carga devidamente calculada para esta vazão, caso contrário, a operação em paralelo não apresentará vantagens apreciáveis no sentido de aumento de vazão;
- selecionar bombas de modo que a altura manométrica final do sistema nunca ultrapasse a altura correspondente a vazão zero, de qualquer uma das bombas associadas em paralelo;

- seleccionar bombas onde o NPSH disponível seja sempre maior que o NPSH requerido;
- seleccionar motores de modo a atender todos os pontos de trabalho possíveis no sistema;
- em associações em série, verificar a pressão máxima suportada no flange das bombas subsequentes;
- sempre ter em mãos as curvas características das bombas a serem associadas e a curva característica do sistema, para que possamos analisar o que acontecerá nesta associação, e dessa forma, adquirir o equipamento adequado.

MÓDULO 6

Bombas: Classificação, Tipos, Características e Peças Principais

ÍNDICE

6	<i>Introdução</i>	149
6.1	<i>Bombas</i>	151
6.1.1	Formas de acionamento	151
6.2	<i>Classificação das bombas</i>	151
6.2.1	Bombas centrífugas	151
6.2.1.1	Classificação da bombas centrífugas	151
6.2.2	Bombas de deslocamento positivo	152
6.3	<i>Bombas centrífugas - Classificação</i>	154
6.3.1	Bomba centrífuga com rotor em balanço	155
6.3.2	Bomba centrífuga com rotor entre mancais	156
6.3.3	Bomba centrífuga tipo turbina (verticais)	157
6.4	<i>Componentes das bombas centrífugas e suas principais características</i>	163
6.5	<i>Rotor</i>	165
6.5.1	Critérios para a seleção de tipos de rotores	165
6.6	<i>Corpo espiral (ou voluta)</i>	169
6.6.1	Norma	171
6.6.2	Nomenclatura	171
6.6.3	Faceamento	171
6.6.4	Pressão nominal	172
6.6.5	Seleção	172
6.6.6	Tabelas	173
6.6.6.1	Tabela 1 - ANSI - Flanges e contra-flanges	174
6.6.6.2	Tabela 2 - DIN - Flanges e contra-flanges	175
6.6.6.3	Tabela 3 - DIN - Flanges e contra-flanges (Pressões e medidas usuais - KSB)	176
6.6.6.4	Tabela 4 - ANSI - Pressão admissível (bar) x Temperatura Máxima (°C)	177
6.6.6.5	Tabela 5 - DIN - Pressão admissível (bar) x Temperatura Máxima (°C)	178
6.7	<i>Difusor</i>	179
6.8	<i>Eixo</i>	179
6.9	<i>Luva protetora do eixo</i>	181
6.10	<i>Aneis de desgaste</i>	182
6.11	<i>Caixa de selagem</i>	183
6.12	<i>Gaxetas</i>	183
6.12.1	Limites de aplicação	185
6.13	<i>Selo mecânico</i>	186
6.13.1	Selos padronizados	188
6.13.2	Selos mecânicos/Dispositivos auxiliares	189
6.13.3	Planos de selagem conforme norma API, 6ª edição	190
6.13.4	Descrição dos planos de selagem	191
6.14	<i>Suporte de mancal/Cavalete de mancal</i>	192
6.15	<i>Mancais</i>	193
6.16	<i>Forças</i>	196
6.16.1	Força radial	196
6.16.2	Força axial	198
6.16.2.1	Rotor de dupla sucção	199
6.16.2.2	Furos de alívio no rotor/Anéis de desgaste	199
6.16.2.3	Palhetas traseiras	200

ÍNDICE

6.16.2.4	Arranjo de rotores	200
6.16.2.5	Disco e contra-disco	201
6.16.2.6	Tambor ou pistão de equilíbrio	201
6.16.2.7	Combinação pistão/disco de equilíbrio	202
6.17	Normas	203

BOMBAS: CLASSIFICAÇÃO, TIPOS CARACTERÍSTICAS E PEÇAS PRINCIPAIS

6 INTRODUÇÃO

Neste módulo, abordaremos os principais tipos de bombas centrífugas, sua classificação, características e peças principais.

Detalharemos seus componentes, sistemas de selagem, alívio das forças radiais e axiais, etc.

O objetivo deste módulo é de que o leitor conheça de forma bem detalhada, o equipamento bomba centrífuga.

6.1 BOMBAS

Bombas são máquinas operatrizes hidráulicas que transferem energia ao fluido com a finalidade de transportá-lo de um ponto a outro. Recebem energia de uma fonte motora qualquer e cedem parte desta energia ao fluido sob forma de energia de pressão, energia cinética ou ambas, isto é, aumentam a pressão do líquido, a velocidade ou ambas as grandezas.

6.1.1 FORMAS DE ACIONAMENTO

As principais formas de acionamento são:

- motores elétricos (forma mais usual);
- motores de combustão interna (por ex.; Diesel, muito utilizado em sistemas de irrigação e bombas de combate a incêndio);
- turbinas (em sua grande maioria, turbinas a vapor).

6.2 CLASSIFICAÇÃO DAS BOMBAS

Não existe uma terminologia homogênea sobre bombas, pois existe vários critérios para designá-las; entretanto, poderemos classificá-las em duas grandes categorias:

- a) Bombas centrífugas (também chamadas Turbo-bombas);
- b) Bombas volumétricas ou de deslocamento positivo

6.2.1 BOMBAS CENTRÍFUGAS

Este tipo de bomba tem por princípio de funcionamento a transferência de energia mecânica para o fluido a ser bombeado em forma de energia cinética. Por sua vez, esta energia cinética é transformada em energia potencial (energia de pressão) sendo esta a sua característica principal. O movimento rotacional de um rotor inserido em uma carcaça (corpo da bomba) é o órgão funcional responsável por tal transformação.

6.2.1.1 CLASSIFICAÇÃO DAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

Em função dos tipos e formas dos rotores, as bombas centrífugas podem ser divididas na seguinte classificação:

a) Radiais ou Puras

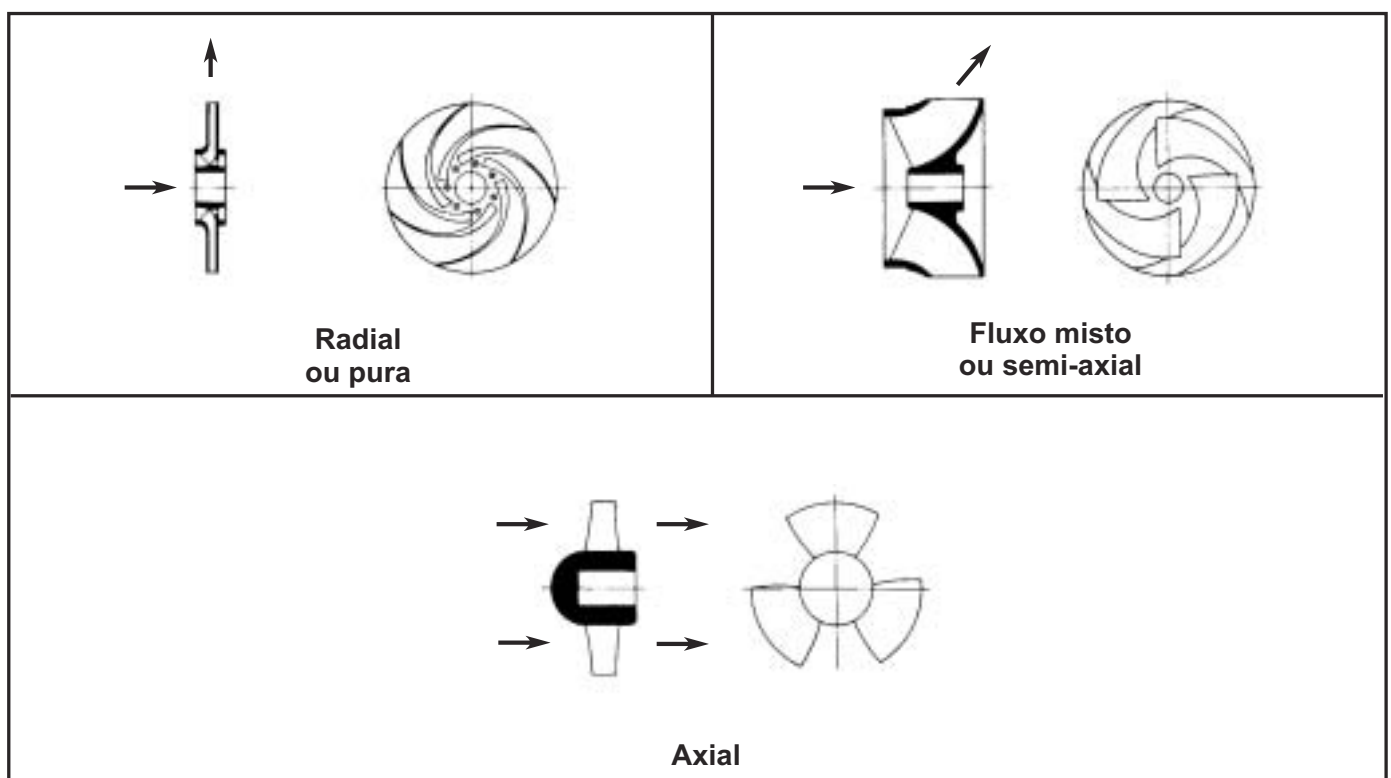
Quando a direção do fluido bombeado é perpendicular ao eixo de rotação.

b) Fluxo misto ou Semi-Axial

Quando a direção do fluido bombeado é inclinada em relação ao eixo de rotação.

c) Fluxo Axial

Quando a direção do fluido bombeado é paralela em relação ao eixo de rotação.



6.2.2 BOMBAS DE DESLOCAMENTO POSITIVO

Ao contrário das bombas centrífugas, este tipo de máquina tem por característica de funcionamento a transferência direta da energia mecânica cedida pela fonte motora em energia potencial (energia de pressão). Esta transferência é obtida pela movimentação de um órgão mecânico da bomba, que obriga o fluido a executar o mesmo movimento do qual ele está animado.

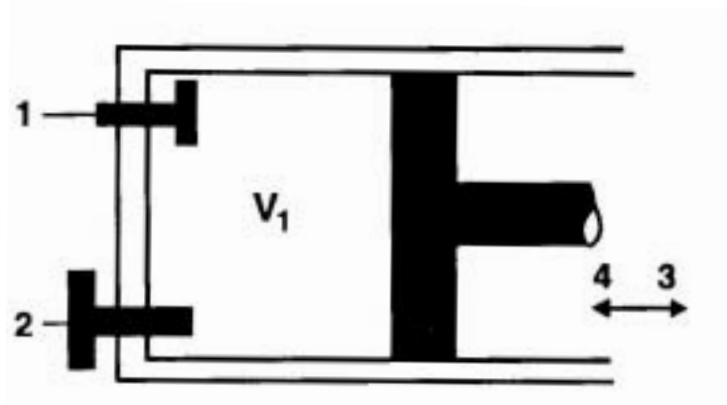
O líquido, sucessivamente enche e depois é expulso dos espaços com volume determinado no interior da bomba, daí resultando o nome de bombas volumétricas.

A variação destes órgãos mecânicos (êmbolos, diafragma, engrenagens, parafusos, etc) , é responsável pela variação na classificação das bombas volumétricas ou de deslocamento positivo, as quais dividem-se em:

- a) Bombas de êmbolo ou alternativas,
- b) Bombas rotativas

A) BOMBAS DE ÊMBOLO

Nas bombas de êmbolo, o órgão que produz o movimento do fluido é um pistão que, em movimentos alternativos aspira e expulsa o fluido bombeado como é demonstrado na figura abaixo:



- 1 - Válvula de admissão
- 2 - Válvula de descarga
- 3 - Movimento de aspiração
- 4 - Movimento de descarga

Princípio de funcionamento:

- 1) Movimentação de aspiração com conseqüente fechamento da válvula de descarga e abertura da válvula de admissão, preenchendo de fluido o volume V_1 .
- 2) Movimento de descarga com abertura da válvula de descarga e fechamento da válvula de admissão, esvaziando o fluido do volume V_1 , imprimindo-lhe energia potencial (de pressão).

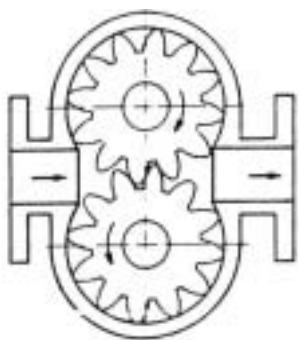
Observações gerais:

- a descarga através da bomba é intermitente;
- as pressões variam periodicamente em cada ciclo;
- esta bomba é capaz de funcionar como bomba de vácuo, caso não haja fluido a aspirar.

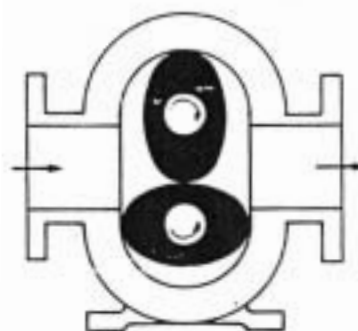
B) BOMBAS ROTATIVAS

A denominação genérica Bomba Rotativa, designa uma série de bombas volumétricas comandadas por um movimento de rotação, daí a origem do nome.

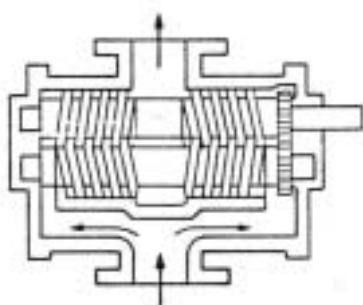
As bombas rotativas podem ser de parafusos (screw pumps), engrenagens, palhetas, lóbulos, entre outras, conforme mostram as figuras abaixo:



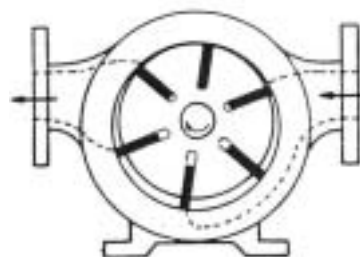
Bomba de engrenagens



Bomba de lóbulos



Bomba de parafusos



Bomba de palhetas

O funcionamento volumétrico de todas elas consiste no preenchimento dos interstícios entre o componente girante e a carcaça, sendo que a somatória de todos eles, menos o vazamento natural (recirculação), corresponde a vazão total fornecida pela bomba

Nestas bombas, quando a velocidade é constante, a descarga e a pressão são praticamente constantes, embora rigorosamente falando, hajam apenas flutuações.

6.3 BOMBAS CENTRÍFUGAS - CLASSIFICAÇÃO

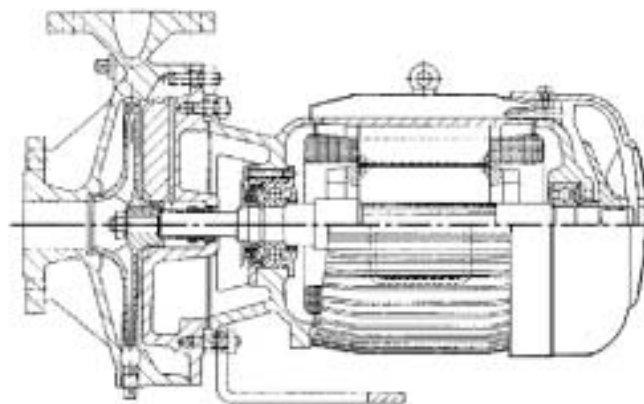
As bombas centrífugas são geralmente classificadas por sua configuração mecânica geral. As características mais importantes, as quais incluem virtualmente todas as bombas centrífugas são:

6.3.1 BOMBA CENTRÍFUGA COM ROTOR EM BALANÇO

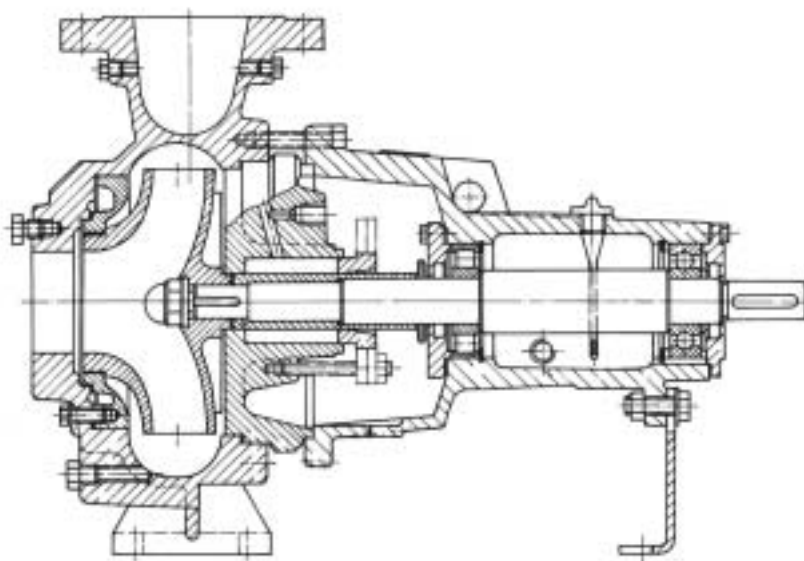
Neste grupo de bombas, o rotor ou rotores, são montados na extremidade posterior do eixo de acionamento que, por sua vez, é fixado em balanço sobre um suporte de mancais.

Este grupo de bombas é subdividido em bombas monobloco, onde o eixo de acionamento da bomba é o próprio eixo do acionador e bombas não monobloco, onde o eixo de acionamento da bomba é distinto do eixo do acionador.

O acoplamento entre eixos é realizado geralmente por luvas elásticas.



bomba centrífuga com rotor em balanço,
simples estágio, monobloco

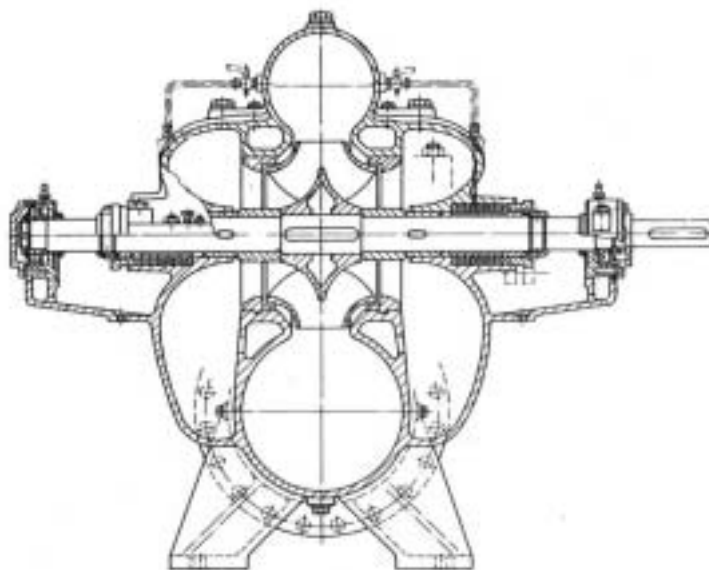


bomba centrífuga com rotor em balanço,
simples estágio, bomba e motor separado

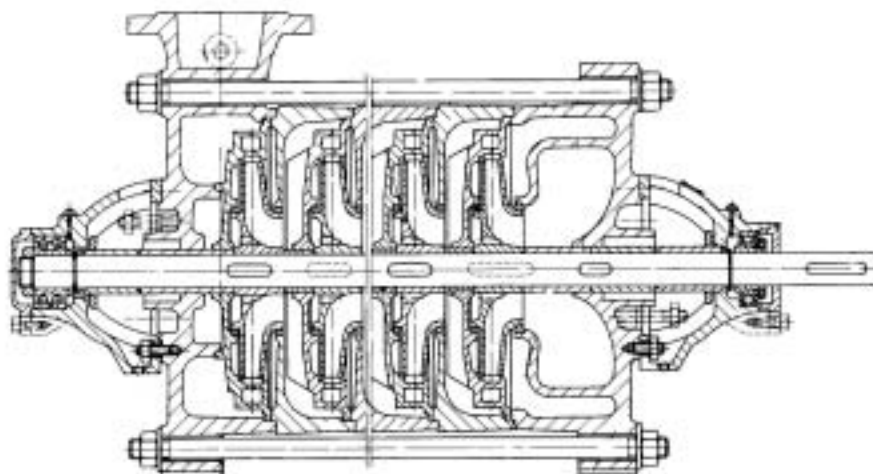
6.3.2 BOMBA CENTRÍFUGA COM ROTOR ENTRE MANCAIS

Neste grupo de bombas, o rotor ou rotores são montados num eixo apoiado por mancais em ambas as extremidades e os mesmos situam-se entre eles.

Este grupo pode ser subdividido em bombas de simples e múltiplos estágios.



bomba centrífuga com rotor
entre mancais, simples
estágio, bomba e motor separado

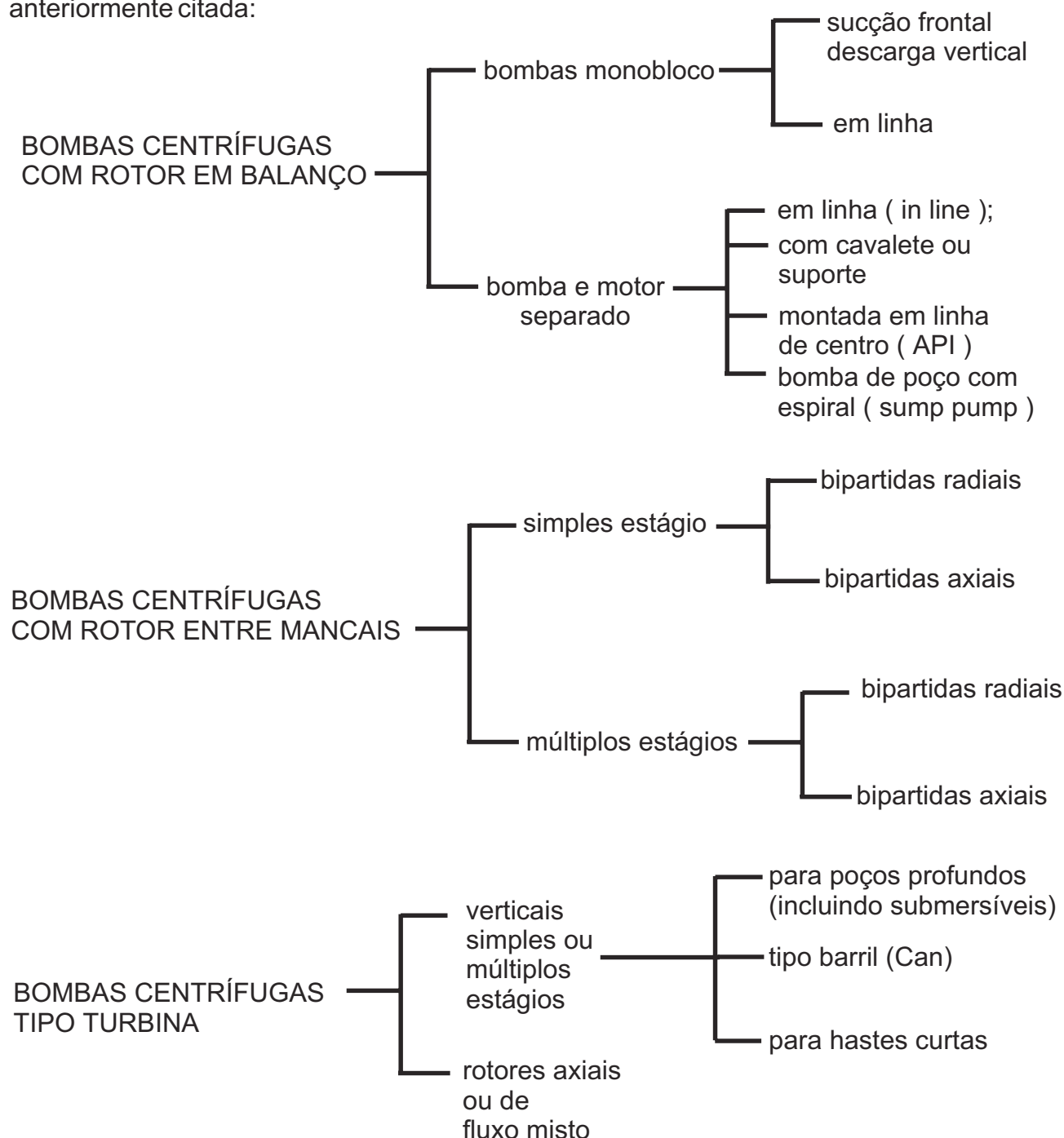


bomba centrífuga com rotor
entre mancais, multiestágio,
bomba e motor separados

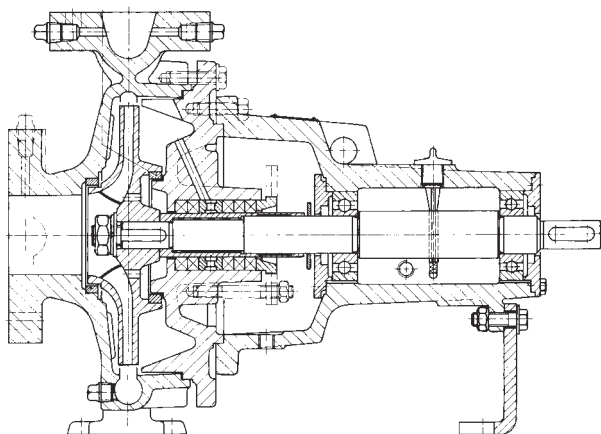
6.3.3 BOMBA CENTRÍFUGA TIPO TURBINA (VERTICAIS)

Estas bombas podem ser subdivididas em : bombas de poço profundo; bomba tipo barril (CAN); bombas de simples ou múltiplos estágios, com rotores radiais ou semi-axiais; bombas submersas para poços artesanais, etc.

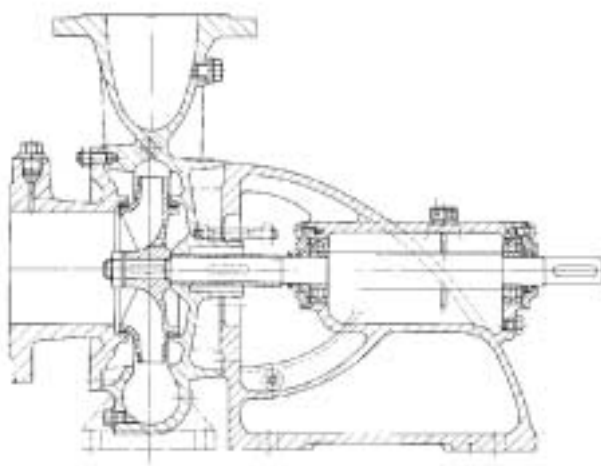
De acordo com o Hydraulic Institute, descreveremos a seguir, a sub-divisão da classificação anteriormente citada:



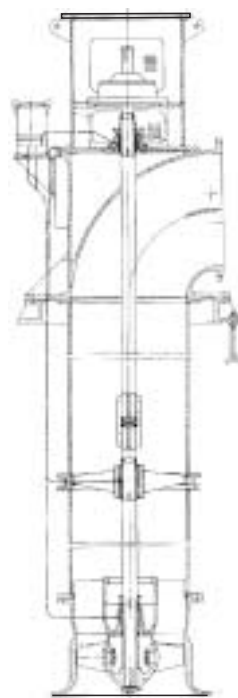
Nas figuras a seguir, veremos alguns tipos de bombas com sua classificação geral:



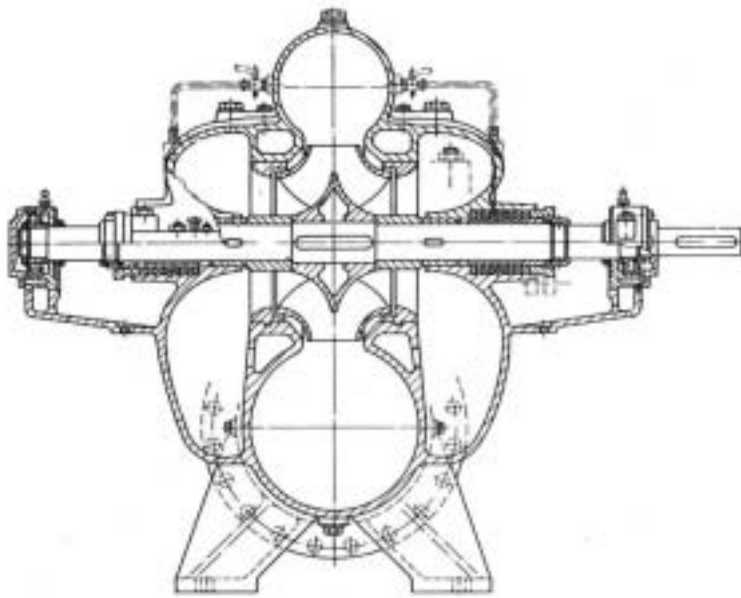
Bomba centrífuga horizontal, com rotor em balanço, simples estágio, bomba e motor separado, suporte de mancal.



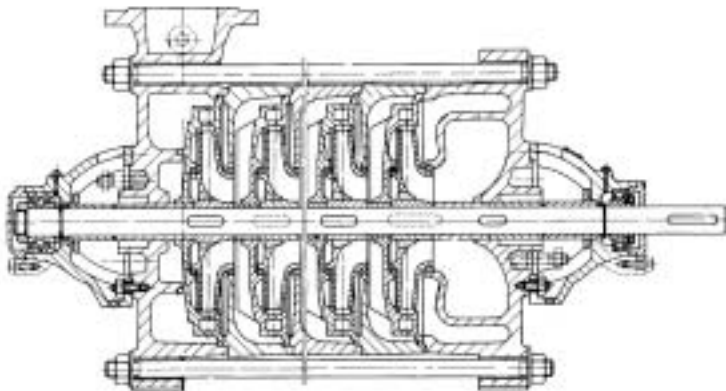
Bomba centrífuga horizontal, com rotor em balanço, simples estágio, bomba e motor separado, cavalete de mancal.



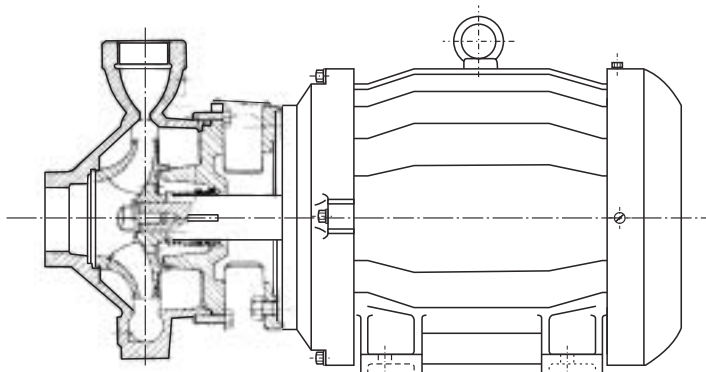
Bomba centrífuga vertical, tipo turbina, axial, simples estágio, bomba e motor separado.



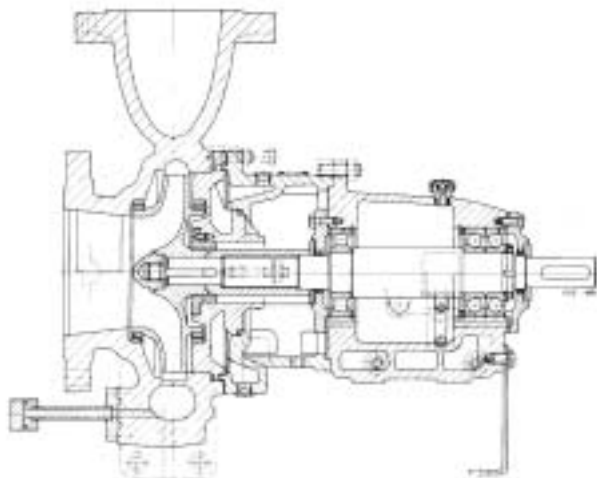
Bomba centrífuga horizontal,
simples estágio, com rotor entre
mancais, rotor de dupla sucção,
bipartida axialmente



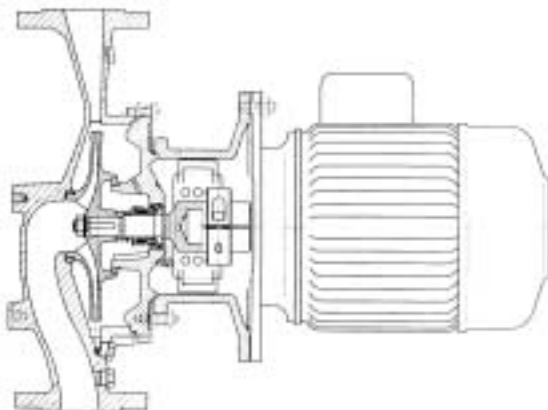
Bomba centrífuga horizontal,
múltiplos estágios, com rotores entre
mancais, bomba e motor separado



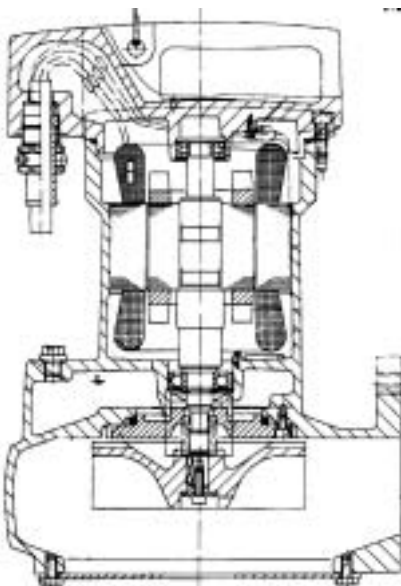
Bomba centrífuga horizontal,
com rotor em balanço, monobloco,
sucção frontal e descarga vertical



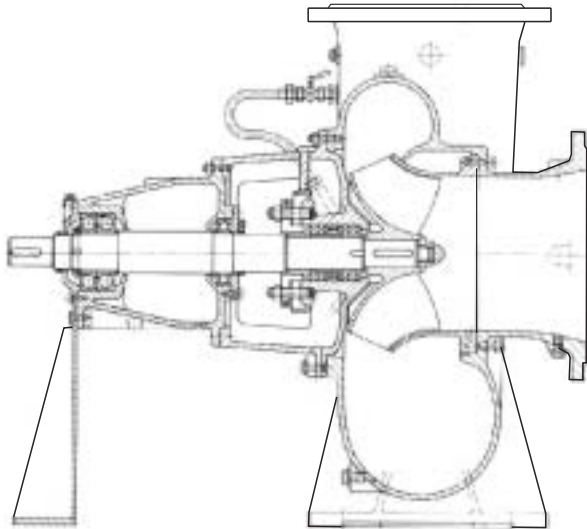
Bomba centrífuga horizontal,
simples estágio, com rotor
em balanço, montada em linha
de centro (norma API)



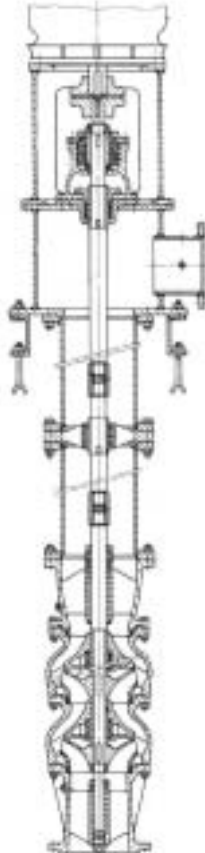
Bomba centrífuga com
rotor em balanço, simples
estágio, monobloco em linha
(in line).



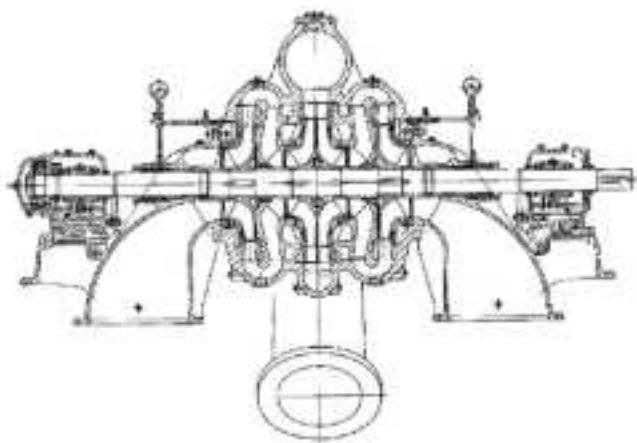
Bomba centrífuga com
rotor em balanço, simples
estágio, monobloco, bomba
submersível.



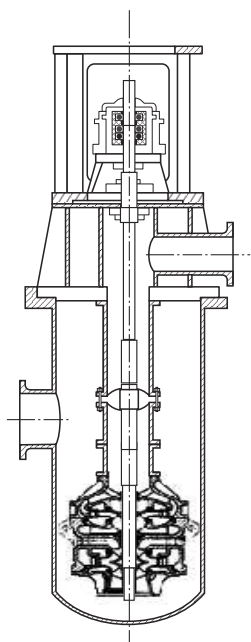
Bomba centrífuga horizontal,
simples estágio, com rotor
semi-axial em balanço



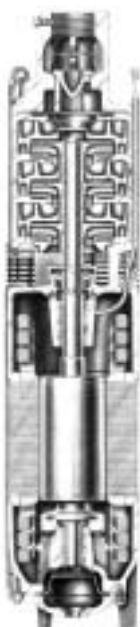
Bomba centrífuga vertical,
tipo turbina, bomba e motor separado,
múltiplos estágios



Bomba centrífuga horizontal,
múltiplos estágios, com rotores
entre mancais, bipartida axialmente.



Bomba centrífuga vertical,
tipo turbina, múltiplos estágios,
bomba tipo barril (can).

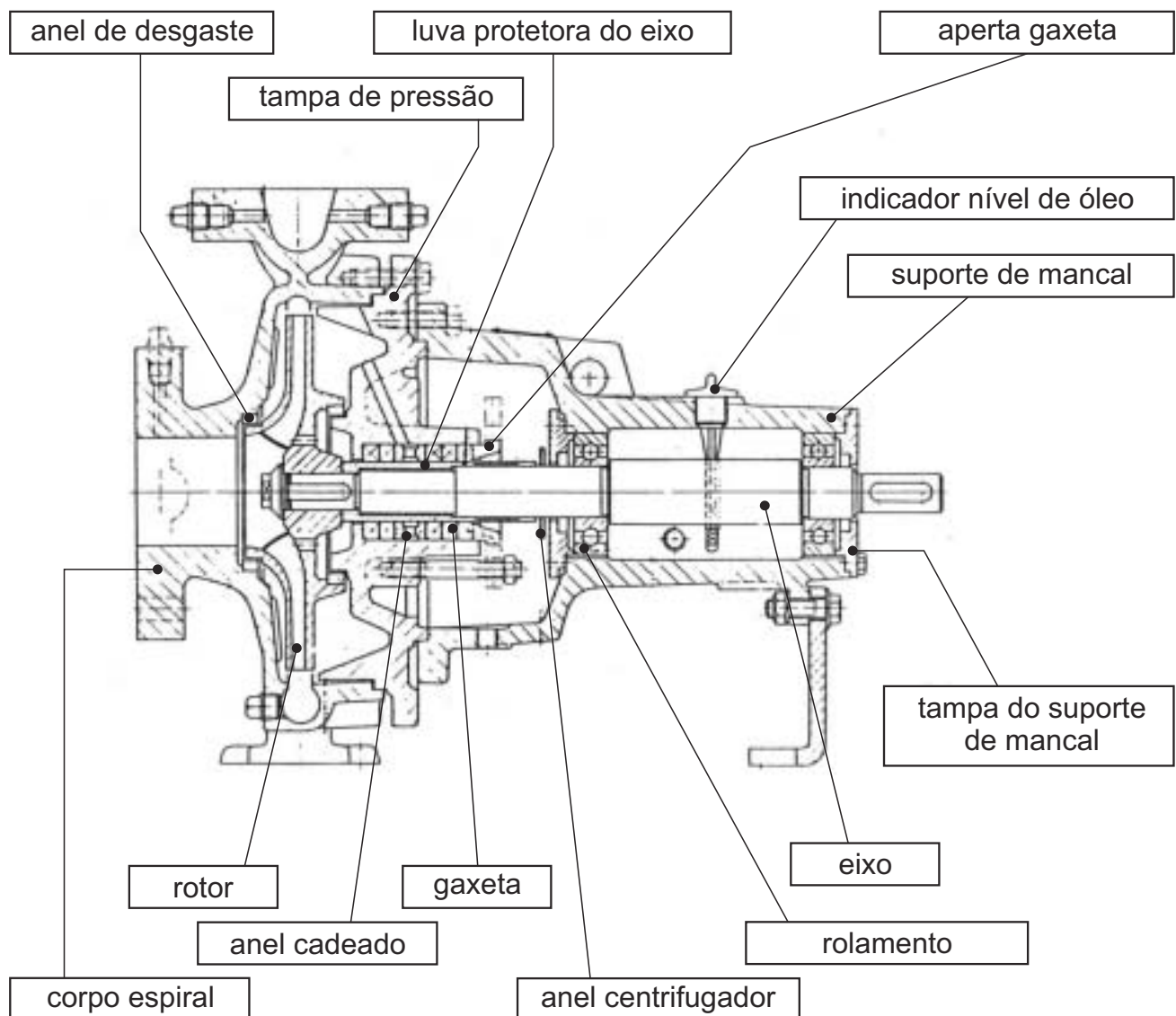


Bomba centrífuga vertical,
tipo submersa, múltiplos estágios,

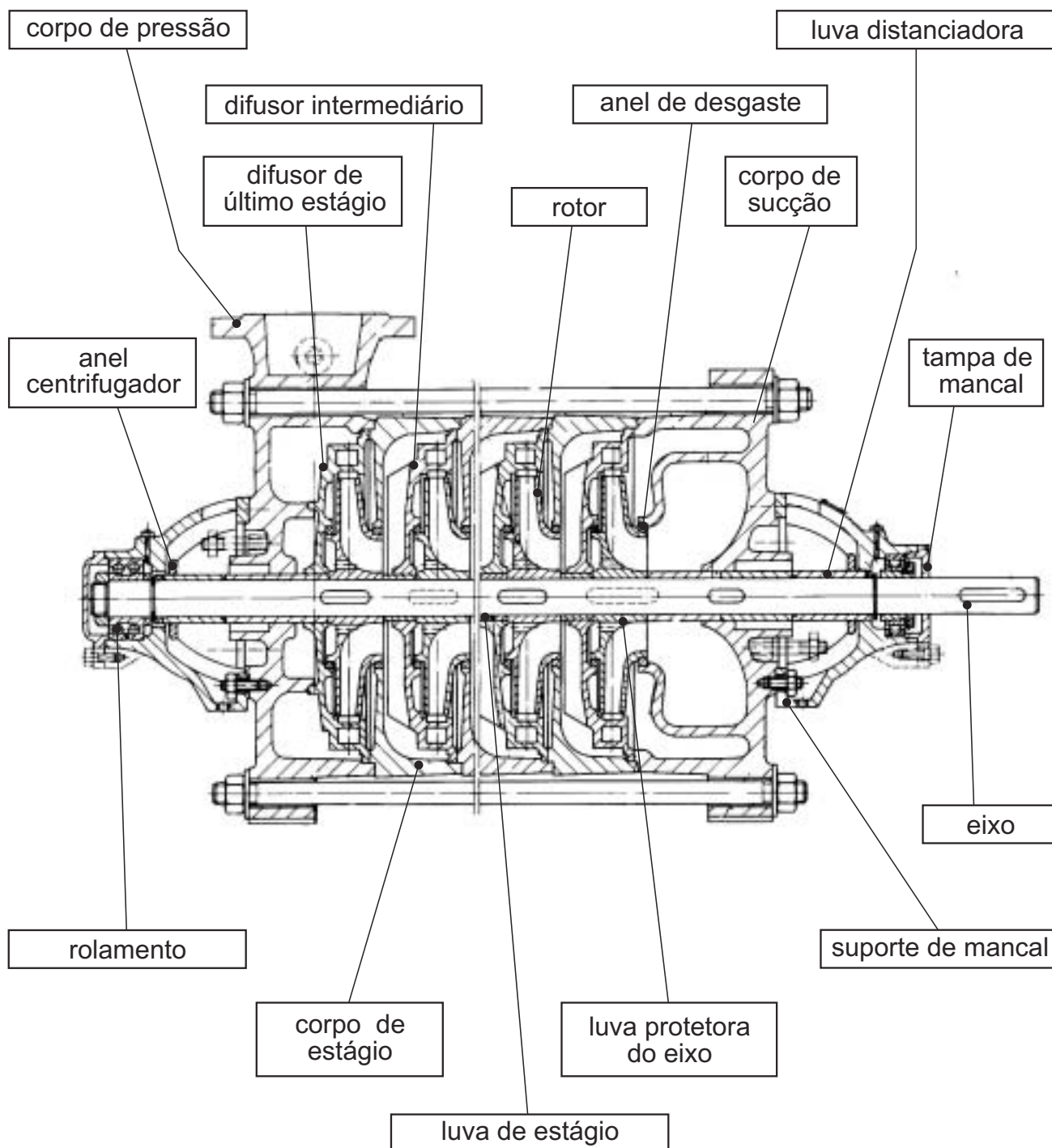
6.4 COMPONENTES DAS BOMBAS CENTRÍFUGAS E SUAS PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS

Os principais componentes das bombas centrífugas são os seguintes:

- bomba de simples estágio



- bomba de múltiplos estágios



6.5 ROTOR

Rotor é o componente giratório, dotado de pás que tem a função de transformar a energia mecânica de que é dotado em energia de velocidade e energia de pressão.

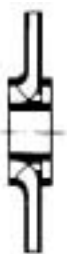
Em função da velocidade específica da bomba, o rotor pode ser do tipo radial , semi-axial ou axial (assunto abordado no módulo 3)

6.5.1 CRITÉRIOS PARA A SELEÇÃO DE TIPOS DE ROTORES

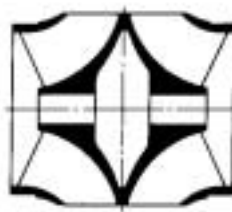
Abaixo damos alguns exemplos práticos para a seleção de tipos de rotores em função do líquido bombeado:

Líquidos limpos ou com baixa quantidade de sólidos em suspensão, sólidos de pequenos diâmetros e não abrasivos.	- rotores radiais, fluxo simples ou duplo, fechado. - rotores semi-axiais, fluxo simples ou duplo, fechado ou aberto.
Líquidos viscosos sem sólidos.	- rotores radiais, fluxo simples ou duplo, fechado.
Líquidos com sólidos em suspensão e tamanho de sólidos máximo de acordo com o manual técnico.	- rotores com uma, duas ou três pás, dependendo do tamanho dos sólidos, fechado.
Águas com peixes, batatas, laranjas e outras frutas.	- rotor de pá única, fechado.
Esgoto bruto sem pré-gradeamento com fibras longas.	- rotor de pá única, fechado.
Lodo e material fibroso (com fibras curtas), com pouco teor de gases ou ar.	- rotor radial de duas ou três pás, aberto.
Lodo com alto teor de gases e ar.	- rotor de pá única, fechado ou rotor recuado.
Caldo de cana: - com baixa quantidade de bagacilho. - com média quantidade de bagacilho.	- rotor radial fechado. - rotor radial com duas ou três pás, fechado.
Caldo com bagacilho após a primeira moenda quando não utilização do cush-cush.	- rotor de pá única, fechado.

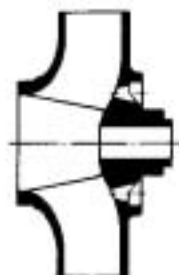
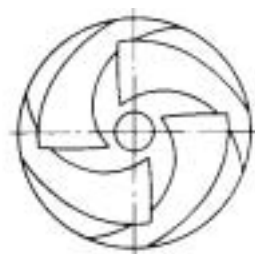
Abaixo, mostramos alguns exemplos de rotores:



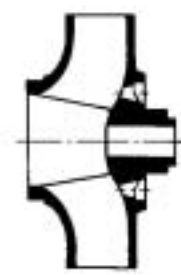
rotor fechado,radial,
fluxo simples



rotor de dupla sucção



rotor fechado,radial,
três pás



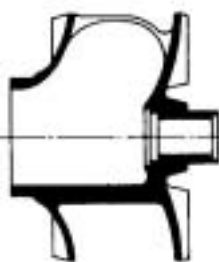
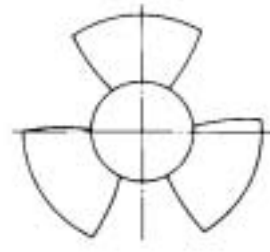
rotor fechado,radial,
duas pás



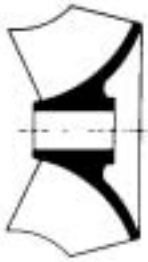
rotor fechado
semi-axial



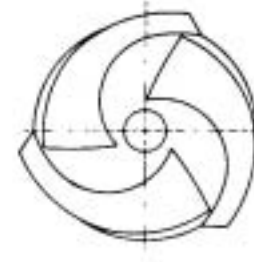
rotor de fluxo axial



rotor fechado,
pá única



rotor aberto
semi-axial



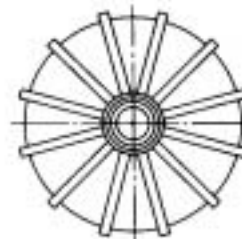
- Rotores especiais (para líquidos com gases e contaminados)



rotor aberto,
com três pás



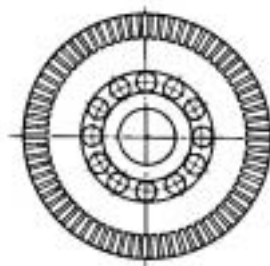
rotor de fluxo livre



- Rotores periféricos (para líquidos limpos, baixa vazão e alta pressão)



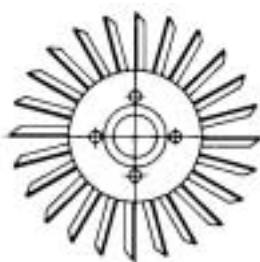
rotor periférico



- Rotor estrelado (geralmente usado em bomba auto-escorvantes bombeando meios limpos)



rotor estrelado para
bomba de canal lateral



Para a determinação do material construtivo dos rotores para bombas centrífugas, devemos considerar os seguintes fatores, os quais devem ser observados conjuntamente:

- corrosão/abrasão;
- velocidade periférica;
- cavitação.

A) Corrosão/abrasão

Neste caso devem ser observadas as características do líquido bombeado. Para isto, existem tabelas que recomendam qual o material de construção mais adequado em função do líquido bombeado. Porém, na maioria das aplicações, a experiência do usuário final é o melhor indicador da qualidade do material a ser especificado, quanto as suas propriedades físico-químicas.

B) Velocidade periférica

A velocidade periférica de um rotor é calculada com base na seguinte fórmula:

$$V_p = \frac{\pi \times D \times n}{60}$$

onde: V_p = velocidade periférica (m/s);

D = diâmetro do rotor (m);

n = rotação (rpm).

São os seguintes os limites de velocidade periférica para os materiais mais usuais:

ASTM A48CL30	40 m/s
ASTM A536 GR 60 40 8; SAE 40; SAE 65; A216WCB	60 m/s
ASTM A743 CF8M; A 743 CA 6NM; B148 C955	80 m/s

C) Cavitação

É importante ressaltar que as curvas de NPSH requerido, contidas nos manuais técnicos, foram levantadas considerando-se como critério de medição do NPSHr com queda de elevação de 3% na altura manométrica (Hydraulic Institute), ou seja, em certas circunstâncias pode vir a ocorrer **cavitação incipiente** (inerente ao projeto hidráulico), a qual pode degenerar o rotor com maior ou menor grau de intensidade, em função da qualidade do material do rotor.

Além destas considerações, devemos verificar se o material do rotor suporta, por exemplo, altas temperaturas e pressão do fluido bombeado; contaminação; etc.

6.6 CORPO ESPIRAL (OU VOLUTA)

O corpo espiral é o responsável pela contenção do fluido bombeado bem como provê oportunidade para a conversão da energia cinética contida no fluido em energia de pressão, passo fundamental para o bombeamento.

A espiral propriamente dita e o bocal de recalque são separados por uma parede chamada língua da espiral.

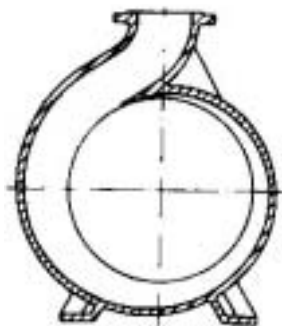
Existem as seguintes formas de corpos de bombas, com simples estágios:

- simples espiral,
- dupla espiral,
- circular,
- mista.

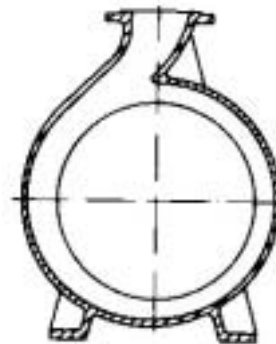
As duas primeiras formas são as mais usuais e conhecidas.

Dependendo da forma do corpo, a força radial atuante no conjunto girante se altera.

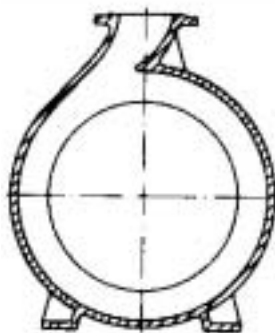
Vejamos os principais tipos de corpos:



simples espiral



mista



circular

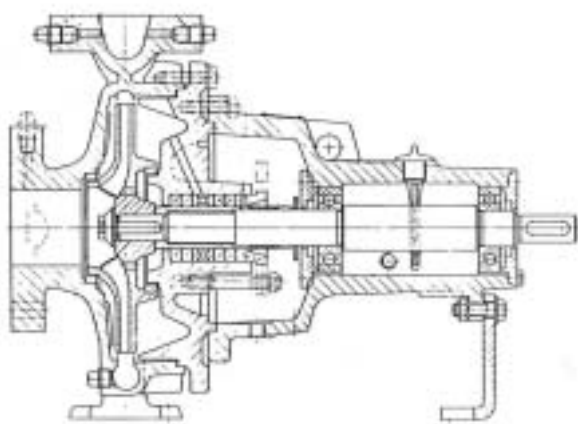


dupla espiral

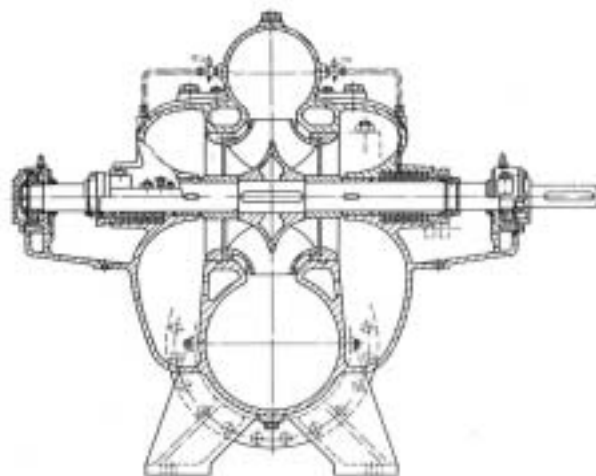
Uma outra classificação dos corpos seria quanto ao seu seccionamento, ou seja:

- corpo bipartido axialmente;
- corpo bipartido radialmente.

A vantagem essencial dos corpos bipartidos axialmente, diz respeito a facilidade de manutenção, que pode ser feita pela simples remoção do corpo superior.



corpo bipartido radialmente



corpo bipartido axialmente

No que diz respeito aos bocais das bombas, são executados das seguintes formas:

- rosqueados (normalmente utilizados em instalações de construção civil, bomba de pequeno porte, bombas para pequenas irrigações, etc). A norma de rosca utilizada é a BSP ou também chamada rosca gás.
- flangeados (utilizados em instalações industriais, abastecimento de água, médias e grandes irrigações, etc).

Dentre as inúmeras normas existentes, destacam-se as normas DIN (sistema métrico) e a norma ANSI (sistema inglês).

Ambas as normas apresentam características próprias cujas diferenças apresentamos a seguir e as quais devem ser perfeitamente entendidas, para a correta determinação dos flanges.

6.6.1 NORMA

A norma ANSI, apesar de bem mais completa tecnicamente, apresenta uma identificação mais simples, distinguindo-se três normas:

- ANSI B16.1 : para ferro
- ANSI B16.5 : para aço
- ANSI B16.24 : para bronze

E dentro de cada norma são definidas as diversas classes de pressão nominal (125#, 150#, etc), sendo que as normas abrangem, além dos flanges, também contra flanges, reduções, flanges cegos, etc, em diversas variantes de materiais, execuções, acabamentos, etc.

A norma DIN é uma norma tecnicamente mais simples, com ênfase na parte dimensional. A principal diferença em relação à ANSI é que na norma DIN, cada tipo de flange e cada classe de pressão apresenta uma norma própria (dimensional), chegando-se a mais de 40 normas distintas.

Quanto a parte técnica, temos as normas DIN 2500, 2401, 2402, 2505, 2519, as quais apresentam os mais diversos aspectos técnicos e são válidas para todas as normas dimensionais mencionadas.

6.6.2 NOMENCLATURA

A seguinte nomenclatura é utilizada na identificação dos flanges, além da definição do diâmetro nominal.

ANSI : deve-se mencionar o tipo de peça (flange, contra-flange, slip-on, etc), o material (CF8, CF8M, etc), a norma (B16.1, etc), a classe de pressão nominal (125#, 250#, etc), e o acabamento das faces (FF, RF).

Ex.: Contra- flange tipo welding neck, em CF8M, segundo norma ANSI B16.5, 300 # RF.

DIN: Ex.: Contra-flange tipo welding-neck, em CF8M segundo norma DIN 2633, PN 16.

OBS.: As informações quanto ao tipo de contra-flange e a classe de pressão são redundantes, uma vez que a DIN 2633 é específica para este tipo de contra-flange e classe de pressão.

6.6.3 FACEAMENTO

Os flanges DIN apresentam sempre um ressalto, sendo que os ANSI podem ser sem ressalto (FF), ou com ressalto (RF).

Nas normas ANSI é definido um ressalto padrão, sendo que, ressaltos especiais também são definidos em norma.

Quando da conexão de um flange ANSI de ferro ou aço, com ressalto (RF), a um flange de bronze (FF), o ressalto RF deverá ser usinado.

6.6.4 PRESSÃO NOMINAL

Ambas as normas definem inúmeras classes de pressão, sendo estas, pressões nominais.

As pressões decrescem com o aumento da temperatura, conforme assinalado nas tabelas 4 e 5.

É importante observar que as normas:

ANSI - a pressão nominal em psi, indica a pressão admissível no flange a uma temperatura bastante superior à ambiente.

A temperatura ambiente a pressão admissível é muito mais alta que a nominal.

DIN - nesta norma, a pressão nominal do flange é a própria pressão admissível à temperatura ambiente, sendo conseqüentemente muito mais simples a identificação da pressão admissível (até 120 °C).

6.6.5 SELEÇÃO

A) determinação do flange

Nas tabelas 1 e 2, estão indicados os flanges mais usuais, normalizados pela norma ANSI e DIN respectivamente, em função do diâmetro nominal, classe de pressão, material e tipo de flange.

(Notar que não existem contra-flanges Welding neck e slip on em ferro, definidos em qualquer norma).

IMPORTANTE:

Inúmeros diâmetros nominais não estão definidos em várias classes de pressão nominal, e conseqüentemente não existem. Neste caso, deve ser utilizado um flange de classe de pressão superior, o mais próximo do pretendido.

Nas tabelas 1 e 2 basta procurar o próximo ponto negro definido na coluna mais próxima à direita, ***dentro da mesma família.***

Ex.: ETA 50-20 de CF8
Sucção: 65 mm, DIN 2543, PN 16
Recalque: 50 mm, DIN 2545, PN 40

(Notar que apesar da ETA ser uma bomba da classe 10 bar, seus flanges neste caso, estão definidos nas classes 16 e 40 bar).

De modo a facilitar a consulta a tabela 2 (DIN) no dia a dia, foi elaborada a tabela 3, limitada aos diâmetros e classes de pressão usualmente utilizados na KSB.

B) Verificação da pressão nominal

Nas tabelas 4 e 5, respectivamente para ANSI e DIN, deve ser verificada a pressão admissível no flange, selecionado, em função da temperatura.

Ex.: CPK G 50-315

Pressão final = 12 bar
Temperatura = 100 °C
Flanges : sucção 80 mm, ANSI B16.1 125# FF
 recalque 50 mm, ANSI B16.1 250 # RF

Notar que se a temperatura fosse inferior a 70 °C, poderia ser utilizado ambos os flanges em 125# FF.

No caso acima, devido à padronização, poderá ser ofertado ambos os flanges em 250# RF.

IMPORTANTE: Para garantir um bom funcionamento da bomba, não podem ser aplicados forças e/ou momentos da tubulação sobre os bocais da carcaça. Caso não possa ser evitado, o fabricante deve ser consultado sobre os valores máximos admissíveis de forças e momentos que possam ser aplicados.

6.6.6 TABELAS

6.6.6.1 ANSI - FLANGES E CONTRA-FLANGES

MATERIAL			FERRO				AÇO								BRONZE		
DESCRIÇÃO			- Flange - Flange cego				- Flanges - Welding Neck - Slip on - Com. rosca - Cego								- Flange - Contra flange com rosca - Flange cego		
NORMA			B 16.1				B 16.5								B 16.24		
			25 # FF	125 # FF	250 # RF	800 # RF	150 # RF	300 # RF	400 # RF	600 # RF	900 # RF	1500 # RF	2500 # RF	150 # FF	300 # FF		
Pol.	mm																
DIÂMETRO NOMINAL	½	15					●	●		●		●	●	●	●		
	¾	20					●	●		●		●	●	●	●		
	1	25		●	●		●	●		●		●	●	●	●		
	1 ¼	32		●	●		●	●		●		●	●	●	●		
	1 ½	40		●	●		●	●		●		●	●	●	●		
	2	50		●	●	●	●	●		●		●	●	●	●		
	2 ½	65		●	●	●	●	●		●		●	●	●	●		
	3	80		●	●	●	●	●		●	●	●	●	●	●		
	3 ½	90		●	●	●	●	●		●	●	●	●	●	●		
	4	100	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●		
	5	125	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●		
	6	150	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●		
	8	200	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●		
	10	250	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●		
	12	300	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●		
	14	350	●	●	●		●	●	●	●	●	●					
	16	400	●	●	●		●	●	●	●	●	●					
	18	450	●	●	●		●	●	●	●	●	●					
	20	500	●	●	●		●	●	●	●	●	●					
	24	600	●	●	●		●	●	●	●	●	●					
	30	750	●	●	●												
	36	900	●	●			<div>OBS.: Os flanges slip-on e com rosca não de aplicam a todos os diâmetros das classes 1500 e 2500 #.</div>										
	42	1050	●	●													
	48	1200	●	●													
	54	1350	●														
	60	1500	●														
	72	1800	●														
	84	2100	●														
	96	2400	●														

OBS.:

Os flanges slip-on e com rosca não se aplicam a todos os diâmetros das classes 1500 e 2500 #.

Tabela 1

6.6.6.3 DIN - FLANGES E CONTRA-FLANGES - PRESSÕES E MEDIDAS USUAIS (KSB)


MATERIAL	DESCRIÇÃO	PRESSÃO NOMINAL	DIÂMETRO NOMINAL (DN)				
			32 / 40	50	65-150	200-300	
FERRO	FLANGE FUNDIDO	10	2533, PN 16			2532, PN 10	
		16					
		25	2535, PN 40			2534, PN 25	
		40					
AÇO	FLANGE FUNDIDO	16	2545, PN 40		2543, PN 16		2544, PN 25
		25					
		40					
		64	2547, PN 100/ 2548, PN 160	2546, PN 64			
	CONTRA FLANGE WELDING NECK	10	2633, PN 16			2632, PN 10	
		16					
		25	2635, PN 40				
		40					
		64	2637, PN 100	2636, PN 64			
	SLIP-ON	10	2576, PN 10				
	CONTRA FLANGE COM ROSCA	10	2566, PN 16				
		16					
		25	2567, PN 40				
		40					
		64	2569, PN 100	2568, PN 64			
	FLANGE CEGO	10	2527, PN 16			2527, PN 10	
		16					
		25	2527, PN 40			2527, PN 25	
		40					
		64	2527, PN 100	2527, PN 64			

Tabela 3

6.6.6.4 ANSI - PRESSÃO ADMISSÍVEL (BAR) X TEMPERATURA MÁXIMA (°C)

NORMA		B 16.5																										
Pressão Nominal		150 / 10,5			300 / 21,0			400 / 28,1			600 / 42,1			900 / 63,2			1500 / 105,4			2500 / 175,7								
Material		WCB	CF8	CF8M	WCB	CF8	CF8M	WCB	CF8	CF8M	WCB	CF8	CF8M	WCB	CF8	CF8M	WCB	CF8	CF8M	WCB	CF8	CF8M	WCB	CF8	CF8M	WCB	CF8	CF8M
TEMPERATURA °C	-30/38	19,5	16,3	16,3	51,0	42,5	42,5	68,0	56,7	56,7	102,1	85,0	85,1	153,1	127,6	127,5	255,2	212,7	212,7	425,4	354,5	354,6						
	50	19,1	15,7	15,8	50,0	40,9	41,3	66,7	54,6	55,1	100,1	81,9	82,6	150,1	122,9	123,9	250,2	204,9	206,5	417,1	341,5	344,2						
	100	17,7	13,3	14,0	46,3	34,9	36,5	61,8	46,5	48,6	92,7	69,8	72,9	139,0	104,8	109,4	231,8	174,7	182,3	386,3	291,2	303,9						
	150	17,3	11,9	12,8	45,2	31,1	33,4	60,2	41,5	44,6	90,4	62,2	66,9	135,6	93,4	100,3	225,0	155,6	167,2	376,7	259,4	278,6						
	200	16,7	10,7	12,1	43,8	28,0	31,6	58,4	37,4	42,2	87,6	56,1	63,3	131,4	84,2	94,9	219,0	140,3	158,2	365,0	233,9	263,7						
	250	15,9	10,0	11,9	41,7	26,1	31,0	55,6	34,8	41,4	83,4	52,3	62,0	125,1	78,5	93,1	208,5	130,8	155,1	347,5	218,0	258,5						
	300	14,8	9,5	11,6	38,7	24,8	30,3	51,6	33,1	40,4	77,4	49,7	60,6	116,1	74,6	90,9	193,5	124,4	151,5	322,5	207,4	252,5						
	350	14,1	9,2	11,3	36,9	24,0	29,4	49,2	32,0	39,2	73,8	48,0	58,8	110,8	72,1	88,2	184,7	120,2	147,0	307,9	200,3	245,0						
	375	13,9	9,1	11,1	36,4	23,7	29,0	48,6	31,7	38,6	72,9	47,5	58,0	109,3	71,3	86,9	182,2	118,9	144,9	303,7	198,2	241,5						
	400	13,2	9,0	10,9	34,4	23,5	28,3	45,9	31,3	37,8	68,9	47,0	56,7	103,4	70,5	85,0	172,4	117,6	141,7	287,4	196,1	236,2						
	425	11,0	8,9	10,7	28,7	23,2	28,0	38,3	31,0	37,3	57,4	46,5	55,9	86,2	69,8	83,9	143,7	116,3	139,8	239,5	193,9	233,0						
	450	7,6	7,6	7,6	20,0	23,0	27,6	25,7	30,6	36,8	40,0	46,0	55,2	60,0	69,0	82,7	100,1	115,1	137,9	166,8	191,8	229,9						
	475	5,1	5,1	5,1	13,5	22,7	27,5	18,0	30,3	36,7	27,0	45,5	55,0	40,6	68,2	82,5	67,6	113,8	137,6	112,8	189,7	229,3						
	500	3,3	3,3	3,3	8,7	22,3	27,6	11,7	29,7	36,6	17,5	44,6	54,9	26,3	66,9	82,4	43,9	111,6	137,3	73,2	186,0	228,8						
	525	1,9	1,9	1,9	5,1	21,7	27,2	6,9	28,9	35,2	10,3	43,4	54,3	15,5	65,2	81,5	25,8	108,7	135,8	43,1	181,1	226,4						
	550	0,7	0,7	0,7	1,9	21,3	26,1	2,6	28,4	34,8	3,9	42,7	52,2	5,9	64,0	78,3	9,9	106,7	130,6	16,5	177,9	217,6						
	600				16,7	21,4		22,2	28,6			33,4	42,9		50,1	64,3		83,5	107,1		139,2	178,5						
	700				5,9	9,9		7,9	13,3			11,9	19,9		17,9	29,8		29,8	49,7		49,7	82,9						
	800				2,0	3,5		2,7	4,7			4,1	7,0		6,1	10,5		10,2	17,5		17,0	29,2						

NORMA		B 16.1									B 16.24	
Pressão Nominal PSI/bar		25 / 1,7		125 / 8,8		250 / 17,6		800 / 56,3		150 / 10,5	300 / 21,0	
Material		FERRO									BRONZE	
Diâmetro Nominal		4-36	42-96	1-12	14-24	30-48	1-12	14-24	30-48	2-12		
TEMPERATURA °C	-30/65	3,1	1,7	12,3	10,5	10,5	28,1	21,1	21,1	56,3	15,8	35,2
	90	2,7	1,7	11,6	9,5	8,0	26,0	19,7	17,6		14,7	32,7
	110	2,4	1,7	10,9	9,1	7,0	25,0	19,0	15,8		14,4	31,3
	120	2,0	1,7	10,5	8,8	5,9	23,9	18,3	14,0		13,7	29,9
	135	1,7	1,7	10,2	8,4	4,5	22,8	17,6	12,3		13,3	28,8
	150			9,8	7,7	3,5	21,8	16,9	10,5		12,6	27,4
	165			9,1	7,3		20,7	16,1	8,8		12,1	26,0
	180			8,8	7,0		19,7	15,4	7,0		11,6	24,6
	190						18,6	14,7			11,0	23,3
	200						17,6	14,0			10,5	22,1

Tabela 4

Obs.: Outros materiais, vide norma ANSI B 16

6.6.6.5 DIN - PRESSÃO ADMISSÍVEL (BAR) X TEMPERATURA MÁXIMA (°C)

PRESSÃO NOMINAL (bar)	MATERIAL	TEMPERATURA °C					
		120	200	250	300	350	400
1	Geral	1	1	1	1		
2,5	Geral	2,5	2	1,8	1,5		
6	Geral	6	5	4,5	3,6		
10	Geral	10	8	7	6		
16	GG GGG BZ CF	16	13	11	10		
	WCB	16	14	13	11	10	8
25	GG BZ CF	25					
	GGG	25	20	18	16		
	WCB	25	22	20	17	16	13
40	GG GGG BZ CF	40					
	WCB	40	35	32	28	24	21
64	WCB	64	50	45	40	36	32
100		100	80	70	60	56	50
160		160	130	112	96	90	80
250		250	200	175	150	140	125
320		320	250	225	192	180	160
400		400	320	280	240	225	200

Tabela 5

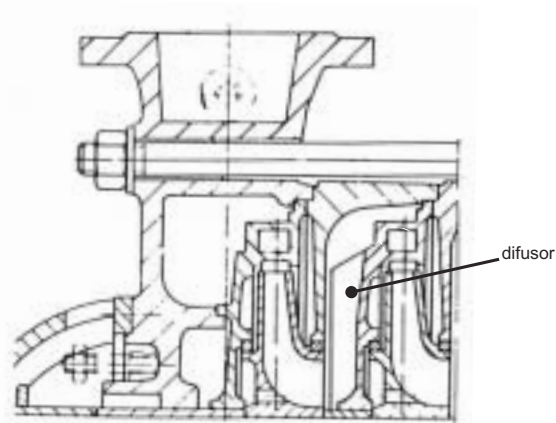
Obs.: Outros materiais, vide norma DIN 2401

6.7 DIFUSOR

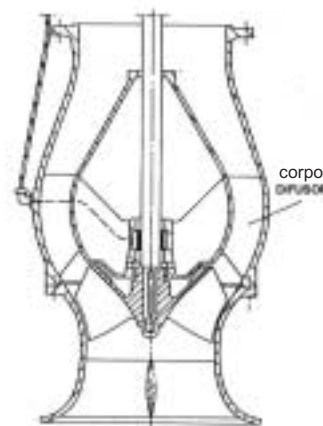
A função do difusor é idêntica a carcaça, ou seja, converter parte da energia cinética do fluido em energia de pressão e principalmente, servir de direcionador do fluido da saída de um rotor para a entrada do próximo.

Difusores são usados principalmente em bombas de múltiplos estágios com rotores radiais, assim como também em bombas verticais com rotores semi-axiais ou axiais. Neste último caso, o difusor assume também a função de carcaça, sendo parte integrante da mesma.

Difusores de bombas de múltiplos estágios são montados nos corpos de estágio sendo fixados axial e radialmente visando inclusive, impedir a ocorrência de giro dos mesmos.



difusor



corpo difusor

6.8 EIXO

A função do eixo é de transmitir o torque do acionador ao rotor. O eixo é projetado para que tenha uma deflexão máxima pré-estabelecida quando em operação. Este fator é importante para evitar que as folgas entre as peças rotativas e as estacionárias se alterem em operação, o que provocaria seu contato, desgaste prematuro e maior consumo de energia.

O eixo deve ser construído em material que suporte as variações de temperatura, quando para aplicações que envolvam líquidos quentes, bem como fadiga devido à cargas aplicadas que surgem durante a operação.

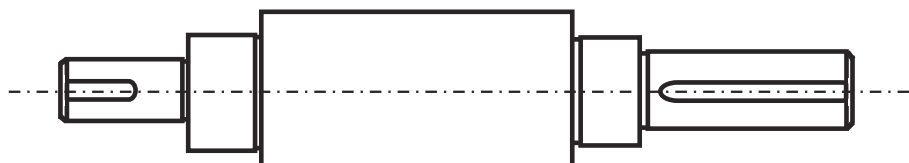
Também por questões de vida útil do selo mecânico, a deflexão do eixo na face da caixa de gaxetas não deve ser superior a limites definidos em normas e recomendações dos fabricantes de selos mecânicos.

O ponto mais importante a considerar no projeto de eixos é a velocidade crítica, que é a rotação na qual um pequeno desbalanceamento no eixo ou no rotor são ampliados de tal forma, sob a forma de uma força centrífuga, que provoca deflexão e vibração. A mais baixa velocidade crítica é a chamada de primeira crítica, a seguinte de segunda crítica e assim por diante.

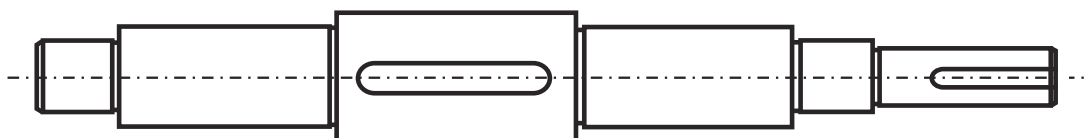
Quando a bomba opera acima da primeira velocidade crítica, diz-se que o eixo é flexível e quando opera abaixo, diz-se que o eixo é rígido.

O eixo tanto pode ser projetado para trabalhar como flexível ou rígido, desde que no primeiro caso a velocidade crítica seja de 60 a 75 % da velocidade de trabalho e no segundo, de no mínimo, 20 % acima. Geralmente as bombas trabalham abaixo da velocidade crítica.

Eixos suportados nos dois extremos, que possuem o rotor no centro, tem o diâmetro máximo no local de montagem do rotor. Eixos de bombas com rotor em balanço tem o diâmetro máximo entre os rolamentos. A ponta do eixo é projetada para resistir ao máximo torque que pode ocorrer em trabalho.



eixo de uma bomba
com rotor em balanço



eixo de uma bomba
com rotor entre mancais

Dependendo do tipo de projeto da bomba, estes possuem eixos vedados ou não vedados.

Eixos vedados garantem que o líquido bombeado não entre em contato com o eixo, isto é conseguido por meio de vedações entre as peças montadas no eixo do lado do rotor e porca do rotor especial.

Eixos não vedados tem contato com o líquido bombeado.

Na seleção do material do eixo, deve ser considerado que, para líquidos corrosivos, os eixos não vedados devem ser construídos em materiais resistentes à corrosão; porém, os eixos vedados podem ser fornecidos em aço carbono e luva protetora do eixo com material resistente a corrosão.

6.9 LUVA PROTETORA DO EIXO

A luva protetora do eixo tem a função de proteger o eixo contra corrosão, erosão e desgaste, causado pelo líquido bombeado. Além disso, deve proteger o eixo na região do engaxetamento, contra o desgaste causado pelas gaxetas.

A luva protetora gira com o eixo e geralmente é fixada de forma axial, por chavetas ou rosqueadas no eixo.



6.10 ANÉIS DE DESGASTE

São peças montadas só na carcaça (estacionário), só no rotor (girante) ou em ambos, e que mediante pequena folga operacional, fazem a separação entre regiões onde imperam as pressões de descarga e sucção, impedindo assim um retorno exagerado de líquido da descarga para a sucção.

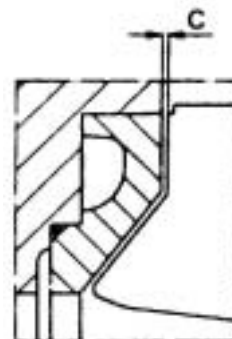
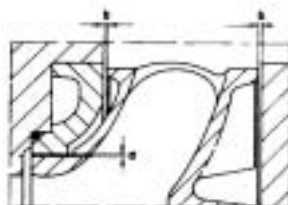
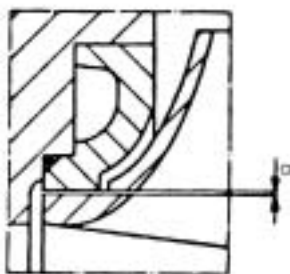
Os anéis são peças de pequeno custo e que evitam o desgaste e a necessidade de substituição de peças mais caras, como por exemplo o rotor e a carcaça.

Bombas seriadas em serviços leves não possuem anéis de desgaste. A própria carcaça e o rotor possuem superfícies ajustadas de tal forma que a folga entre estas peças é pequena. Quando a folga aumenta, pode-se reusinar o rotor ou a carcaça e colocar anéis, refazendo assim as folgas originais.

Em bombas de maior porte tanto a carcaça e/ou rotor podem ser providos com anéis de desgaste. Os anéis são substituídos quando a folga diametral excede os limites definidos nos manuais de serviço do fabricante. Deve-se ressaltar que, conforme se aumenta a folga diametral dos anéis de desgaste, nota-se uma redução na eficiência da bomba, ou seja, aumenta o retorno de líquido da descarga para a sucção da bomba, a chamada recirculação hidráulica.



O tipo de execução do anel de desgaste depende do projeto da bomba e do líquido bombeado, em casos especiais. Veja os exemplos a seguir:



No bombeamento de líquidos com abrasivos em suspensão, as bombas poderão ser dotadas de placas de desgaste com dispositivo de lavagem com líquido limpo de fonte externa.

A montagem dos anéis de desgaste e sua fixação no local pode ser feita por pinos, montagem por interferência, fixação por parafusos ou solda, dependendo do projeto da bomba. Algumas normas de construção indicam que, além da interferência, é necessária a fixação por solda; isto geralmente ocorre em aplicações com fluidos onde altas temperaturas estão envolvidas, para evitar que a dilatação solte o anel.

6.11 CAIXA DE SELAGEM

A caixa de selagem tem como principal objetivo proteger a bomba contra vazamentos nos pontos onde o eixo passa através da carcaça.

Os principais sistemas de selagem utilizados em bombas centrífugas são:

- gaxetas
- selo mecânico.

6.12 GAXETAS

Podemos definir gaxetas como um material deformável, utilizado para prevenir ou controlar a passagem de fluidos entre duas superfícies que possuam movimentos, uma em relação a outra

Gaxetas são construídas de fios trançados de fibras vegetais (juta, rami, algodão), fibras minerais (amianto) ou fibras sintéticas. De acordo com o fluido a ser bombeado, temperatura, pressão, ataque químico, etc, determina-se um ou outro tipo de gaxeta.

A função das gaxetas varia com a performance da bomba, ou seja, se uma bomba opera com sucção negativa, sua função é prevenir a entrada de ar para dentro da bomba. Entretanto, se a pressão é acima da atmosférica, sua função é evitar vazamento para fora da bomba.

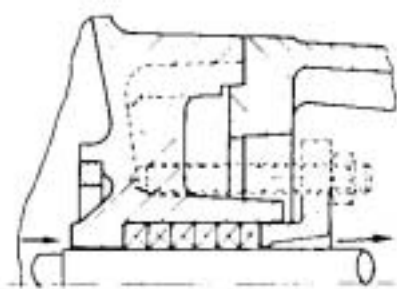
Para bombas de serviços gerais, a caixa de gaxetas usualmente tem a forma de uma caixa cilíndrica que acomoda um certo número de anéis de gaxeta em volta do eixo ou da luva protetora do eixo.

A gaxeta é comprimida para dar o ajuste desejado no eixo ou na luva protetora do eixo por um aperta gaxetas que se desloca na direção axial. Vedações de eixo por gaxetas necessitam de um pequeno vazamento para garantir a lubrificação e a refrigeração na área de atrito das gaxetas com o eixo ou com a luva protetora do eixo.

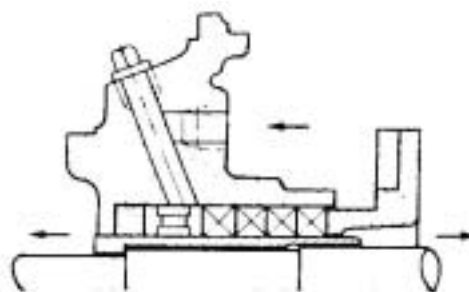
Geralmente entre os anéis de gaxetas, faz-se a utilização de um anel cadeado ou anel lanterna. Sua utilização se faz necessária, quando por exemplo o líquido bombeado contiver sólidos em suspensão, que poderão se acumular e impedir a livre passagem de líquido e impedindo a lubrificação da gaxeta. Com isto, ocorrerá o desgaste excessivo no eixo e na gaxeta por esmerilhamento. Este sistema consiste na injeção de um líquido limpo na caixa de gaxetas. Este líquido chega até os anéis de gaxetas através de um anel perfurado chamado de anel cadeado. Este líquido pode ser o próprio fluido bombeado injetado sobre o anel cadeado por meio de furações internas ou por meio de uma derivação retirada da boca de descarga da bomba.

O anel cadeado pode também ser utilizado quando a pressão interna na caixa de gaxetas é inferior a atmosférica, impedindo assim a entrada de ar na bomba.

A posição do anel cadeado no engaxetamento é definida durante o projeto da bomba pelo fabricante.



engaxetamento sem anel cadeado



engaxetamento com anel cadeado

A injeção de líquido de fonte externa é sempre necessário nas seguintes condições:

- a altura de sucção é maior que 4,5 m;
- a pressão de descarga é inferior a $0,7 \text{ kgf/cm}^2$
- quando o líquido bombeado contiver areia, sólidos em suspensão ou materiais abrasivos;
- em bombas de condensado que succionam direto do condensador.

O engaxetamento é um dispositivo de redução de pressão. O engaxetamento deve ser de material facilmente moldável e plástico que possa ser convenientemente ajustado, porém deve resistir ao calor e ao atrito com o eixo ou a luva protetora do eixo.

A tabela da página seguinte mostra os diversos tipos de gaxetas e suas aplicações:

- amianto grafitado;
- amianto trançado com fios metálicos antifricção, impregnado e grafitado;
- amianto de alta resistência e flexibilidade, impregnado com composto especial e acabado com grafite;
- amianto impregnado com teflon e lubrificado, não grafitado;
- teflon puro trançado em filamentos e lubrificado, não grafitado;
- grafite puro.

A vedação do eixo por engaxetamento só pode ser feita para pressões até 15 kgf/cm² na entrada da caixa de gaxeta. Para pressões maiores, devem ser utilizados selos mecânicos. Quando o líquido bombeado for inflamável, corrosivo, explosivo, tóxico ou quando é exigido que vazamentos não sejam permitidos, é necessário o uso de selos mecânicos.

6.12.1 LIMITES DE APLICAÇÃO

Denominação	Temp. máx. (°C)	Pressão máx. na câmara (bar)	Veloc. perif. máx. (m/s)	pH	Aplicação
amianto grafitado	105	15	10	4-10	Líquidos limpos em geral
amianto grafitado antifricção	140	15	10	4-10	Líquidos com sólidos em suspensão, abrasivos
amianto grafitado alta resistência	140	15	10	4-10	Líquidos leves, gasolina, óleos, solventes
amianto teflonado	150	15	10	2-13	Líquidos corrosivos em geral, ácidos fracos, produtos químicos
teflon	200	10	10	0-14	Líquidos extremamente corrosivos, ácidos fortes
grafite	400	15	15	0-14	Óleo térmico

6.13 SELO MECÂNICO

Quando o líquido bombeado não pode vaziar para o meio externo da bomba, por um motivo qualquer (líquido inflamável, tóxico, corrosivo, mau cheiroso ou quando não se deseja vazamentos) utiliza-se um outro sistema de selagem chamado de selo mecânico.

Embora os selos mecânicos possam diferir em vários aspectos físicos, todos tem o mesmo princípio de funcionamento. As superfícies de selagem são localizadas em um plano perpendicular ao eixo e usualmente consistem em duas partes adjacentes e altamente polidas; uma superfície ligada ao eixo e a outra à parte estacionária da bomba.

Estas superfícies altamente polidas são mantidas em contato contínuo por molas, formando um filme líquido entre as partes rotativas e estacionárias com muito pequena perda por atrito. O vazamento é praticamente nulo quando o selo é novo. Com o uso prolongado, algum vazamento pode ocorrer, obrigando a substituição dos selos.

Os selos mecânicos podem ser de dois tipos:

- **Selos de montagem interna:** Neles o anel rotativo, ligado ao eixo, fica no interior da caixa e em contato com o líquido bombeado.

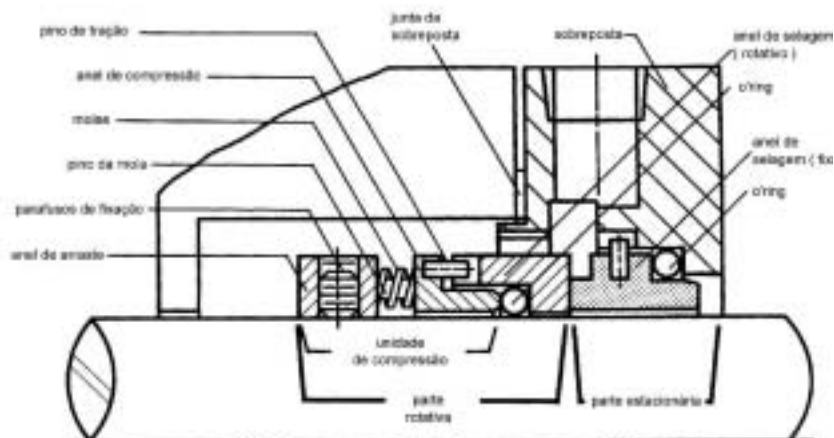
- **Selos de montagem externa:** O elemento ligado ao eixo se acha no lado externo da caixa.

Em ambos os tipos de montagem, a selagem se realiza em três locais:

A) entre o anel estacionário e a carcaça. Para conseguir esta selagem, usa-se uma junta comum ou o chamado “anel em O” (O’ring).

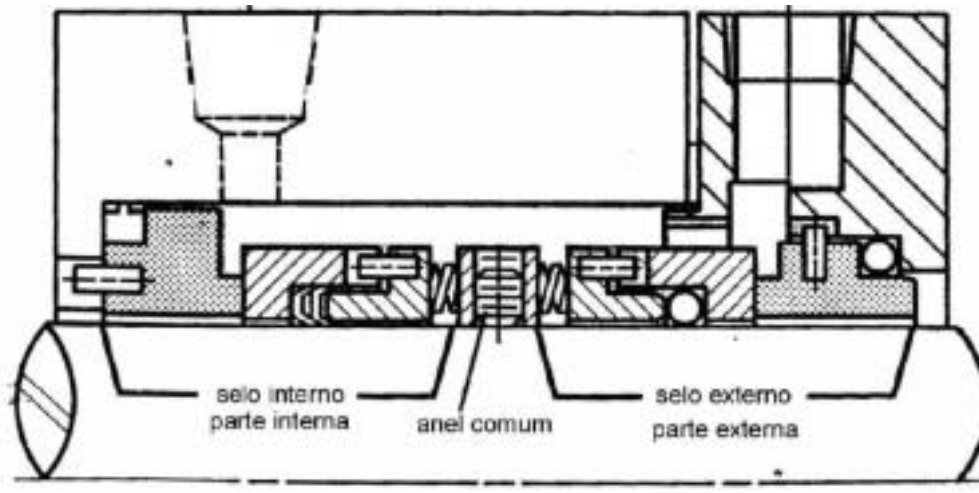
B) Entre o anel rotativo e o eixo ou a luva protetora do eixo, quando usada. Empregam-se O’rings, foles ou cunhas.

C) Entre as superfícies de contato com elementos de selagem. A pressão mantida entre as superfícies asseguram o mínimo desejável de vazamento.



Esquema de um selo mecânico de molas múltiplas

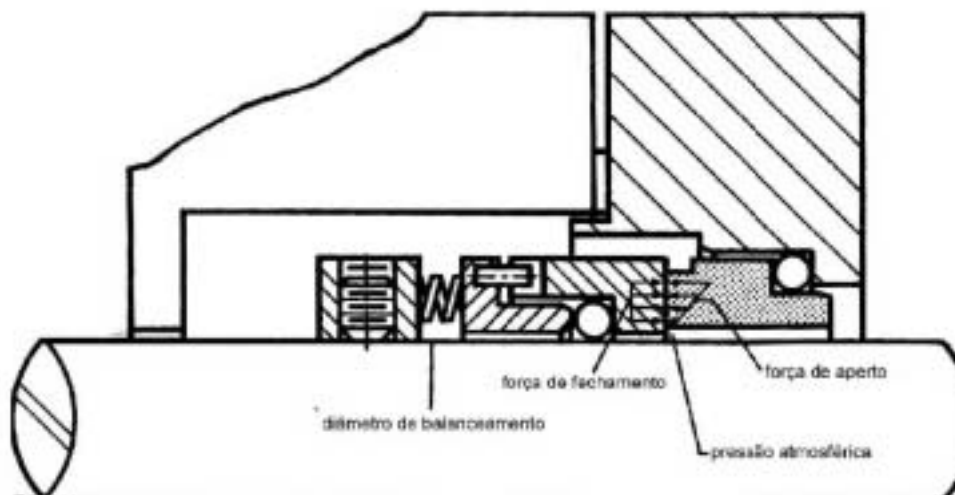
Quando o líquido a bombear é inflamável, tóxico, portanto não devendo escapar da bomba, ou quando o líquido é corrosivo, abrasivo ou se encontra a temperaturas muito elevadas ou muito baixas, utiliza-se selo mecânico duplo, no qual se realiza a selagem líquida com água limpa.



Selo mecânico de molas múltiplas duplo

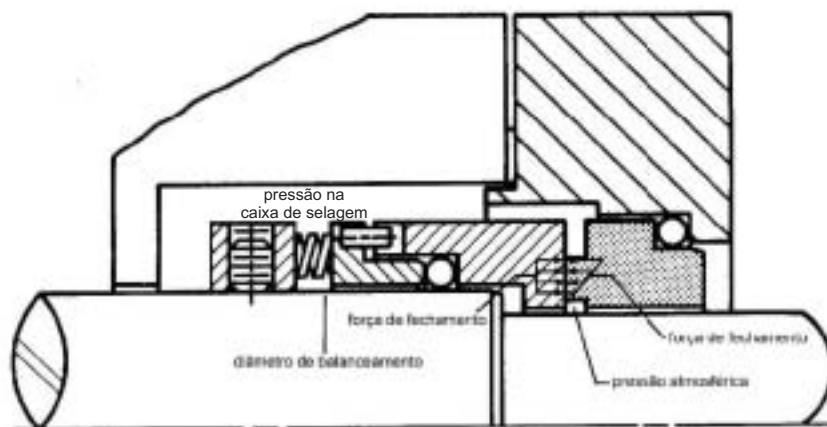
Existem selos mecânicos balanceados e não balanceados.

Nos não balanceados, utilizados para fluidos com propriedades lubrificantes, iguais ou melhores que os da gasolina e pressões de até 10 kgf/cm^2 , a pressão de uma mola e a pressão hidráulica atuam no selo no sentido de juntar as superfícies de contato.



Selo mecânico de molas múltiplas não balanceado

Os selos mecânicos balanceados são utilizados para condições mais severas, no qual a força de fechamento é atenuada pela existência de um degrau na sede estacionária. Por outro lado devemos observar que os selos balanceados não são normalmente aplicáveis para pressões internas na caixa de selagem menores que 4 kgf/cm^2 , pois a pressão interna de fechamento seria tão reduzida que poderia não ser suficiente para prover o adequado fechamento e selagem das faces rotativa e estacionária.

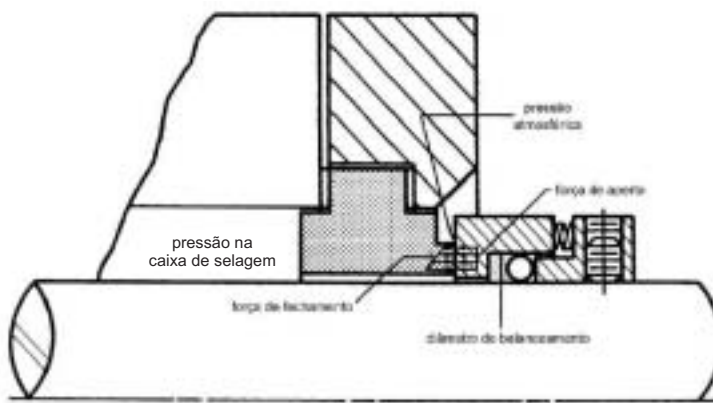


Selo mecânico de molas múltiplas balanceado

6.13.1 SELOS PADRONIZADOS

São selos compactos de menor custo e aplicáveis a serviços leves. Normalmente são fabricados como uma unidade de selagem. Assim sendo, se um dos componentes falha, é usual substituir o conjunto. Geralmente são selos utilizados em bombas monobloco.

Exemplo de selo mecânico de montagem externa



6.13.2 SELOS MECÂNICOS/DISPOSITIVOS AUXILIARES

Os selos mecânicos necessitam, para um adequado funcionamento, que uma película de filme do líquido bombeado seja formado entre as faces de selagem.

Além disso, alta temperatura de bombeamento, presença de abrasivos, líquidos com tendência a formação de cristais e serviços em que a bomba permaneça parada por muito tempo, são características negativas para o emprego de selos.

Com o objetivo de atenuar estas limitações, encontramos os seguintes dispositivos auxiliares eventualmente incorporados ao selo mecânico:

- **Refrigeração ou aquecimento da caixa de selagem:** é feita introduzindo um fluido circundante em câmaras construídas para esta finalidade.

- **Refrigeração da sede estacionária:** feita similarmente ao esquema anterior.

- **Lubrificação das faces de selagem:** neste caso o lubrificante atinge as faces de selagem através de orifícios existentes na sobreposta e na sede estacionária.

- **Lavagem líquida (flushing):** consiste basicamente em injetar um líquido de forma a atingir as faces de selagem. O líquido pode ser da própria descarga da bomba ou de fonte externa.

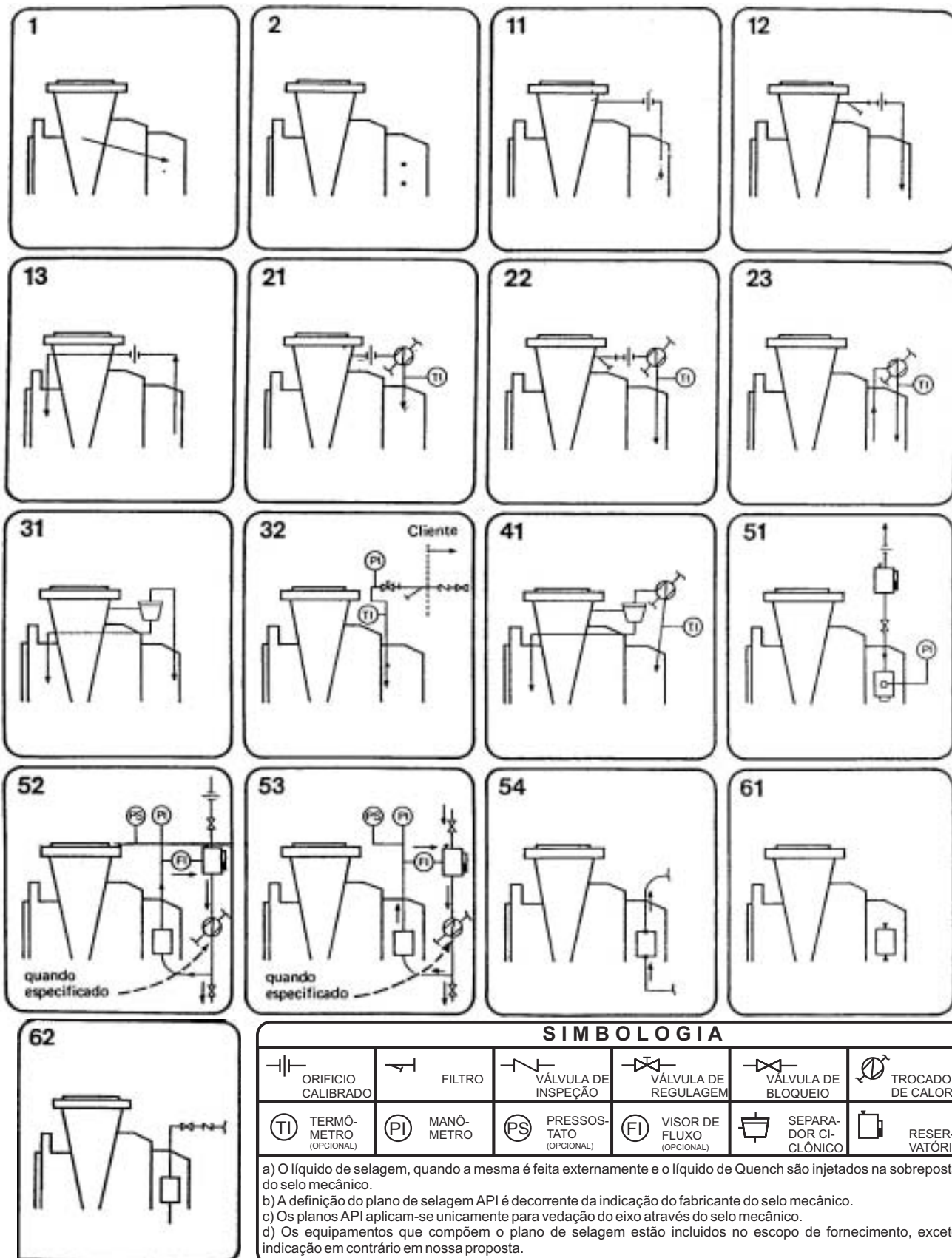
- **Recirculação com anel bombeador:** é um sistema em que, mediante a utilização de um anel bombeador, é possível fazer a recirculação do líquido com passagem intermediária por um permutador para promover seu resfriamento.

- **Lavagem especial (quenching):** em casos onde há formação de cristais, uma alternativa válida é a injeção e posterior drenagem de um fluido, usualmente vapor d'água, mas eventualmente água ou óleo para lavagem.

- **Suspiro e dreno:** no caso de fluidos perigosos o selo pode incorporar uma conexão para suspiro e outra para dreno independentemente de outros dispositivos auxiliares eventualmente utilizados.

- **Filtro ou separador ciclone:** quando o líquido bombeado conter sólidos em suspensão e deseja-se efetuar a lavagem com o próprio líquido bombeado, torna-se necessário o uso de filtro ou separador tipo ciclone.

6.13.3 PLANOS DE SELAGEM CONFORME NORMA API, 6ª EDIÇÃO



6.13.4 DESCRIÇÃO DOS PLANOS DE SELAGEM

PLANO 1 - A selagem é feita internamente com o próprio líquido bombeado, através de uma furação que comunica a tampa de pressão com a caixa de selagem.

PLANO 2 - A selagem é feita internamente com o próprio líquido bombeado, através de bucha de fundo. A sobreposta possui conexões para eventuais conexões futuras.

PLANO 11 - A selagem é feita externamente com o próprio fluido bombeado.

PLANO 12 - A selagem é feita externamente com o próprio fluido bombeado, após passar por um filtro.

PLANO 13 - A selagem é feita internamente com o próprio líquido bombeado sendo que o mesmo após emergir da sobreposta é direcionado para a sucção da bomba.

PLANO 21 - A selagem é feita externamente com o próprio líquido bombeado, após ser resfriado.

PLANO 22 - A selagem é feita externamente com o próprio líquido bombeado, após ser filtrado e resfriado.

PLANO 23 - O líquido de selagem é o próprio líquido bombeado, que é bombeado para fora da caixa de selagem, sendo que após resfriado é injetado novamente na caixa de selagem.

PLANO 31 - A selagem é feita externamente com o próprio líquido bombeado, após passar por um separador ciclônico. O líquido com partículas sólidas retorna para a sucção da bomba.

PLANO 32 - A selagem é feita com um líquido limpo de fonte externa.

PLANO 41 - A selagem primária é feita pelo próprio líquido bombeado, após passar por um separador ciclônico e ser resfriado. O líquido com partículas sólidas retorna para a sucção da bomba.

PLANO 51 - A selagem primária é feita pelo próprio líquido bombeado, a selagem auxiliar é realizada por um líquido de fonte externa compatível com o líquido bombeado.

PLANO 52 - A selagem primária é feita pelo próprio líquido bombeado, a selagem auxiliar é realizada por um líquido de fonte externa compatível com o líquido bombeado e acionado pelo anel bombador.

PLANO 53 - A selagem primária é feita pelo próprio líquido bombeado, a selagem auxiliar é realizada por um líquido de fonte externa pressurizado compatível com o líquido bombeado.

PLANO 54 - A selagem é feita com um líquido limpo de fonte externa.

PLANO 61 - A sobreposta possui conexões plugadas para eventuais utilizações (ventilações, dreno, quench). Este plano é auxiliar sendo utilizado com um outro plano.

PLANO 62 - A sobreposta possui conexão para quench. Este plano é utilizado em conjunto com os demais planos (exceto 61).

6.14 SUPORTE DE MANCAL/CAVALETE DE MANCAL

Bombas de simples estágio podem ter, dependendo do projeto, um suporte de mancal ou um cavalete de mancal.

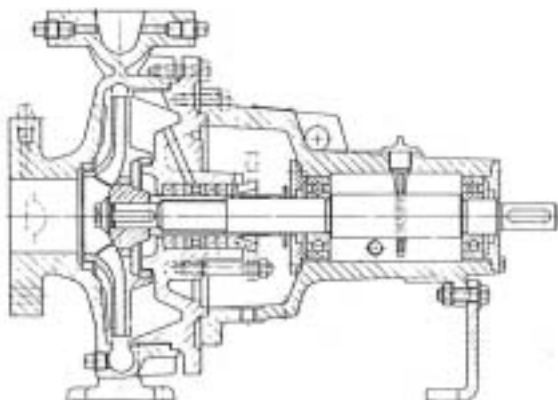
As bombas de simples estágio com suporte de mancal são normalmente do tipo “back-pull-out”. Isto significa que o suporte do mancal junto com o rotor são desmontáveis por trás, sem remover a carcaça da bomba (que possui pés próprios) do lugar da instalação.

A vantagem é a fácil desmontagem da bomba, não sendo necessário soltar as tubulações de sucção e recalque.

Bombas de simples estágio com cavalete de mancal tem, para os tamanhos menores e médios, normalmente o apoio da bomba só no cavalete de mancal e não permitem a desmontagem sem tirar a bomba inteira do lugar da instalação.

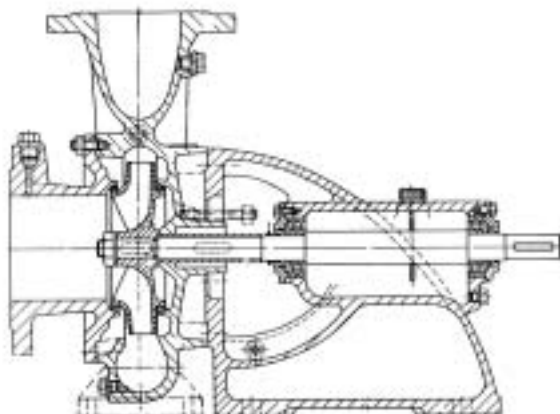
Vantagem: maior robustez e acionamento por polias e correias diretamente na ponta de eixo da bomba.

Bombas de múltiplos estágios ou bombas bipartidas possuem suportes de mancais nos dois extremos da bomba.



suporte de mancal
(bomba back-pull-out)

cavalete de mancal

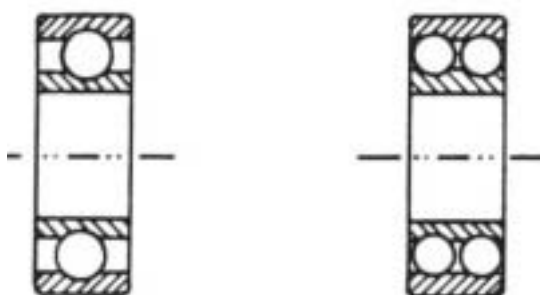


6.15 MANCAIS

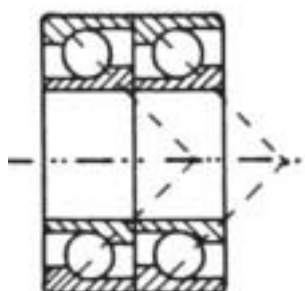
Os mancais tem a função de suportar o peso do conjunto girante, forças radiais e axiais que ocorrem durante a operação.

Os mancais que suportam as forças radiais são chamados de mancais radiais e os que suportam forças axiais são chamados de mancais axiais.

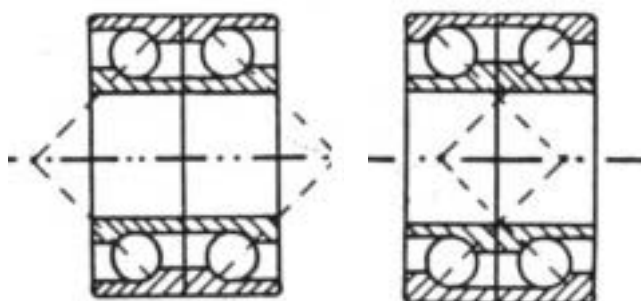
Bombas de construção horizontal possuem normalmente mancais de rolamento para suportar forças radiais e axiais. Os rolamentos mais utilizados em bombas centrífugas são:



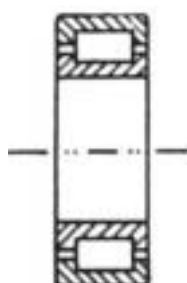
rolamentos de esferas
de uma ou duas carreiras
(suporta forças radiais e axiais)



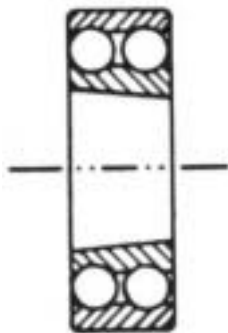
rolamentos de esferas de
contato angular. Montado em tandem, são
capazes de suportar forças radiais
e axiais em uma só direção



rolamentos de esferas de contato
angular. Montado em " O " ou " X ",, são
capazes de suportar forças radiais
e axiais nas duas direções



rolamentos de rolos cilíndricos
de uma só carreira
(para suportar só forças radiais)

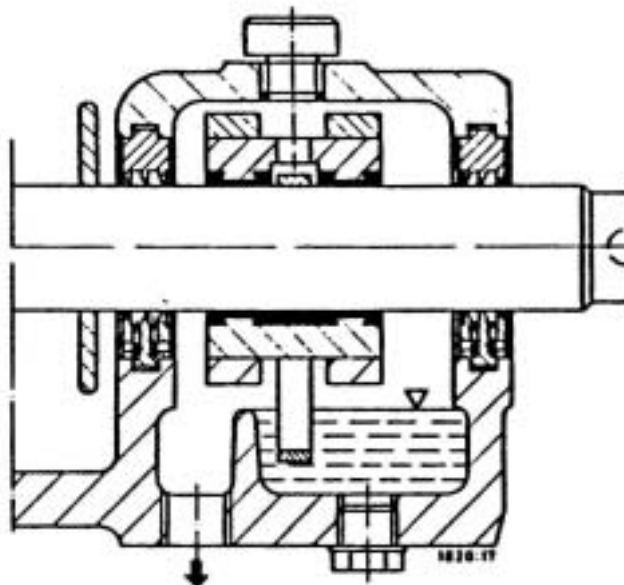


rolamentos autocompensadores
de esferas (suporta forças radiais e axiais)

Dependendo do projeto da bomba, os rolamentos podem ser lubrificados por graxa ou óleo. Os projetos com lubrificação a graxa geralmente possuem no suporte ou cavalete de mancal um bico para colocação de graxa (engraxadeira).

Os suportes ou cavaletes com lubrificação a óleo, possuem vedações na passagem do eixo, por exemplo, na tampa do suporte de mancal; um copo de ressuprimento automático (constant level oil) ou vareta de nível de óleo e um respiro na parte superior do suporte de mancal (geralmente incorporado a vareta).

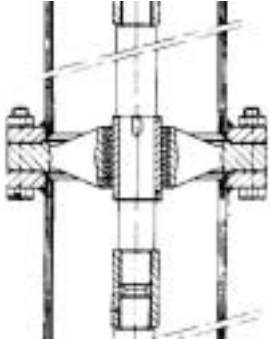
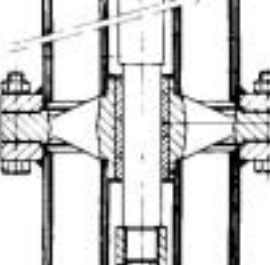
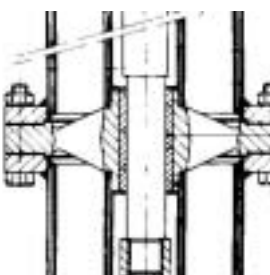
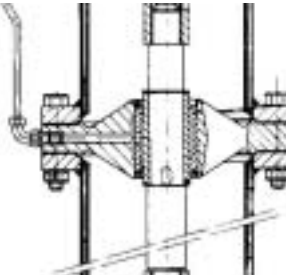
Bombas de caldeira de grande porte, possuem mancais de deslize bipartidos axialmente, constituído de uma bucha de apoio, mais uma bucha de metal patente. Estes mancais são lubrificados por banho de óleo e possuem um anel pescador para uma melhora na lubrificação. Para certas aplicações é necessário ter-se um sistema de lubrificação de óleo forçado.



Mancal de deslize

Bombas verticais possuem buchas de mancais que funcionam como guia do eixo.

Dependendo do tipo de bomba, as buchas de mancais podem ser executadas com os seguintes projetos:

TIPO	BUCHA DE MANCAL	LUBRIFICAÇÃO	APLICAÇÃO
	Borracha sem tubo protetor do eixo	Próprio líquido bombeado	Líquidos limpos isentos de sólidos em suspensão
	Borracha com tubo protetor do eixo	Líquido limpo de fonte externa	Líquido com sólidos em suspensão
	Bronze com tubo protetor do eixo	Óleo com gotejador	Líquido com sólidos em suspensão
	Bronze sem tubo protetor do eixo	Graxa através de uma bomba de graxa	Líquido com sólidos em suspensão

6.16 FORÇAS

Quando bombas centrífugas estão em operação, surgem forças radiais e axiais sobre o rotor e conseqüentemente sobre todo o conjunto girante.

Estas forças devem ser devidamente compensadas ou reduzidas, de forma a termos uma vida útil maior do equipamento e principalmente dos mancais das bombas.

6.16.1 FORÇA RADIAL

As forças radiais, na tecnologia das bombas centrífugas, envolvem as forças radiais hidráulicas geradas pela interação entre rotor e carcaça ou difusor da bomba.

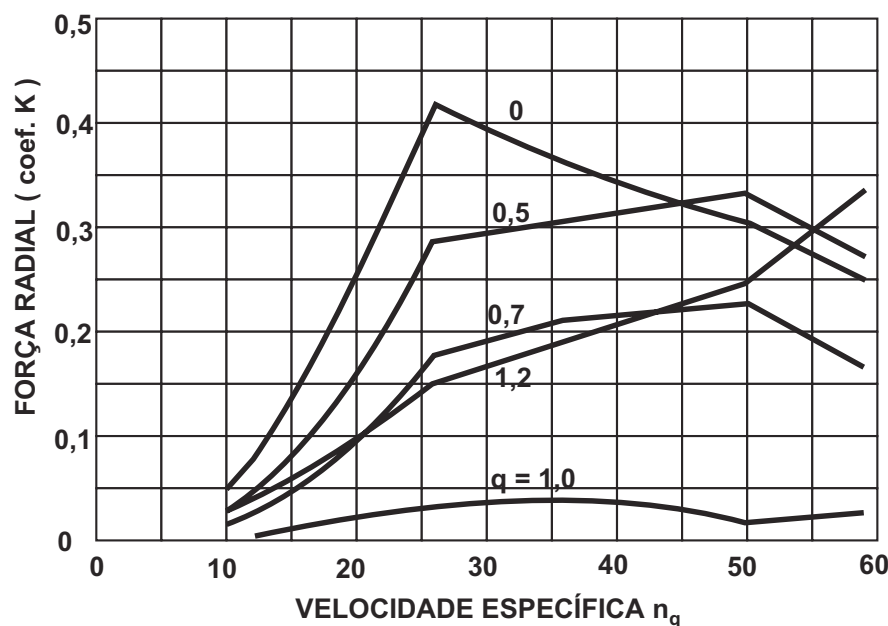
Há entretanto uma distinção entre forças radiais estáticas e não estáticas.

- Forças radiais estáticas: O vetor da força radial muda sua magnitude e direção com a variação da vazão “q”, dado pelo quociente $q = Q / Q_{\text{ótimo}}$.

Se $q = \text{constante}$, a sua magnitude varia com a altura manométrica total, mas sua direção permanece inalterada.

No caso de bombas com corpo espiral simples, as forças radiais são relativamente pequenas no ponto de melhor rendimento, mas cresce muitíssimo em vazões parciais ($q < 1$) ou sobrevazões ($q > 1$).

A magnitude das forças radiais (R), em bombas tipo voluta, depende muito da velocidade específica (n_q), conforme mostra a figura abaixo.



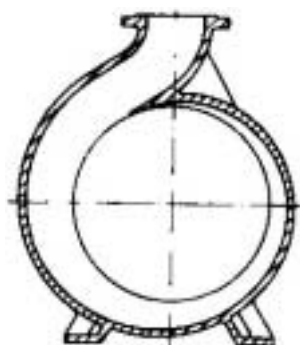
$$R = K \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D \cdot B$$

onde:

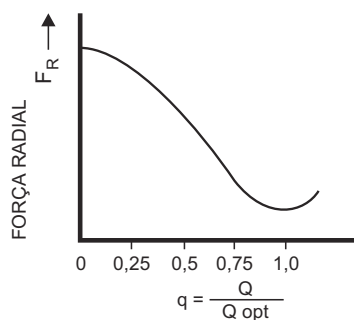
R = força radial
 K = coef. de força radial
 ρ = dens. do líq.bombeado
 g = acel.da gravidade
 H = altura total
 D = diâmetro do rotor
 B = largura da descarga do rotor

O meio mais empregado para a redução da força radial em bombas centrífugas é a alteração do corpo da bomba.

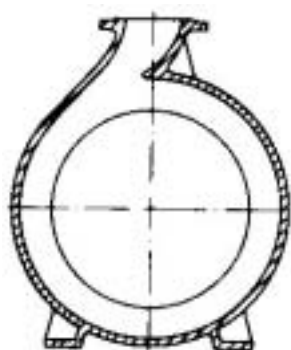
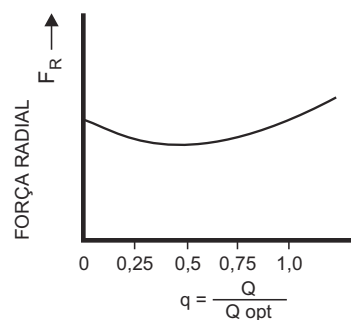
As figuras abaixo mostram a intensidade da força radial em função da relação $q = Q / Q_{\text{ótimo}}$, onde Q = vazão de projeto e $Q_{\text{ótimo}}$ é a vazão no ponto de melhor rendimento da bomba.



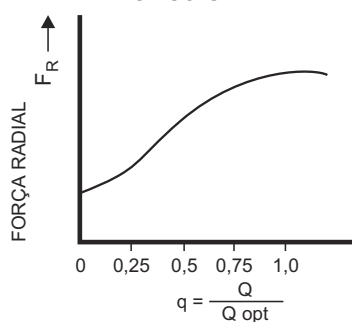
simples espiral



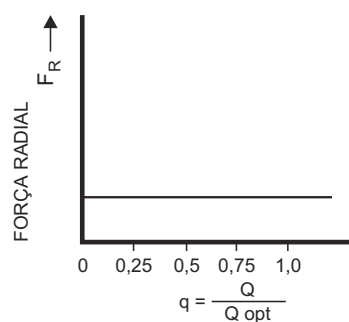
mista



circular



dupla espiral



Nota-se que a melhor forma de reduzir a força radial é o corpo espiral duplo ou seja, um corpo espiral com uma segunda voluta que inicia-se a 180 graus da primeira. Neste caso, a força radial esta praticamente constante entre a vazão zero até a vazão máxima.

No caso de bombas com difusores, não há geração de forças radiais estáticas se o rotor for instalado concentricamente com o difusor.

- Esforços radiais não estáticos: As forças radiais não estáticas podem ocorrer superpostamente às forças radiais estáticas. Sua ocorrência deve-se a varias causas e características. A causa mais conhecida desta força radial é a frequência do número de pás do rotor versus a rotação.

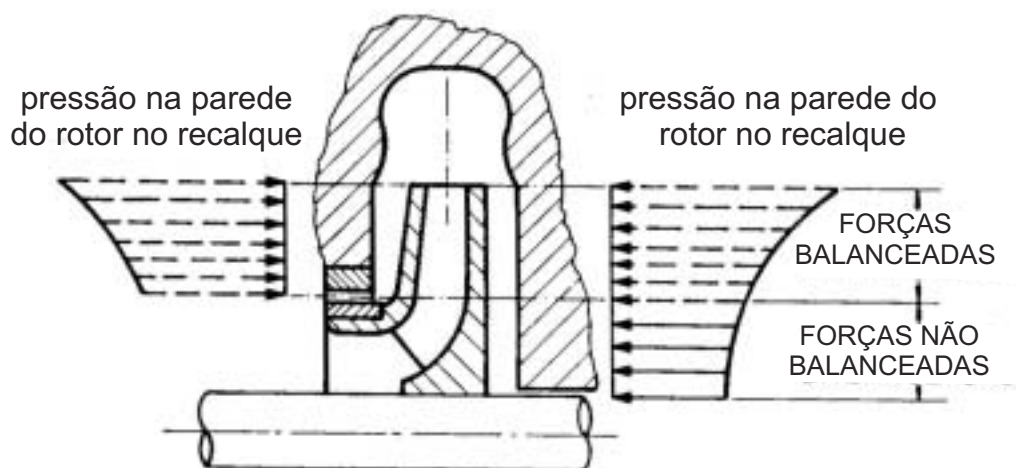
Estas forças radiais existem com mais ou menos intensidade em todos os projetos de bombas centrífugas. Este fenômeno existe especialmente em bombas com difusor operando com vazões parciais.

6.16.2 FORÇA AXIAL

As pressões geradas pelas bombas centrífugas exercem forças, tanto nas partes móveis quanto nas partes estacionárias. O projeto destas partes balanceia algumas destas forças, mas meios separados podem ser utilizados para contrabalancear outras.

O esforço axial é a somatória das forças não balanceadas agindo na direção axial do rotor.

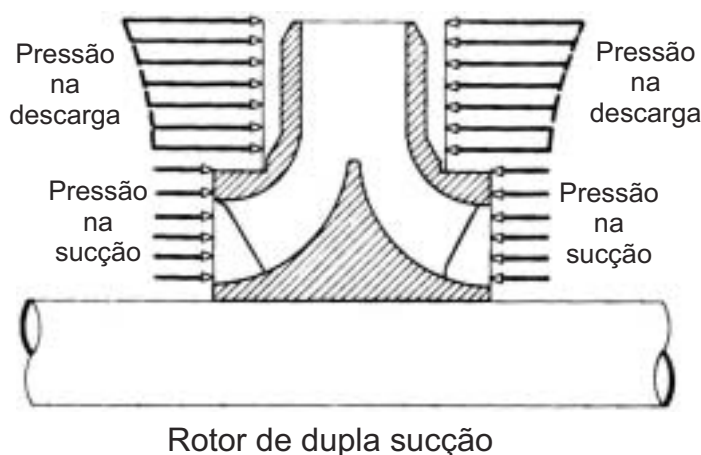
Rotores sem dispositivos de compensação axial tem uma força axial para o lado da sucção, devido à área e pressão existente no lado da descarga do rotor. Veja figura abaixo.



6.16.2.1 ROTOR DE DUPLA SUCÇÃO

Rotores com fluxo duplo, teoricamente tem as forças compensadas graças a simetria das áreas de pressões nos dois lados do rotor. Na prática, esta compensação não é total, devido a divergências no fundido do rotor; distribuição desigual do fluxo devido a localização de curva ou válvula próxima ao flange de sucção; rotor colocado fora da linha de centro da espiral; vazamento desigual pelos anéis de desgaste nos dois lados do rotor.

O empuxo axial residual deverá ser suportado pelos mancais da bomba.

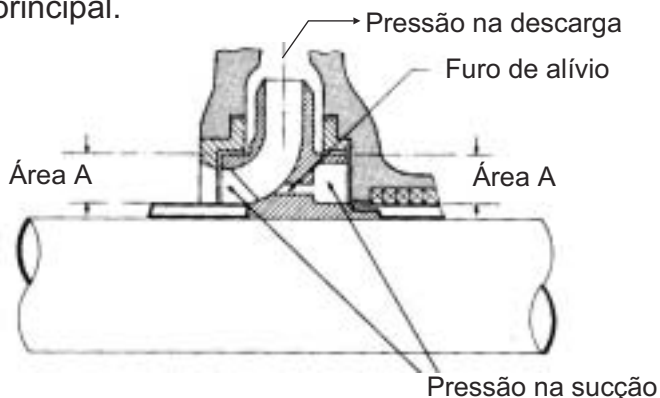


Nas bombas de fluxo simples, existem os seguintes meios para compensação do empuxo axial:

6.16.2.2 FUROS DE ALÍVIO NO ROTOR/ANÉIS DE DESGASTE

O anel de desgaste colocado no lado da descarga, possui um diâmetro igual ou próximo ao anel de desgaste no lado da sucção e o rotor possui furos no cubo do rotor. Através destes furos cria-se uma pressão entre anel de desgaste e cubo do rotor, próximo a pressão de sucção, objetivando uma equalização das pressões em ambos os lados do rotor.

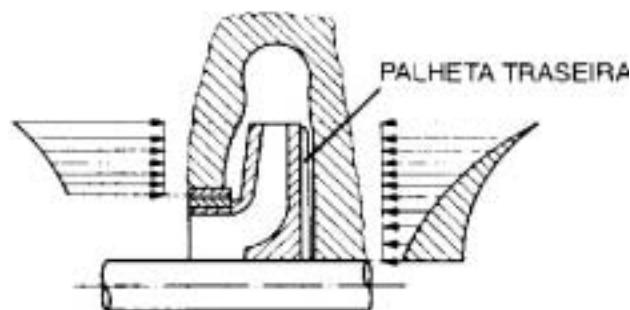
Este método possui o inconveniente de gerar turbulência pelo retorno do fluido pelos orifícios em oposição ao fluxo principal.



A força axial residual deverá ser suportada pelos mancais.

6.16.2.3 PALHETAS TRASEIRAS

Este sistema consiste em palhetas alocadas na parte posterior do rotor que induzem ao equilíbrio das forças axiais.



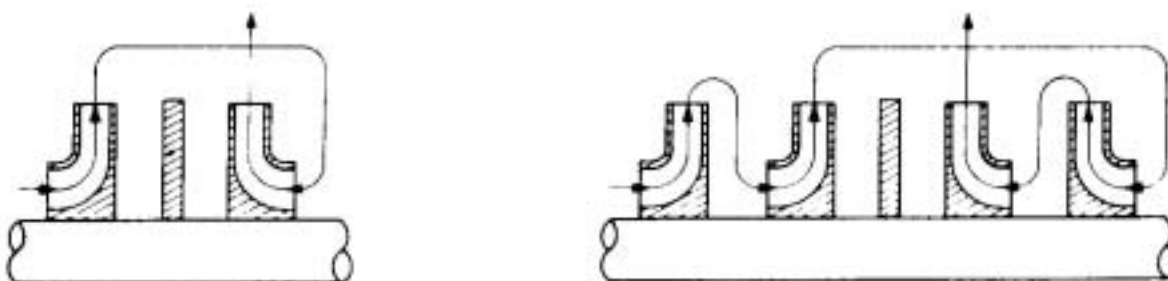
Este sistema é muito utilizado em bombas para a indústria química e aplicações no bombeamento de fluidos sujos com matérias em suspensão, onde, estas palhetas, além de causar o equilíbrio produz o efeito adicional de manter o espaço entre as costas do rotor e a carcaça livres de impurezas.

O empuxo axial em bombas de múltiplos estágios é maior quando comparados com bombas de simples estágio, uma vez que o desbalanceamento total será a somatória dos desbalanceamentos dos vários rotores, havendo assim a necessidade de uma forma de equilíbrio mais eficaz em bombas de múltiplos estágios.

6.16.2.4 ARRANJO DE ROTORES

Este método consiste em posicionar rotores de forma opostas, como mostra a figura abaixo, onde o empuxo resultante dos rotores voltados para um lado é balanceado pelos rotores voltados para o outro lado.

A desvantagem deste método é que o fluxo passa a percorrer um caminho mais complexo, influenciando desta forma negativamente no valor das perdas.



6.16.2.5 DISCO E CONTRA-DISCO

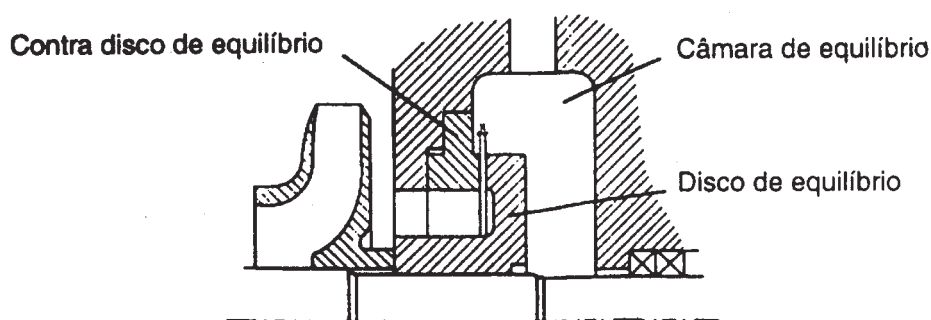
Este sistema consiste em um dispositivo chamado de disco e contra-disco de equilíbrio, onde o disco de equilíbrio é solidário ao eixo e o contra-disco de equilíbrio é fixado no corpo de recalque da bomba.

Forma-se uma câmara atrás do disco que, através de uma tubulação, é ligada a boca de sucção ou ao tanque de sucção, dependendo da quantidade de estágios que a bomba possui. Com isso, cria-se durante a operação uma pressão na frente do disco igual a pressão de descarga a qual abre uma folga radial entre o disco e o contra-disco, criando uma fuga de líquido para a câmara atrás do disco, causando assim o equilíbrio.

Este tipo de compensação necessita de um eixo flutuante, para que a folga entre disco e contra-disco possa variar a fim de equilibrar o conjunto.

No ato de ligar e desligar a bomba, este sistema de compensação tem uma fase de instabilidade com a criação de um contato entre as duas peças (disco e contra-disco), até a bomba atingir uma pressão de cerca de 13 kgf/cm^2 , onde a partir desta pressão este sistema começa a funcionar.

O constante contato entre peças rotativas (disco) e estacionárias (contra-disco), causará um desgaste entre estas peças na qual pode ser controlado através de um indicador de posição colocado no lado oposto ao acionamento, onde através de marcações previamente estabelecidas, controla-se o desgaste destas peças.

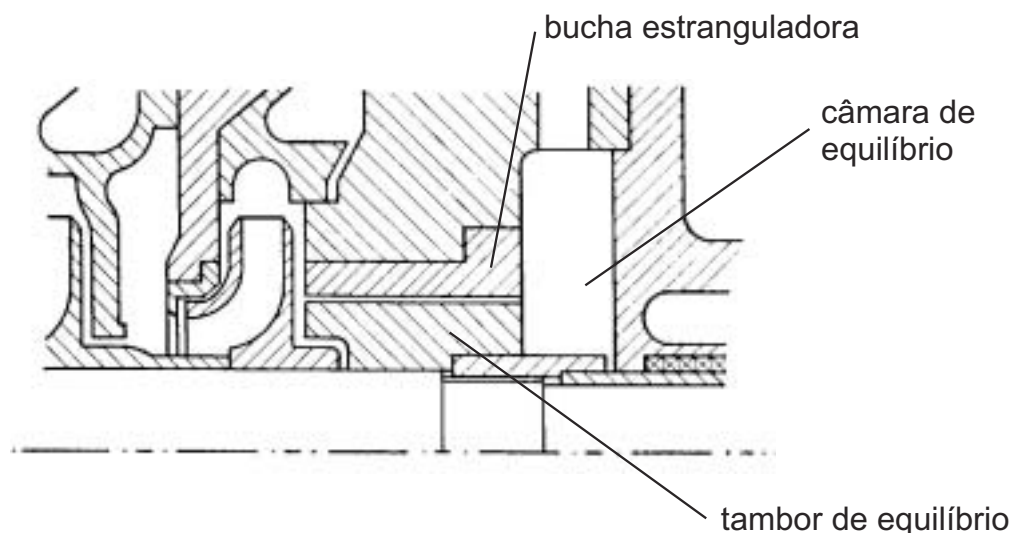


6.16.2.6 TAMBOR OU PISTÃO DE EQUILÍBRIO

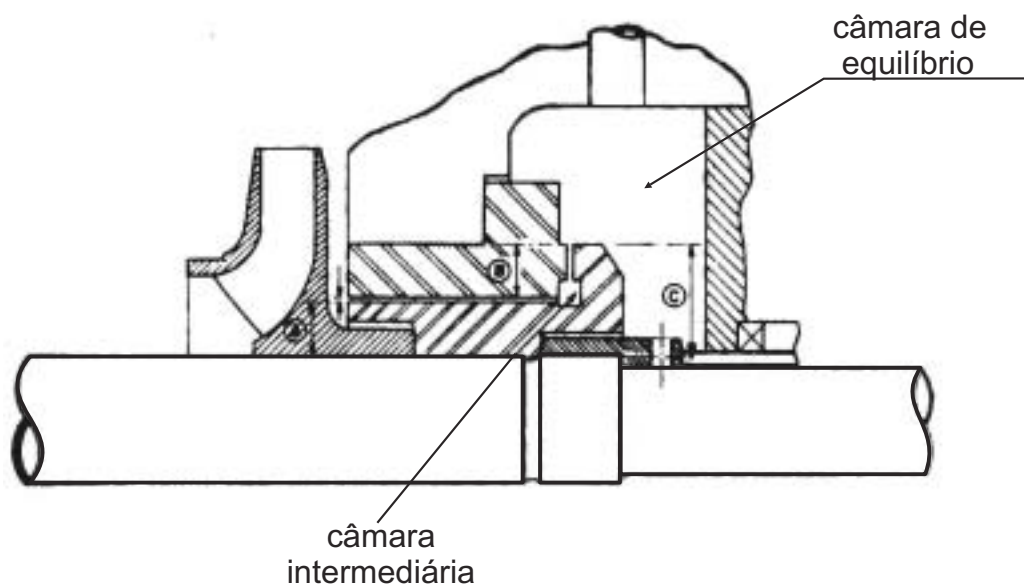
O funcionamento deste sistema é similar ao do disco e contra disco de equilíbrio, exceto que a folga entre o componente estacionário e rotativo é axial.

Este sistema compensa o empuxo axial somente em um ponto de operação, portanto, bombas com este tipo de dispositivo necessitam de um mancal axial super dimensionado para absorver a força axial residual e permitir a operação entre os limites da curva característica.

IMPORTANTE: Os sistemas de compensação de empuxo axial por meio de disco e contra-disco de equilíbrio e tambor de equilíbrio só podem ser utilizados para o bombeamento de líquidos limpos, sem sólidos em suspensão.



6.16.2.7 COMBINAÇÃO PISTÃO/DISCO DE EQUILÍBRIO



* 12 EC and 6 EFTA member countries

LÍQUIDOS VISCOSOS

ÍNDICE

7	<i>Líquidos viscosos</i>	209
7.1	<i>Viscosidade</i>	209
7.2	<i>Bombeamento de líquidos viscosos</i>	209
7.3	<i>Limitações para o uso do gráfico dos fatores de correção</i>	212
7.3.1	<i>Símbolos e definições usados na correção</i>	212
7.3.2	<i>Fórmulas de correção</i>	212
7.4	<i>Perda de carga para fluidos viscosos em tubos retos</i>	216
7.5	<i>Gráfico de correção de performance para líquidos viscosos</i>	217
7.6	<i>Determinação da performance de bombas centrífugas p/ líquidos viscosos</i>	218
7.7	<i>Coeficiente Kvis para o efeito da viscosidade em tubulações retas</i>	219
7.8	<i>Tabela 1 - Pressão de vapor e densidade da água</i>	220
7.9	<i>Tabela 2 - Pressão de vapor de vários líquidos</i>	221
7.10	<i>Tabela 3 - Densidade de vários líquidos na pressão atmosférica</i>	222
7.11	<i>Gráfico para cálculo de perda de carga em função do diâmetro interno da tubulação, velocidade do fluxo e vazão</i>	223
8	<i>Bibliografia</i>	224
9	<i>Índice geral</i>	225

7 LÍQUIDOS VISCOSOS

7.1 VISCOSIDADE

É a propriedade física de um fluido que exprime sua resistência ao cisalhamento interno, isto é, a qualquer força que tenda a produzir o escoamento entre suas camadas.

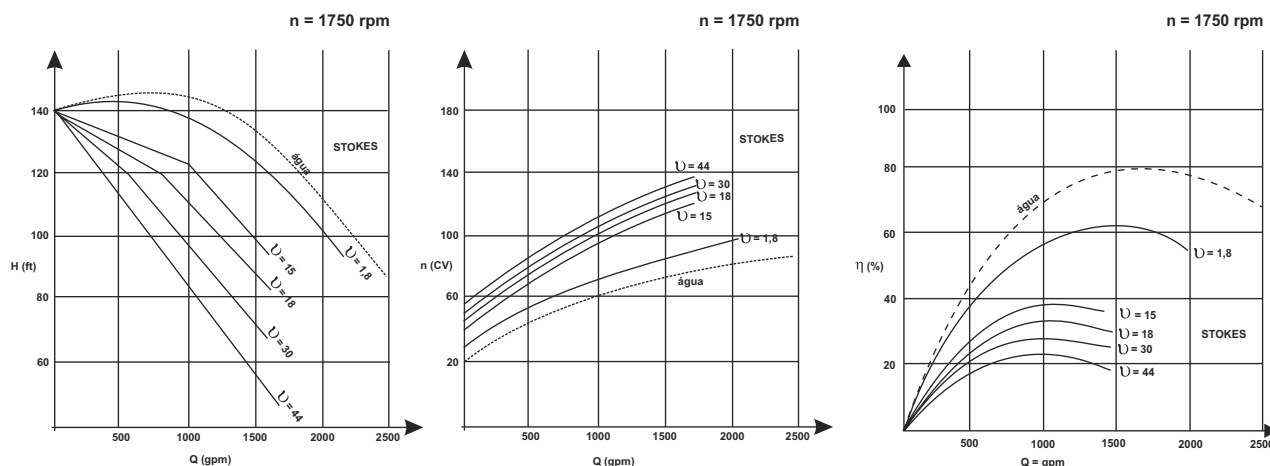
7.2 BOMBEAMENTO DE LÍQUIDOS VISCOSOS

Para facilitar a escolha de uma bomba centrífuga, ficou convencionado que todas as curvas das bombas centrífugas devem ser levantadas utilizando-se como fluido água limpa, a temperatura de 20°C e viscosidade igual a 1 centiPoise.

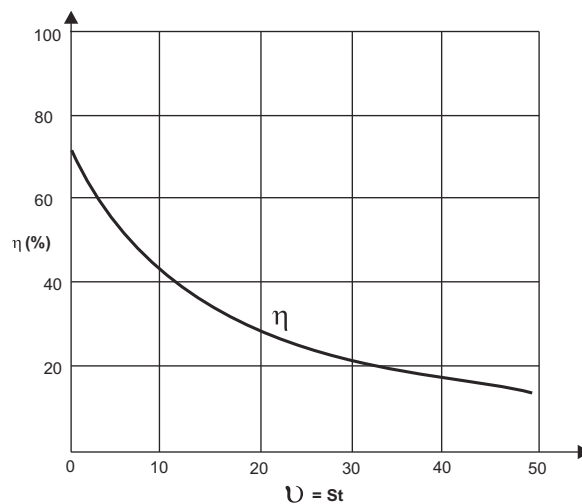
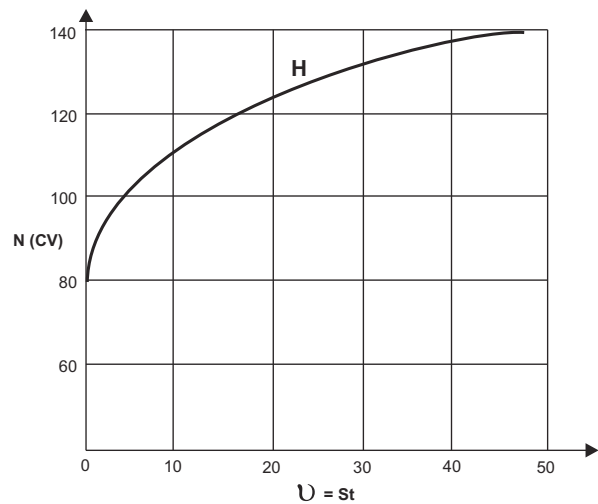
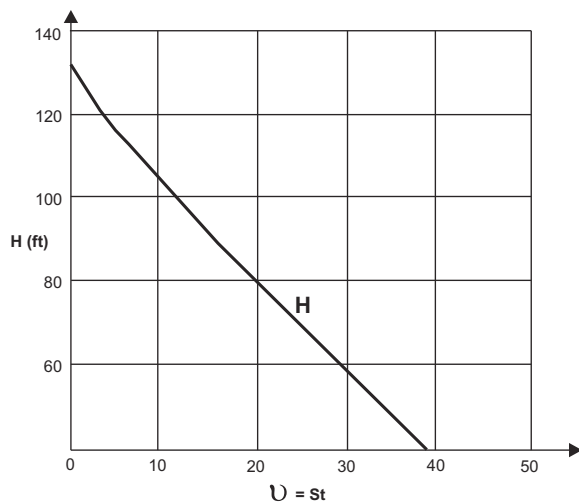
Entretanto, estas características sofrem modificações quando a bomba opera com fluidos muito viscosos. Assim sendo, uma redução da eficiência com o conseqüente aumento da potência absorvida, uma queda na vazão e altura manométrica, ocorrem de maneira geral. A caracterização da natureza do produto a bombear é fundamental para o dimensionamento do sistema.

A viscosidade aumenta com a pressão para óleos, enquanto que para água diminui. No caso de óleos e de muitos líquidos, a viscosidade diminui com o aumento da temperatura.

As figuras abaixo representam curvas para uma bomba centrífuga girando a 1750 rpm com água e óleos de várias viscosidades expressas em Stokes.



Os gráficos a seguir representam a variação das grandezas em função da viscosidade, para vazão constante de 340 m³/h.



Teoricamente, bombas geometricamente semelhantes terão grandezas variando proporcionalmente entre si.

Então, as curvas características deveriam ser teoricamente semelhantes, mas, na realidade em uma série de bombas geometricamente semelhantes, as menores dimensões têm rendimento mais baixo, porque a espessura das palhetas, as folgas, a rugosidade relativa e as imperfeições são relativamente maiores para essas bombas do que para as maiores dimensões, e por isso, as curvas são exatamente semelhantes.

O efeito da viscosidade é acentuado nas bombas pequenas, de modo que as bombas centrífugas deverão ter dimensões tanto maiores quanto maiores forem as viscosidades dos líquidos a bombear.

As figuras a seguir representam o comportamento de três bombas semelhantes. Os valores referentes à bombas com óleos de várias viscosidades são expressos sob a forma de percentagem, comparando seu funcionamento com o equivalente para o caso da água.

Pela figura “A” , verificamos que uma bomba com rotor de 300 mm de diâmetro bombeará óleo de 1 Stoke a uma altura manométrica igual a 90 % da qual conseguiria se o líquido fosse água. Se o rotor tivesse 200 mm, bombearia apenas a um altura igual a 80 %.

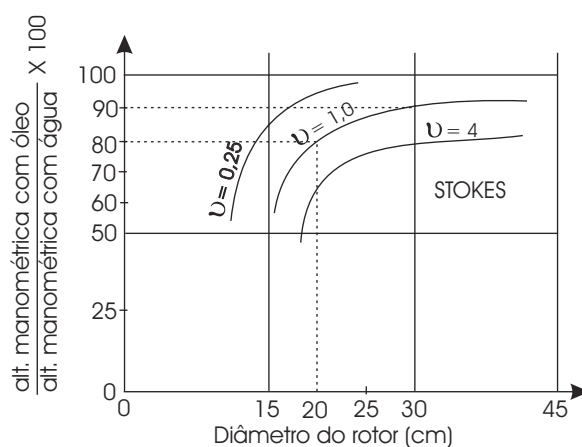


Figura A

A figura “B” revela o que anteriormente dissemos a respeito da necessidade de grandes dimensões para maiores viscosidades, a fim de não baixar excessivamente o rendimento. Exemplo: com diâmetro de 200 mm e viscosidade = 1 St, o rendimento da bomba seria da ordem de 55 % do rendimento da mesma trabalhando com água. Com diâmetro de 300 mm, o rendimento melhoraria e passaria a 78% do valor que obtería usando água.

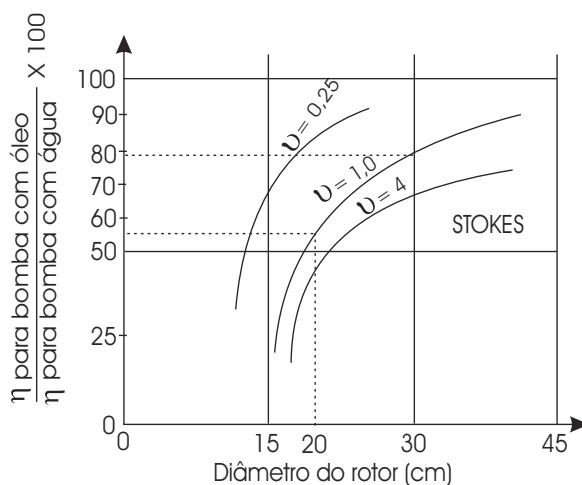


Figura B

7.3 LIMITAÇÕES PARA O USO DO GRÁFICO DOS FATORES DE CORREÇÃO

- Usar somente as escalas indicadas. Não extrapolar valores.
- Usar somente para bombas de projeto hidráulico convencional com rotores abertos ou fechados. Não use para bombas com rotores de fluxo axial ou misto.
- Usar somente onde o NPSH é adequado para evitar cavitação.
- Usar somente para líquidos Newtonianos.

7.3.1 SÍMBOLOS E DEFINIÇÕES UTILIZADOS NA CORREÇÃO

- Q_{vis} = vazão viscosa em m^3/h - vazão quando operando com líquido viscoso;
- H_{vis} = Altura viscosa - altura quando operando com líquido viscoso;
- η_{vis} = rendimento viscoso em % - rendimento quando operando com líquido viscoso;
- P_{cvis} = potência viscosa - CV - potência requerida pela bomba quando operando com líquido viscoso;
- Q_w = vazão da água em m^3/h - vazão quando operando com água;
- H_w = altura de água em m - altura quando operando com água;
- γ = peso específico (kgf/dm^3);
- f_Q = fator de correção para vazão;
- f_H = fator de correção para altura manométrica;
- f_{η} = fator de correção para rendimento;
- $Q_{ót}$ = vazão no ponto de melhor rendimento.

7.3.2 FÓRMULAS DE CORREÇÃO

$$Q_{vis} = f_Q \times Q_w$$

$$H_{vis} = f_H \times H_w$$

$$\eta_{vis} = f_{\eta} \times \eta_w$$

$$P_{vis} = \frac{Q_{vis} \times H_{vis} \times \gamma_{vis}}{2,7 \times \eta_{vis}}$$

Estas fórmulas podem ser usadas com certa aproximação para o caso inverso, ou seja, conhecida as condições viscosas, quais seriam as condições aquosas.

f_Q , f_H e f_{η} , são determinados através da figura 2, baseadas na performance para água. A figura 1 somente é usada com vazões no ponto de melhor eficiência abaixo de $22,7 m^3/h$. (Performance com água)

Consideremos dois casos que ocorrem na prática:

Caso 1:

Escolha de uma bomba para dadas condições de H e Q de um líquido de viscosidade conhecida.

Entra-se no gráfico, na linha de abcissa 0 (zero), com a vazão desejada do líquido viscoso (Q_{vis}), segue-se na linha vertical até obter a altura manométrica H_{vis} (altura em metros de coluna de líquido viscoso), na linha inclinada. No caso de bombas de múltiplos estágios, deve-se usar a altura de um estágio. Prossegue-se na horizontal (para a esquerda ou para a direita, conforme o caso) até a reta inclinada correspondente a viscosidade do líquido expressa em graus Engler. Sobe-se até as curvas de correção onde se acha fQ . Divide-se em seguida a vazão viscosa (Q_{vis}) pelo fator (fQ) para obter a vazão equivalente aproximada da água (Q).

Divide-se a altura viscosa (H_{vis}) pelo fator de correção (fH), encontrado na curva marcada ($1,0 \times Q$), e tem-se o valor aproximado de H , para água com a bomba trabalhando com vazão normal. Se a bomba trabalhar com vazão maior ou menor do que a normal, deve-se usar as curvas $1,2 Q$, $0,8 Q$ ou $0,6 Q$.

Obtidos assim Q e H para água, escolhe-se a bomba de modo usual, onde nas curvas das mesmas encontraremos os valores de rendimento (η). Com o auxílio das curvas $f\eta$, obtém-se o fator de correção, que multiplicado pelo rendimento (η) da bomba para água, fornece o rendimento viscoso η_{vis} da bomba com líquido viscoso.

Exemplo:

Escolher uma bomba capaz de fornecer uma vazão de $170 \text{ m}^3/\text{h}$ com $H = 30 \text{ m}$, sendo a viscosidade do líquido igual a 30° E (graus Engler) e peso específico (γ) igual a 0,90 na temperatura de funcionamento.

Entrando-se no gráfico 2 com $Q_{vis} = 170 \text{ m}^3/\text{h}$, vai-se até $H_{vis} = 30 \text{ m}$.

Depois segue-se até a reta de $^\circ \text{E} = 30$ e então na vertical até as curvas que indicam os fatores de correção.

$$fQ = 0,92 \quad fH = 0,91 \text{ (para } 1,0 Q) \quad f\eta = 0,6$$

Dai calculam-se:

$$Q_w = 170 / 0,92 = 184,7 \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{e} \quad H_w = 30 / 0,91 = 32,96 \text{ m}$$

No manual de curvas de bombas procura-se uma bomba com uma vazão para 184,7 m³/h e 32,96 m de altura manométrica, analisando sempre o rendimento.

Se o rendimento encontrado na curva para vazão de 170 m³/h, por exemplo, foi de 80 %, então o rendimento da bomba com o líquido viscoso será:

$$\eta_{\text{vis}} = 0,6 \times 80 = 48 \text{ \%}.$$

A potência consumida pelo motor da bomba quando operando com o líquido viscoso , será:

$$P = \frac{170 \times 30 \times 0,9}{2,7 \times 48} = 35,41 \text{ CV}$$

Caso 2:

Determinação das condições de funcionamento da bomba com líquido de dada viscosidade, quando se conhecem as condições para funcionamento com água.

Da curva de rendimento da bomba com água, determina-se a vazão (Q) correspondente ao rendimento máximo. Tem-se o valor de (1,0 Q).

Em seguida, calculam-se as vazões para três valores de Q, que podem ser:

(0,6 Q) , (0,8 Q) e (1,2 Q). Vide figura 2.

Entra-se no gráfico, na linha abcissa 0 (zero), com a vazão nominal (1,0 Q); sobe-se até H correspondente a um estágio para esta vazão. Na horizontal, segue-se até a reta inclinada, para a viscosidade em questão. Em seguida, sobe-se até as curvas de correção, para obter os valores de $f\eta$, fQ , e fH para os quatro valores de vazão.

Multiplicando os valores de H e η pelos respectivos fatores de correção, obtemos os valores corrigidos para o caso de líquido viscoso.

Podemos então traçar por pontos, utilizando a própria curva da bomba, curvas ($H_{\text{vis}} \times Q_{\text{vis}}$) e ($\eta_{\text{vis}} \times Q_{\text{vis}}$) e também potência (P_{vis}) para o caso do produto viscoso, potência que, como vimos, é calculada pela fórmula:

$$P_{\text{vis}} = \frac{Q_{\text{vis}} \times H_{\text{vis}} \times \gamma_{\text{vis}}}{2,7 \times \eta_{\text{vis}}} = \text{CV}$$

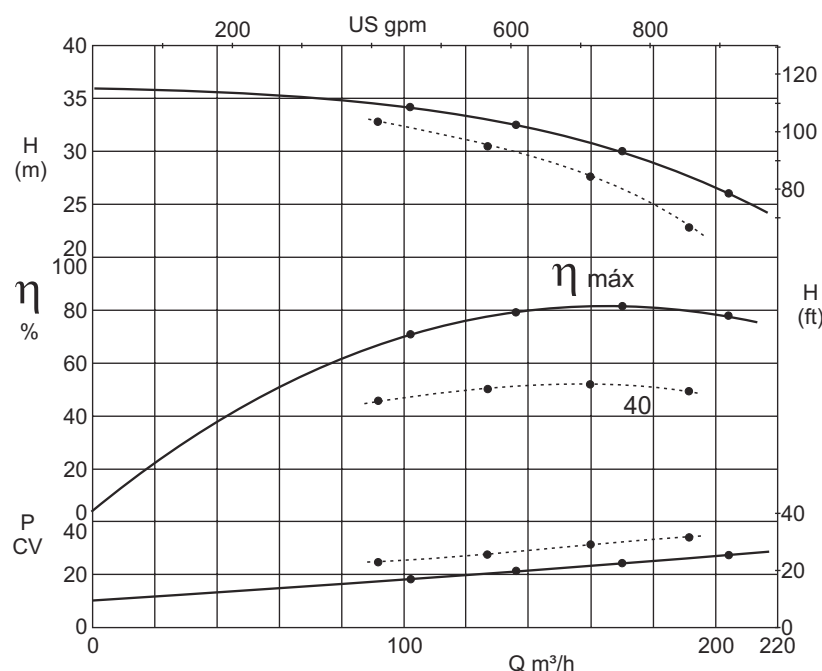
Exemplo:

Dadas as curvas características de uma bomba, obtidas em ensaio com água, traçar a curva para o caso de óleo de densidade igual a 0,90 e viscosidade de 1000 SSU na temperatura de bombeamento.

Na curva característica da bomba, marcam-se os valores de H e Q que correspondem ao rendimento máximo. Dado o exemplo $Q = 170 \text{ m}^3/\text{h}$ e $H = 30 \text{ m}$, calculam-se os valores de Q_{vis} , H_{vis} e η_{vis} multiplicando-se os valores Q , H e η por 0,6; 0,8 e 1,2. Depois calculam-se os valores de P_{vis} .

Em seguida traçam-se, com os pontos obtidos, as curvas características para a bomba com óleo de viscosidade 30° E, e $\gamma = 0,9$.

	0,6 x Q (água)	0,8 x Q (água)	1,0 x Q (água)	1,2 x Q (água)
Vazão (água) Q_w	102	136	170	204
Altura H_w	34	32,5	30	26
Rendimento	72,5	80	82	79
Viscosidade do líquido	30 °E	30 °E	30 °E	30 °E
f_Q (do gráfico)	0,94	0,94	0,94	0,94
f_H (do gráfico)	0,96	0,94	0,92	0,89
f_η (do gráfico)	0,635	0,635	0,635	0,635
Vazão p/ óleo ($Q \times f_Q$)	96	128	160	192
Altura p/ óleo ($H \times f_H$)	32,6	30,5	27,6	23,1
Rendimento p/ óleo ($\eta \times f_\eta$)	46	50,8	52	50
Peso específico do líquido	0,90	0,90	0,90	0,90
Potência para líquido viscoso	22,6	25,6	28,3	29,5



7.4 PERDA DE CARGA PARA FLUIDOS VISCOSOS EM TUBOS RETOS

A perda de carga para fluxos de líquidos viscosos em tubulações pode ser calculada pela mesma equação básica usada para água, provida de um coeficiente cujo valor depende da viscosidade cinemática e do número de Reynolds, passando a equação a ter a seguinte característica:

$$H_p = K_{vis} (L/d) \times (v^2/2g)$$

Onde:

K_{vis} = coeficiente por efeito da viscosidade quando os símbolos acima são seguidos da letra

W, referem-se a água; para líquidos diferentes usa-se F;

L = comprimento da tubulação (m);

d = diâmetro da tubulação (m);

v = velocidade do fluxo (m/s);

g = aceleração da gravidade = 9,81 m/s².

A perda de carga (H_{pvis}), de um líquido viscoso em uma determinada tubulação de descarga, neste caso é igual a perda de carga da água (H_{pw}), aumentada na razão do coeficiente:

K_{visF} / K_{visW} .

$$H_{pvis} = (K_{visF} / K_{visW}) \times H_{pw}$$

Exemplo: Vazão de 100 m³/h para um fluido de viscosidade 200 cSt em uma tubulação de ferro fundido de diâmetro 10”.

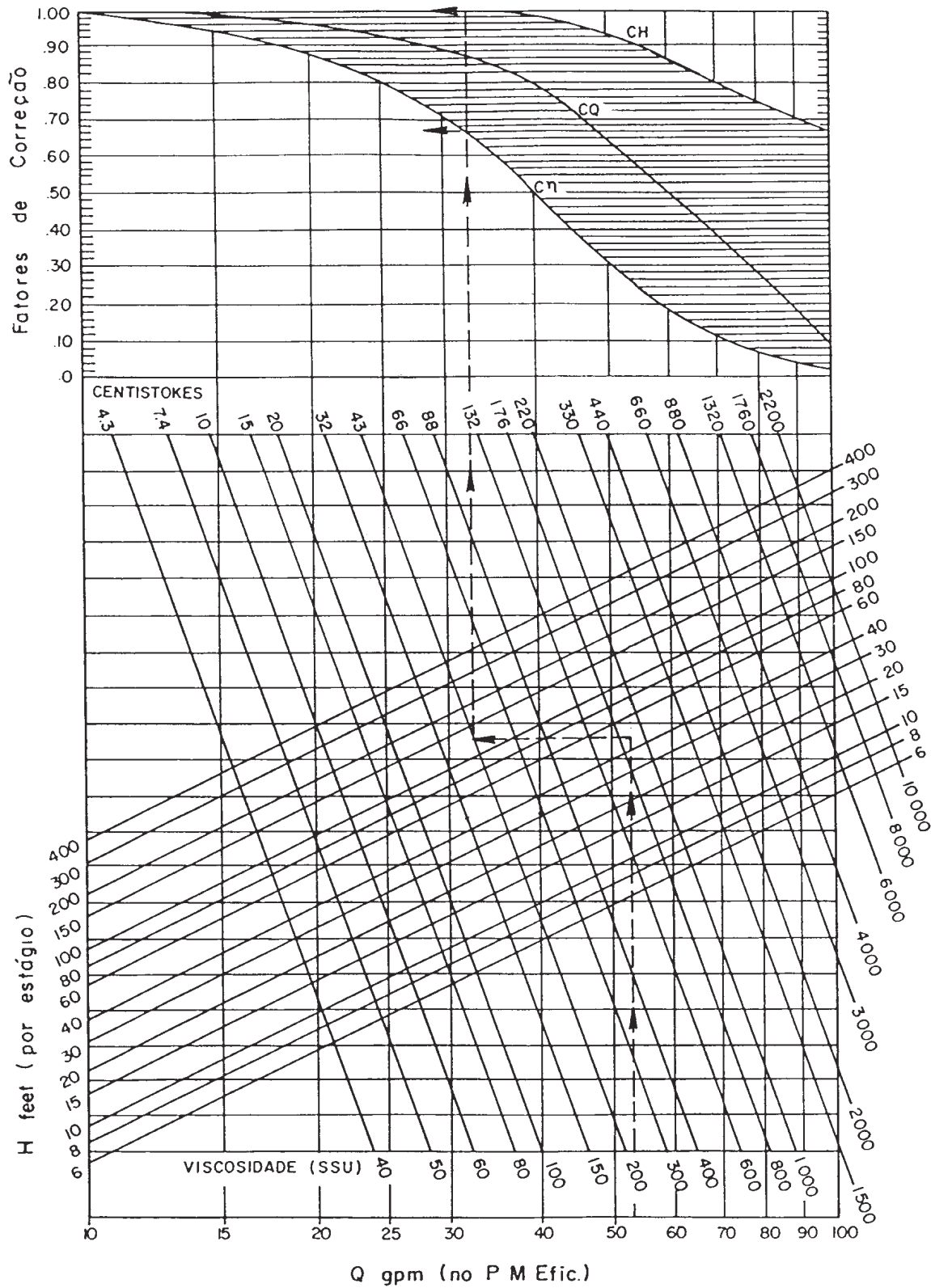
Pela tabela de perdas de carga, determinamos : $H_{pw} = 0,14$ m por 100 m de tubo.

Na figura 3 temos $K_{visF} = 0,08$ e $K_{visw} = 0,021$.

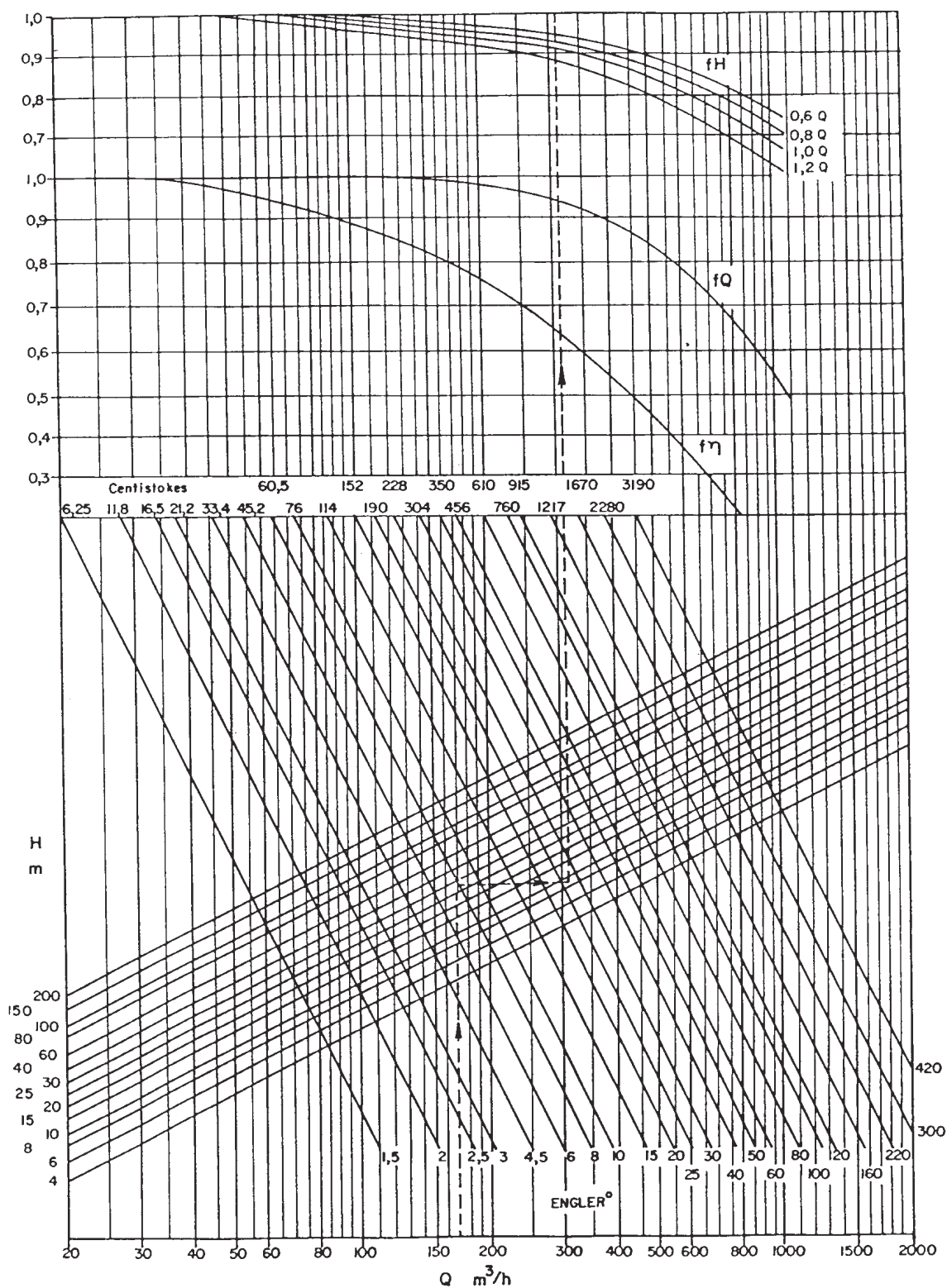
Portanto: $H_{pvis} = 0,08 / 0,021 \times 0,14 = 0,53$ m por 100 metros de tubulação.

A figura 3 serve também para mostrar se o fluxo é laminar ou turbulento. Na região de transição entre os dois tipos de fluxo por medida de segurança é recomendado usar o coeficiente de resistência 0,04.

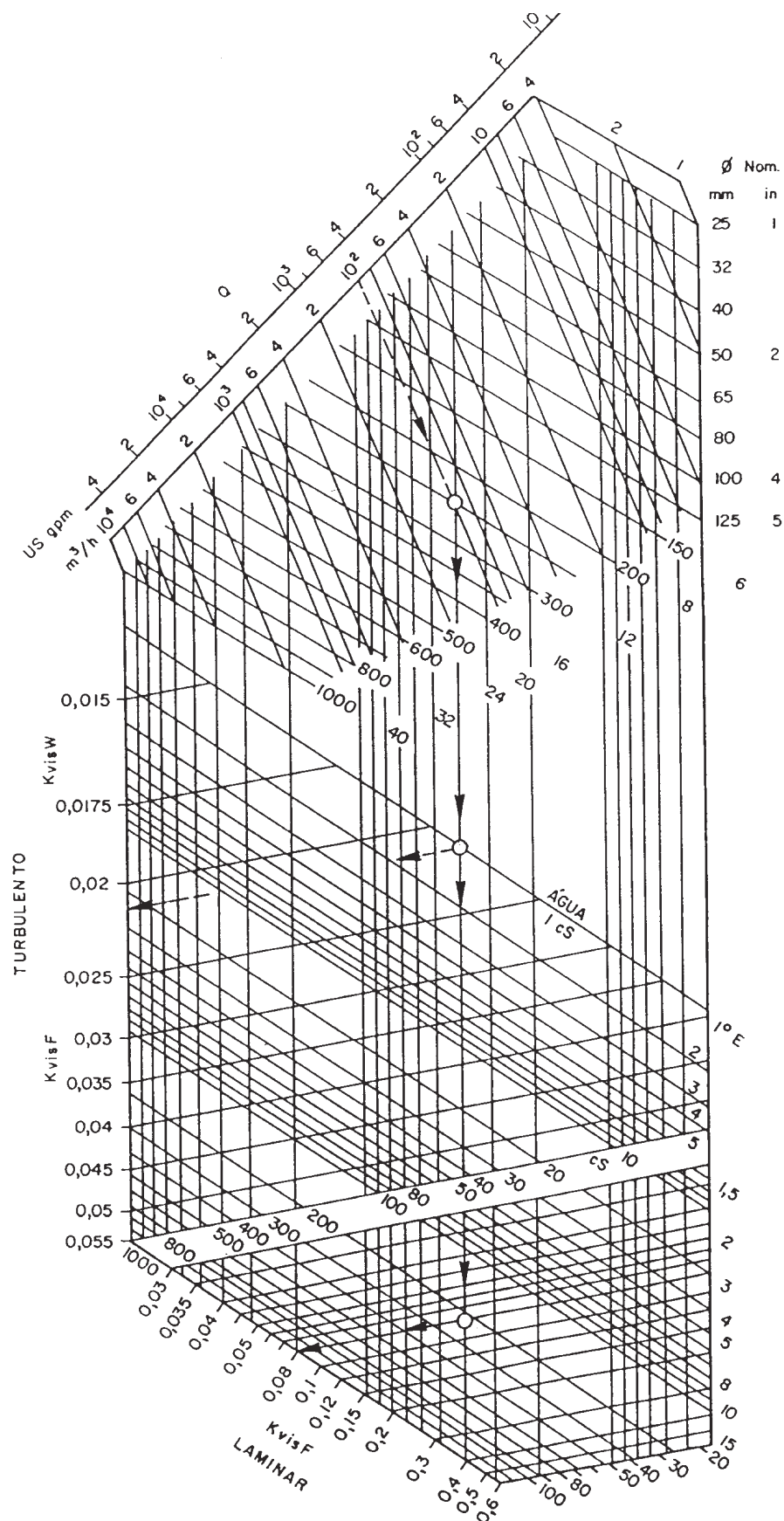
7.5 GRÁFICO DE CORREÇÃO DE PERFORMANCE PARA LÍQUIDOS VISCOSOS



7.6 DETERMINAÇÃO DA PERFORMANCE DE BOMBAS CENTRÍFUGAS PARA LÍQUIDOS VISCOSOS



7.7 COEFICIENTE KVIS PARA O EFEITO DA VISCOSIDADE EM TUBULAÇÕES RETAS



7.8 TABELA 1 - PRESSÃO DE VAPOR E DENSIDADE DA ÁGUA

t °C	T K	p _D bar	ρ kg/dm³	t °C	T K	p _D bar	ρ kg/dm³	t °C	T K	p _D bar	ρ kg/dm³
0	273.15	0.00611	0.9998	61	334.15	0.2086	0.9826	138	411.15	3.414	0.9276
1	274.15	0.00657	0.9999	62	335.15	0.2184	0.9821	140	413.15	3.614	0.9258
2	275.15	0.00706	0.9999	63	336.15	0.2286	0.9816	145	418.15	4.155	0.9214
3	276.15	0.00758	0.9999	64	337.15	0.2391	0.9811	150	423.15	4.760	0.9168
4	277.15	0.00813	1.0000	65	338.15	0.2501	0.9805	155	428.15	5.433	0.9121
5	278.15	0.00872	1.0000	66	339.15	0.2615	0.9799	160	433.15	6.181	0.9073
6	279.15	0.00935	1.0000	67	340.15	0.2733	0.9793	165	438.15	7.008	0.9024
7	280.15	0.01001	0.9999	68	341.15	0.2856	0.9788	170	443.15	7.920	0.8973
8	281.15	0.01072	0.9999	69	342.15	0.2984	0.9782	175	448.15	8.924	0.8921
9	282.15	0.01147	0.9998	70	343.15	0.3116	0.9777	180	453.15	10.027	0.8869
10	283.15	0.01227	0.9997	71	344.15	0.3253	0.9770	185	458.15	11.233	0.8815
11	284.15	0.01312	0.9997	72	345.15	0.3396	0.9765	190	463.15	12.551	0.8760
12	285.15	0.01401	0.9996	73	346.15	0.3543	0.9760	195	468.15	13.987	0.8704
13	286.15	0.01497	0.9994	74	347.15	0.3696	0.9753	200	473.15	15.55	0.8647
14	287.15	0.01597	0.9993	75	348.15	0.3855	0.9748	205	478.15	17.243	0.8588
15	288.15	0.01704	0.9992	76	349.15	0.4019	0.9741	210	483.15	19.077	0.8528
16	289.15	0.01817	0.9990	77	350.15	0.4189	0.9735	215	488.15	21.060	0.8467
17	290.15	0.01936	0.9988	78	351.15	0.4365	0.9729	220	493.15	23.198	0.8403
18	291.15	0.02062	0.9987	79	352.15	0.4547	0.9723	225	498.15	25.501	0.8339
19	292.15	0.02196	0.9985	80	353.15	0.4736	0.9716	230	503.15	27.976	0.8273
20	293.15	0.02337	0.9983	81	354.15	0.4931	0.9710	235	508.15	30.632	0.8205
21	294.15	0.02485	0.9981	82	355.15	0.5133	0.9704	240	513.15	33.478	0.8136
22	295.15	0.02642	0.9978	83	356.15	0.5342	0.9697	245	518.15	36.523	0.8065
23	296.15	0.02808	0.9976	84	357.15	0.5557	0.9691	250	523.15	39.776	0.7992
24	297.15	0.02982	0.9974	85	358.15	0.5780	0.9684	255	528.15	43.246	0.7916
25	298.15	0.03166	0.9971	86	359.15	0.6011	0.9678	260	533.15	46.943	0.7839
26	299.15	0.03360	0.9968	87	360.15	0.6249	0.9671	265	538.15	50.877	0.7759
27	300.15	0.03564	0.9966	88	361.15	0.6495	0.9665	270	543.15	55.058	0.7678
28	301.15	0.03778	0.9963	89	362.15	0.6749	0.9658	275	548.15	59.496	0.7593
29	302.15	0.04004	0.9960	90	363.15	0.7011	0.9652	280	553.15	64.202	0.7505
30	303.15	0.04241	0.9957	91	364.15	0.7281	0.9644	285	558.15	69.186	0.7415
31	304.15	0.04491	0.9954	92	365.15	0.7561	0.9638	290	563.15	74.461	0.7321
32	305.15	0.04753	0.9951	93	366.15	0.7849	0.9630	295	568.15	80.037	0.7223
33	306.15	0.05029	0.9947	94	367.15	0.8146	0.9624	300	573.15	85.927	0.7122
34	307.15	0.05318	0.9944	95	368.15	0.8453	0.9616	305	578.15	92.144	0.7017
35	308.15	0.05622	0.9940	96	369.15	0.8769	0.9610	310	583.15	98.700	0.6906
36	309.15	0.05940	0.9937	97	370.15	0.9094	0.9602	315	588.15	105.61	0.6791
37	310.15	0.06274	0.9933	98	371.15	0.9430	0.9596	320	593.15	112.89	0.6669
38	311.15	0.06624	0.9930	99	372.15	0.9776	0.9586	325	598.15	120.56	0.6541
39	312.15	0.06991	0.9927	100	373.15	1.0133	0.9581	330	603.15	128.63	0.6404
40	313.15	0.07375	0.9923	102	375.15	1.0878	0.9567	340	613.15	146.05	0.6102
41	314.15	0.07777	0.9919	104	377.15	1.1668	0.9552	350	623.15	165.35	0.5743
42	315.15	0.08198	0.9915	106	379.15	1.2504	0.9537	360	633.15	186.75	0.5275
43	316.15	0.08639	0.9911	108	381.15	1.3390	0.9522	370	643.15	210.54	0.4518
44	317.15	0.09100	0.9907	110	383.15	1.4327	0.9507	374.15	647.30	221.2	0.3154
45	318.15	0.09582	0.9902	112	385.15	1.5316	0.9491				
46	319.15	0.10086	0.9898	114	387.15	1.6362	0.9476				
47	320.15	0.10612	0.9894	116	389.15	1.7465	0.9460				
48	321.15	0.11162	0.9889	118	391.15	1.8628	0.9445				
49	322.15	0.11736	0.9884	120	393.15	1.9854	0.9429				
50	323.15	0.12335	0.9880								
51	324.15	0.12961	0.9876								
52	325.15	0.13613	0.9871	122	395.15	2.1145	0.9412				
53	326.15	0.14293	0.9866	124	397.15	2.2504	0.9396				
54	327.15	0.15002	0.9862	126	399.15	2.3933	0.9379				
55	328.15	0.15741	0.9857	128	401.15	2.5435	0.9362				
56	329.15	0.16511	0.9852	130	403.15	2.7013	0.9346				
57	330.15	0.17313	0.9846								
58	331.15	0.18147	0.9842	132	405.15	2.8670	0.9328				
59	332.15	0.19016	0.9837	134	407.15	3.041	0.9311				
60	333.15	0.19920	0.9832	136	409.15	3.223	0.9294				

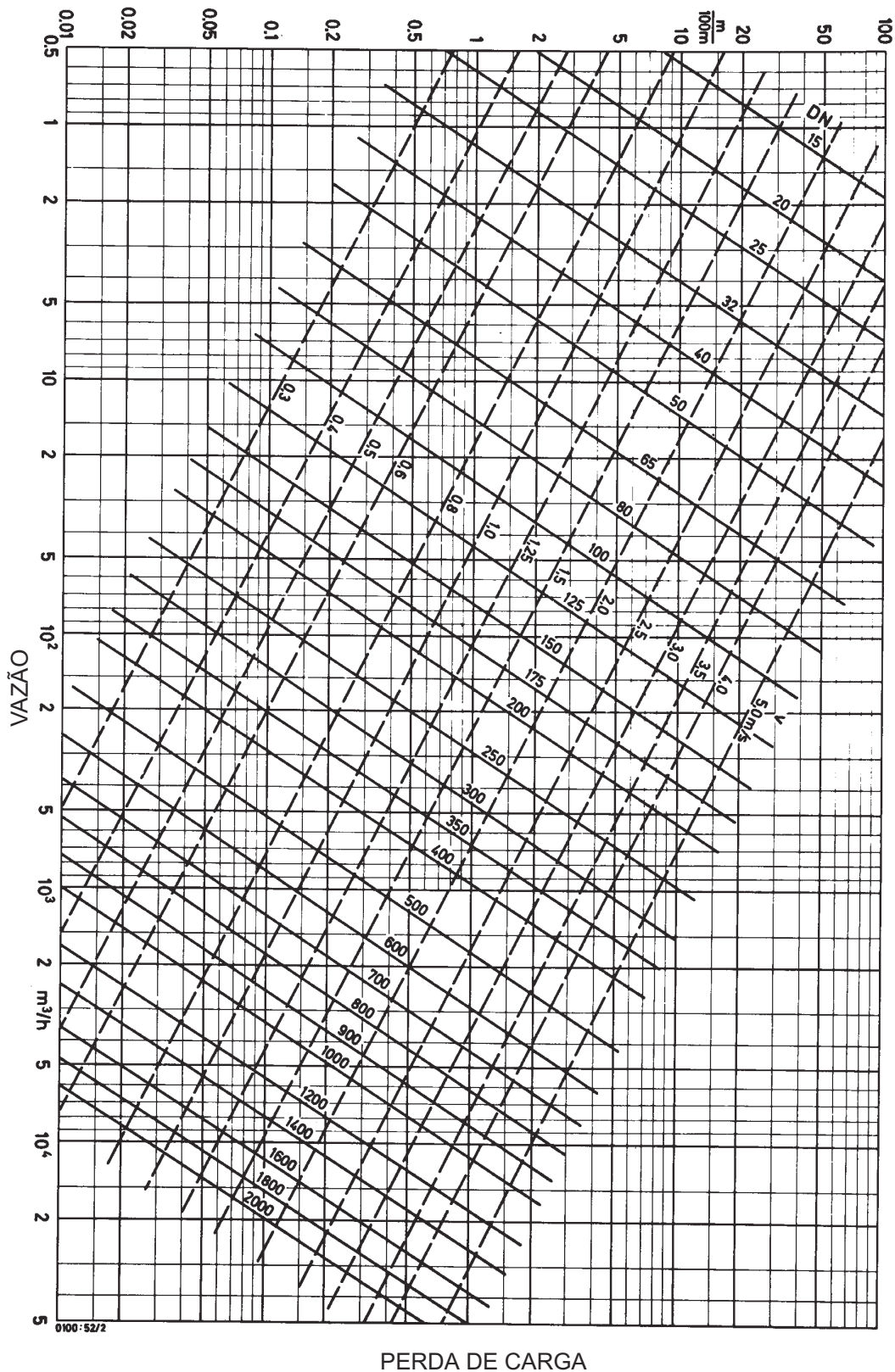
7.9 TABELA 2 - PRESSÃO DE VAPOR DE VÁRIOS LÍQUIDOS

Temperature		Ethane C ₂ H ₆	Acetone (CH ₃) ₂ CO	Ammonia NH ₃	Ethyl alcohol C ₂ H ₅ OH	n-Butane C ₄ H ₁₀	i-Butane C ₄ H ₁₀	Benzol C ₆ H ₆	Aniline C ₆ H ₅ NH ₂	Ether C ₂ H ₅ OC ₂ H ₅	Formic acid CH ₂ O ₂	Acetic acid C ₂ H ₄ O ₂	n-Propane C ₃ H ₈	Methyl alcohol CH ₄ O	Sulphurous acid H ₂ SO ₃	Carbon disulphide CS ₂	Toluol C ₇ H ₈	Carbon tetrachloride CCl ₄
t	T	Vapour pressure p _D in bar																
°C	K																	
-50	223	5.517	0.00319	0.409		0.103				0.0127			0.707		0.1157			
-45	228	6.574		0.545									0.890		0.1598			
-40	233	7.776		0.718		0.179				0.0255			1.115		0.2157			
-35	238	9.129		0.932									1.379		0.2883			
-30	243	10.65	0.0149	1.195		0.294	0.483			0.050			1.672		0.3805	0.0335		
-25	248	12.34		1.516									2.017		0.4942			
-20	253	14.23	0.0293	1.902		0.469	0.748			0.0883			2.423		0.6355	0.0609		0.0129
-15	258	16.31		2.363									2.889		0.8071			0.0180
-10	263	18.59	0.0516	2.909		0.691	1.103			0.150			3.405		1.014	0.1047		0.0246
- 5	268	21.10		3.549									4.015		1.2611			0.0330
± 0	273	23.76	0.0856	4.294	0.0159	1.039	1.613	0.0354		0.247		0.0044	4.684	0.0381	1.554	0.1697		0.0439
5	278	26.86	0.115	5.157						0.311			5.453		1.899			0.0576
10	283	30.16	0.1542	6.149	0.0306	1.50	2.201	0.0606		0.389	0.0245	0.0085	6.339	0.0699	2.302	0.2648	0.017	0.0746
15	288	33.76	0.196	7.283						0.481			7.298		2.768			0.0956
20	293	37.75	0.246	8.572	0.0568	2.069	3.119	0.0996		0.589	0.0419	0.0156	8.334	0.1227	3.305	0.3996	0.0298	0.1213
25	298	42.15	0.306	10.03						0.716			9.489		3.9197			0.1527
30	303	47.07	0.377	11.67	0.1008	2.824	4.232	0.1578		0.864	0.0688	0.0275	10.807	0.2068	4.619	0.5848	0.0489	0.1907
35	308		0.462	13.498									12.219		5.411			0.2349
40	313		0.562	15.54	0.1722	3.765	5.609	0.2412		1.228	0.1097	0.0464	13.739	0.336	6.303	0.8306	0.0784	0.2876
45	318		0.681	17.81									15.455		7.303			0.3499
50	323		0.817	20.33	0.2836	4.98	7.257	0.3589	0.00319	1.702	0.1696	0.0754	17.269	0.5283	8.417	1.1466	0.121	0.4228
55	328																	0.5057
60	333		1.118		0.4519	6.37	9.267	0.5188	0.0075	2.306	0.2549	0.1186	20.89	0.8095		1.549	0.1863	0.6010
65	338																	0.7078
70	343		1.55		0.6979	8.14	11.719	0.7301	0.0139	3.061	0.3733	0.1812	25.79	1.1954			0.2689	0.8296
75	348																	
80	353		2.08		1.047	10.20		1.0052	0.0239	3.991	0.533	0.269	31.38	1.7298		2.700	0.3818	1.1169
85	358												34.127					
90	363		2.76		1.531	12.55		1.355	0.0389	5.121	0.7439	0.3915	36.58	2.445			0.5369	1.4828
95	368												39.91					
100	373		3.60		2.184	15.40		1.795	0.0609	6.478	1.0159	0.556		3.384		4.333	0.7354	1.9505
105	378																	
110	383		4.65		3.045	18.34		2.331	0.0922	8.092		0.774		4.595			0.9924	2.5164
115	388																	
120	393		5.89		4.159	21.77		2.984	0.1327	9.992		1.059		6.131		6.999	1.267	3.1911
125	398																	
130	403		7.38		5.572	25.69		3.766	0.1926	12.209		1.423		8.050			1.7407	3.956
135	408																	
140	413		9.15					4.694	0.2719	14.768		1.885				10.399	2.2457	4.945
145	418																	
150	423		11.28							17.711		2.499					2.824	6.073

7.10 TABELA 3 - DENSIDADE DE VÁRIOS LÍQUIDOS NA PRESSÃO ATMOSFÉRICA

t °C	T K	Ethane C ₂ H ₆	Acetone (CH ₃) ₂ CO	Ammonia NH ₃	Ethyl alcohol C ₂ H ₅ OH	n-Butane C ₄ H ₁₀	i-Butane C ₄ H ₁₀	Benzol C ₆ H ₆	Aniline C ₆ H ₅ NH ₂	Ether C ₂ H ₅ OC ₂ H ₅	Formic acid CH ₂ O ₂	Acetic acid C ₂ H ₄ O ₂	n-Propane C ₃ H ₈	Methyl alcohol CH ₄ O	Sulphurous acid H ₂ SO ₃	Carbon disulphide CS ₂	Toluol C ₇ H ₈	Carbon tetrachloride CCl ₄	Heavy water D ₂ O
		Density ρ in kg/dm ³																	
-100	173	0.5589	0.920			0.6900				0.842						1.432			
- 90	183	0.5479				0.6827											0.9697		
- 80	193	0.5367				0.6744							0.6240				0.9604		
- 70	203	0.5250				0.6663							0.6134				0.9509		
- 60	213	0.5125				0.6577							0.6025				0.9419		
- 50	223	0.4993	0.868	0.695		0.6492				0.790			0.5910		1.555	1.362	0.9327		
- 40	233	0.4850	0.855			0.6400							0.5793				0.9234		
- 30	243	0.4700				0.6306	0.6156						0.5680		1.509		0.9141		
- 20	253	0.4526	0.832			0.6210	0.6052						0.5555				0.9049	1.670	
- 10	263	0.4339				0.6107	0.5940						0.5430		1.460		0.8956		
± 0	273	0.4117	0.812	0.636	0.8080	0.6008	0.5835	0.9001	1.039	0.736			0.5300	0.810	1.435	1.292	0.8863	1.630	(1.105)
10	283	0.3865			0.7990	0.5898	0.5718	0.8920					0.5160	0.801			0.8769		1.107
20	293	0.3502	0.791	0.609	0.7902	0.5788	0.5590	0.8790	1.022	0.714	1.220	1.049	0.5015	0.792	1.380	1.262	0.8677	1.585	1.105
30	303	0.2860			0.7815	0.5665	0.5462	0.8675					0.4860	0.783			0.8583		
40	313		0.765		0.7726	0.5546	0.5340	0.8576			1.192	1.028	0.4690	0.774			0.8489	1.545	1.100
50	323		0.756	0.561	0.7634	0.5422	0.5198	0.8460	0.996	0.676	1.184	1.018	0.4500	0.765			0.8395		
60	333		0.740		0.7546	0.5284	0.5052	0.8357			1.169	1.003	0.4328	0.755			0.8301	1.505	1.090
70	343				0.7452	0.5148	0.4900	0.8248					0.4090	0.746			0.8205		
80	353				0.7357	0.5003		0.8145					0.980	0.3764	0.736		0.8110	1.460	1.070
90	363				0.7260	0.4848		0.8041					0.3230	0.725			0.8012		
100	373			0.458	0.7158	0.4680		0.7927	0.951	0.611		0.960		0.714	1.110		0.7914	1.420	1.040
110	383				0.7048	0.4492		0.7809						0.702			0.7813		
120	393				0.6927	0.4272		0.7692						0.691			0.7710		
130	403				0.6791	0.4003		0.7568						0.678			0.7608		
140	413					0.3620		0.7440									0.7501		
150	423					0.2900		0.7310		0.518		0.896					0.7392	1.310	

7.11 GRÁFICO PARA CÁLCULO DA PERDA DE CARGA EM FUNÇÃO DO DIÂMETRO INTERNO DA TUBULAÇÃO, VELOCIDADE DO FLUXO E VAZÃO



8 BIBLIOGRAFIA

- Manual de Seleção e Aplicação de Bombas Centrífugas
KSB Bombas Hidráulicas S/A
3ª Edição - Setembro/91
- Manuais Técnicos
KSB Bombas Hidráulicas S/A
- Bombas e Instalações de Bombeamento
Archibald Joseph Macyntire
Editora Guanabara - 2ª Edição
- Bombas Industriais
Edson Ezequiel de Mattos e Reinaldo de Falco
Editora Técnica Ltda - 1989
- Bombas, Válvulas e Acessórios
Raúl Peragallo Torreira
Editora Libris - 1996
- Centrifugal Pump Lexicon
KSB Aktiengesellschaft - 1990
- Centrifugal Pump Design
KSB Aktiengesellschaft
- Manual de Hidráulica
Azevedo Netto / G. A. Alvarez
Editora Edgard Blücher Ltda - 7ª Edição

ÍNDICE

GERAL

ÍNDICE

1	Introdução	07
1.1	Símbolos e Denominações	08
1.2	Fluido	10
1.2.1	Fluido Ideal	10
1.2.2	Fluido Incompressível	10
1.2.3	Líquido Perfeito	10
1.3	Peso específico, massa específica, densidade	11
1.3.1	Peso específico	11
1.3.2	Massa específica	11
1.3.3	Relação entre peso específico e massa específica	11
1.3.4	Densidade	12
1.4	Viscosidade	12
1.4.1	Lei de Newton	13
1.4.2	Viscosidade dinâmica ou absoluta	13
1.4.3	Viscosidade cinemática	13
1.4.4	Outras escalas de viscosidade	14
1.5	Pressão	17
1.5.1	Lei de Pascal	17
1.5.2	Teorema de Stevin	17
1.5.3	Carga de pressão/Altura de coluna de líquido	18
1.5.4	Influência do peso específico, na relação entre pressão e altura da coluna de líquido	18
1.5.5	Escalas de pressão	19
1.5.6	Pressão absoluta	19
1.5.7	Pressão atmosférica	19
1.5.8	Pressão manométrica	19
1.5.9	Relação entre pressões	20
1.5.10	Escalas de referência para medidas de pressão	20
1.5.11	Pressão de vapor	20
1.6	Escoamento	22
1.6.1	Regime permanente	22
1.6.2	Regime laminar	22
1.6.3	Regime turbulento	22
1.6.4	Experiência de Reynolds	22
1.6.5	Limite do número de Reynolds para tubos	23
1.7	Vazão e velocidade	24
1.7.1	Vazão volumétrica	24
1.7.2	Vazão mássica	24
1.7.3	Vazão em peso	24
1.7.4	Relação entre vazões	25
1.7.5	Velocidade	25
1.8	Equação da continuidade	26
1.9	Energia	27
1.9.1	Princípio da conservação de energia	27
1.9.2	Energia potencial, de posição ou geométrica	27
1.9.3	Energia de pressão	27
1.9.4	Energia cinética ou de velocidade	27

ÍNDICE

1.10	<i>Teorema de Bernouilli</i>	28
1.10.1	Adaptação do teorema de Bernouilli para líquidos reais	29
1.11	<i>Perdas de carga em tubulações</i>	30
1.11.1	Introdução	30
1.11.2	Tipos de perdas de carga	30
1.11.3	Distribuída	30
1.11.4	Localizada	30
1.11.5	Total	30
1.11.6	Fórmulas para cálculo de perda de carga distribuída	31
1.11.7	Fórmula de Flamant	31
1.11.8	Fórmula de Fair-Whipple-Hsiao	31
1.11.9	Fórmula de Hazen-Williams	32
1.11.10	Fórmula de Darcy-Weisback	35
1.11.11	Determinação do coeficiente de atrito utilizando o diagrama de Moody-Rouse	36
1.11.12	Exemplo de determinação do coeficiente de atrito por Moody	37
1.11.13	Limitações quanto ao emprego das fórmulas apresentadas	38
1.11.14	Fórmulas de perda de carga localizadas	38
1.11.15	Expressão geral	38
1.11.16	Método do comprimento equivalente	43
1.11.17	Comprimentos equivalentes a perdas localizadas	44
1.11.18	Comprimentos equivalentes a perdas localizadas	45
1.11.19	Tabelas de leitura direta	46

ÍNDICE

2	<i>Introdução</i>	51
2.1	<i>Altura estática e Altura dinâmica</i>	52
2.1.1	Altura estática	52
2.1.2	Altura geométrica	52
2.1.3	Carga de pressão	52
2.2	<i>Altura dinâmica</i>	52
2.2.1	Perda de carga total (Hp)	52
2.2.2	Carga de velocidade	52
2.3	<i>Altura total do sistema</i>	54
2.4	<i>Altura de sucção</i>	54
2.4.1	Altura geométrica de sucção	54
2.4.2	Carga de pressão na sucção	54
2.4.3	Perdas de carga na sucção	54
2.4.4	Carga de velocidade na sucção	54
2.5	<i>Esquemas típicos de sucção</i>	55
2.6	<i>Sucção positiva ou bomba “afogada”</i>	56
2.7	<i>Sucção negativa ou bomba “não afogada”</i>	56
2.8	<i>Altura de descarga (Hd)</i>	57
2.8.1	Altura geométrica de descarga (Hgeod)	57
2.8.2	Carga de pressão na descarga	57
2.8.3	Perdas de carga na descarga (Hps)	57
2.8.4	Carga de velocidade na descarga	57
2.9	<i>Esquemas típicos de descarga</i>	57
2.10	<i>Altura manométrica total</i>	59
2.11	<i>Cálculo da Altura manométrica do sistema na fase de projeto</i>	59
2.12	<i>Cálculo da altura manométrica do sistema na fase de operação</i>	60
2.13	<i>Curva característica do sistema</i>	60
2.13.1	Levantamento da curva do sistema	61
2.14	<i>Associação de sistemas</i>	62
2.14.1	Associação em série	62
2.14.2	Esquema de uma associação em série	63
2.14.3	Associação em paralelo	64
2.14.4	Esquema de uma associação em paralelo	64
2.14.5	Associação mista	65
2.15	<i>Variação de níveis em reservatórios</i>	66
2.16	<i>Bombeamento simultâneo a 2 ou mais reservatórios distintos</i>	67
2.17	<i>Abastecimento por gravidade</i>	69

ÍNDICE

3	<i>Introdução</i>	75
3.1	<i>Curvas características das bombas</i>	77
3.1.1	Obtenção da curva característica de uma bomba	77
3.2	<i>Tipos de curvas características das bombas</i>	79
3.2.1	Curva tipo estável ou tipo rising	79
3.2.2	Curva tipo instável ou tipo drooping	80
3.2.3	Curva tipo inclinado acentuado ou tipo steep	80
3.2.4	Curva tipo plana ou tipo flat	80
3.2.5	Curva tipo instável	81
3.3	<i>Curva de potência consumida pela bomba</i>	81
3.3.1	Tipos de curvas de potência consumida	81
3.3.2	Curva de potência consumida de uma bomba de fluxo misto ou semi-axial	82
3.3.3	Curva de potência consumida de uma bomba de fluxo radial	82
3.3.4	Curva de potência consumida de uma bomba de fluxo axial	82
3.4	<i>Cálculo da potência consumida pela bomba</i>	83
3.4.1	Potência hidráulica	83
3.4.2	Potência consumida pela bomba	83
3.5	<i>Rendimento</i>	83
3.5.1	Curvas de rendimento	84
3.5.2	Curvas de isorendimento	84
3.5.3	Exemplo de curva de isorendimento	85
3.6	<i>Curva de NPSH (Net Positive Suction Head)</i>	86
3.7	<i>Considerações finais</i>	86
3.7.1	Exemplo de uma curva característica completa	87
3.8	<i>Ponto de trabalho</i>	88
3.8.1	Fatores que modificam o ponto de trabalho	88
3.8.2	Alteração do ponto de trabalho atuando no sistema	89
3.8.3	Alteração do ponto de trabalho atuando na bomba	90
3.9	<i>Efeito da mudança de rotação nas curvas características</i>	90
3.10	<i>Efeito da variação do diâmetro do rotor nas curvas características</i>	92
3.10.1	Cálculo do diâmetro do rotor	93
3.11	<i>Formas de reduzir o diâmetro do rotor</i>	95
3.12	<i>Velocidade específica ou rotação específica</i>	97
3.12.1	Aplicação da velocidade específica	97
3.13	<i>Tipos de rotores x velocidade específica</i>	98

ÍNDICE

4	<i>Introdução</i>	103
4.1	<i>Cavitação/NPSH</i>	105
4.1.1	Pressão de vapor	105
4.1.2	O fenômeno da cavitação	106
4.1.3	Consequências da cavitação	107
4.1.4	Exemplo de um rotor “cavitado”	108
4.1.5	Cavitação, erosão e corrosão	109
4.2	<i>NPSH (Net Positive Suction Head)</i>	109
4.2.1	NPSH disponível	109
4.2.2	NPSH requerido	110
4.3	<i>Linhas de referência para medições hidráulicas</i>	111
4.4	<i>Representação gráfica do NPSH requerido</i>	113
4.5	<i>Fatores que modificam o NPSH disponível</i>	114
4.6	<i>Fatores que modificam o NPSH requerido</i>	114
4.6.1	Representação gráfica da redução do NPSHr de um rotor com indutor	115
4.7	<i>Cálculo do NPSH requerido para bombas ETA</i>	116
4.8	<i>Coefficiente de cavitação/Número de Thoma</i>	116
4.9	<i>Velocidade específica de sucção</i>	117
4.10	<i>NPSH para outros líquidos</i>	117
4.10.1	Redução do NPSH para bombas operando com hidrocarbonetos e água em alta temperatura	118
4.11	<i>Recirculação hidráulica</i>	119
4.11.1	Sistema de recirculação contínua	120
4.11.2	Válvula de vazão mínima	120
4.12	<i>Materiais resistentes a cavitação</i>	121

ÍNDICE

5	<i>Introdução</i>	127
5.1	<i>Associação em paralelo</i>	129
5.1.1	Associação de duas bombas iguais em paralelo	129
5.1.2	Associação de bombas iguais com curva estável	130
5.1.3	Associação de bombas com curvas diferentes e estáveis	132
5.1.4	Associação de bombas iguais com variação da altura geométrica/estática	133
5.1.5	Associação de bombas iguais com curvas instáveis	134
5.2	<i>Escolha do número de bombas</i>	136
5.3	<i>Precauções a serem tomadas em associações de bombas em paralelo</i>	137
5.3.1	Vazão excessiva	137
5.3.2	Vazão reduzida	138
5.4	<i>Associação de bombas em série</i>	139
5.5	<i>Bombas de vários estágios</i>	142
5.6	<i>Conclusões</i>	142

ÍNDICE

6	<i>Introdução</i>	149
6.1	<i>Bombas</i>	151
6.1.1	Formas de acionamento	151
6.2	<i>Classificação das bombas</i>	151
6.2.1	Bombas centrífugas	151
6.2.1.1	Classificação da bombas centrífugas	151
6.2.2	Bombas de deslocamento positivo	152
6.3	<i>Bombas centrífugas - Classificação</i>	154
6.3.1	Bomba centrífuga com rotor em balanço	155
6.3.2	Bomba centrífuga com rotor entre mancais	156
6.3.3	Bomba centrífuga tipo turbina (verticais)	157
6.4	<i>Componentes das bombas centrífugas e suas principais características</i>	163
6.5	<i>Rotor</i>	165
6.5.1	Critérios para a seleção de tipos de rotores	165
6.6	<i>Corpo espiral (ou voluta)</i>	169
6.6.1	Norma	171
6.6.2	Nomenclatura	171
6.6.3	Faceamento	171
6.6.4	Pressão nominal	172
6.6.5	Seleção	172
6.6.6	Tabelas	173
6.6.6.1	Tabela 1 - ANSI - Flanges e contra-flanges	174
6.6.6.2	Tabela 2 - DIN - Flanges e contra-flanges	175
6.6.6.3	Tabela 3 - DIN - Flanges e contra-flanges (Pressões e medidas usuais - KSB)	176
6.6.6.4	Tabela 4 - ANSI - Pressão admissível (bar) x Temperatura Máxima (°C)	177
6.6.6.5	Tabela 5 - DIN - Pressão admissível (bar) x Temperatura Máxima (°C)	178
6.7	<i>Difusor</i>	179
6.8	<i>Eixo</i>	179
6.9	<i>Luva protetora do eixo</i>	181
6.10	<i>Aneis de desgaste</i>	182
6.11	<i>Caixa de selagem</i>	183
6.12	<i>Gaxetas</i>	183
6.12.1	Limites de aplicação	185
6.13	<i>Selo mecânico</i>	186
6.13.1	Selos padronizados	188
6.13.2	Selos mecânicos/Dispositivos auxiliares	189
6.13.3	Planos de selagem conforme norma API, 6ª edição	190
6.13.4	Descrição dos planos de selagem	191
6.14	<i>Suporte de mancal/Cavelete de mancal</i>	192
6.15	<i>Mancais</i>	193
6.16	<i>Forças</i>	196
6.16.1	Força radial	196
6.16.2	Força axial	198
6.16.2.1	Rotor de dupla sucção	199
6.16.2.2	Furos de alívio no rotor/Anéis de desgaste	199
6.16.2.3	Palhetas traseiras	200

ÍNDICE

6.16.2.4	Arranjo de rotores	200
6.16.2.5	Disco e contra-disco	201
6.16.2.6	Tambor ou pistão de equilíbrio	201
6.16.2.7	Combinação pistão/disco de equilíbrio	202
6.17	Normas	203

ÍNDICE

7	<i>Líquidos viscosos</i>	209
7.1	<i>Viscosidade</i>	209
7.2	<i>Bombeamento de líquidos viscosos</i>	209
7.3	<i>Limitações para o uso do gráfico dos fatores de correção</i>	212
7.3.1	Símbolos e definições usados na correção	212
7.3.2	Fórmulas de correção	212
7.4	<i>Perda de carga para fluidos viscosos em tubos retos</i>	216
7.5	<i>Gráfico de correção de performance para líquidos viscosos</i>	217
7.6	<i>Determinação da performance de bombas centrífugas p/ líquidos viscosos</i>	218
7.7	<i>Coeficiente K_{vis} para o efeito da viscosidade em tubulações retas</i>	219