

FUNDAÇÃO DE ENSINO E PESQUISA DE ITAJUBÁ
UNIVERSITAS – CENTRO UNIVERSITÁRIO DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE CIÊNCIAS EXATAS

MÁQUINAS DE FLUXO

NOTAS DE AULA

ITAJUBÁ - 2009

Estas Notas de Aula
têm por finalidade exclusiva servir
de material de apoio da disciplina
Máquinas de Fluxo,
no curso de Engenharia de
Produção do
Instituto de Ciências Exatas do
Universitas
Centro Universitário de
Itajubá,
não tendo valor comercial e
não sendo autorizado seu uso com
outras finalidades.

Não se destina a substituir a
Bibliografia Básica e Complementar
da disciplina, servindo unicamente
como roteiro de estudos.

UNIDADE 1 – CLASSIFICAÇÃO DAS MÁQUINAS DE FLUXO E DE DESLOCAMENTO

1.1 SISTEMAS FLUIDOMECÂNICOS

Denomina-se Sistema Fluidomecânico o conjunto formado por máquinas e dispositivos cuja função é extrair ou adicionar energia de um fluido de trabalho.

Os sistemas fluidomecânicos são constituídos por:

- máquinas de fluido;
- sistemas hidráulicos e pneumáticos.

As máquinas de fluido são agentes fornecedores ou receptores de energia mecânica, através da transformação da energia do/ao *fluido* nas formas de energia de pressão ou cinética.

As máquinas de fluido dividem-se, em função do tipo de energia que predomina na transformação, em dois grandes grupos:

- máquinas de fluxo;
- máquinas de deslocamento.

Nas máquinas de fluxo o escoamento do fluido é orientado por meio de lâminas ou aletas solidárias a um elemento rotativo – *rotor*. Nestas máquinas o fluido não está confinado dentro de sua carcaça, toda interação entre fluido e máquina resulta dos efeitos dinâmicos na corrente fluida.

Nas máquinas de fluxo a energia transferida é substancialmente *cinética*, através da variação da velocidade do fluido entre as pás, desde a entrada até a saída do rotor, a baixa pressão ou baixos diferenciais de pressão.

As máquinas de fluxo possuem algumas características marcantes:

- funcionam, normalmente, com alta rotação;
- relação entre potência e peso (= potência específica) elevada;
- funciona com médias e baixas pressões de trabalho;
- não operam eficientemente com fluidos de viscosidade elevada;
- trabalha, com vazão contínua;
- no processo de transformação de energia predomina a energia cinética;
- projeto e características construtivas complexas.

São exemplos de máquinas de fluxo:

Fluido de trabalho	Designação
líquido	turbina hidráulica e bomba centrífuga
gás (neutro)	ventilador, turbocompressor
vapor (água, freon, etc)	turbina a vapor, turbocompressor frigorífico
gás de combustão	turbina a gás, motor de reação

Nas máquinas de deslocamento a energia transferida é substancialmente *de pressão*, sendo que a energia cinética transferida é muito pequena, podendo ser desprezada.

Em função do princípio de deslocamento utilizado, existem diversos tipos construtivos de máquinas, que podem ser agrupados dentro dos princípios de deslocamento por engrenagens, palhetas, pistões e parafusos.

As máquinas de deslocamento possuem algumas características marcantes:

- funcionam, normalmente, com média e baixa rotação;
- relação entre potência e peso (= potência específica) média a baixa;
- funciona com altas e muito altas pressões de trabalho;
- operam eficientemente com fluidos de viscosidade elevada;
- trabalha, na maior parte dos casos, com vazão intermitente;
- no processo de transformação de energia predomina a energia de pressão;
- projeto e características construtivas mais simples.

São exemplos de máquinas de deslocamento:

Fluido de trabalho	Designação
líquido	bomba de engrenagens, de cavidade progressiva, de parafuso
gás (neutro)	compressor alternativo, compressor rotativo
vapor (freon, amônia, etc)	compressor alternativo, compressor rotativo
gás de combustão	motor alternativo de pistão

1.2 CLASSIFICAÇÃO DAS MÁQUINAS DE FLUXO

As máquinas de fluxo podem ser classificadas:

1.2.1 Segundo o sentido de transmissão da energia

- Máquinas onde os fluidos cedem energia para a máquina, que a converte em trabalho mecânico. De um modo geral, destinam-se a acionar outras máquinas, principalmente, geradores de energia elétrica. Os tipos mais comuns são:

- **Turbinas hidráulicas**
- **Moinhos de vento**
- **Rodas d'água**
- **Gerador eólico**

- Máquinas que recebem trabalho mecânico, geralmente de outra máquina, que o converte em energia cedida para os fluidos, causando aumento na energia do fluido. São exemplos deste tipo:

- **Bombas**
- **Ventiladores**
- **Turbocompressores**

A Figura 1, a seguir, esquematiza essa classificação.

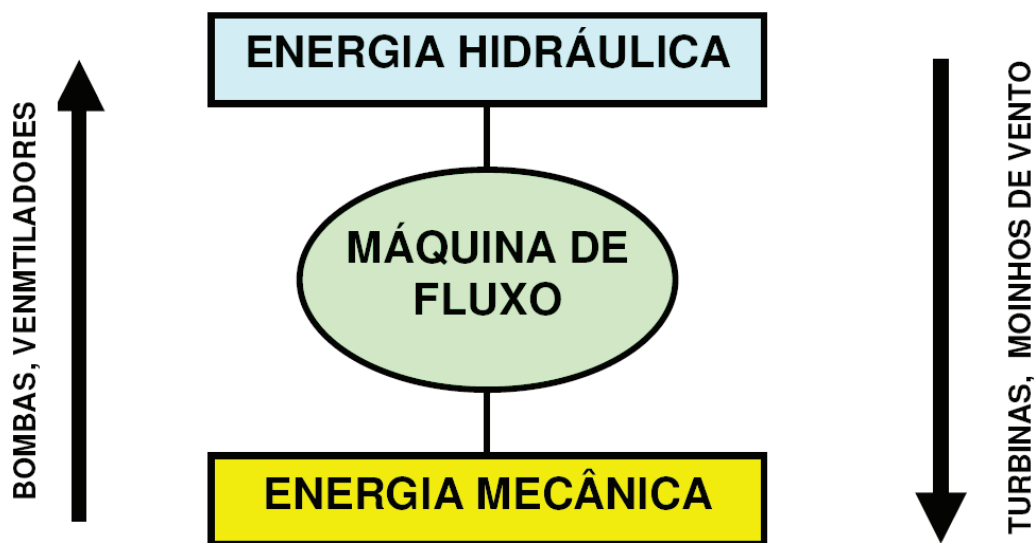


Figura 1 – Classificação das máquinas de fluxo segundo o sentido de transformação de energia

1.2.2 Segundo a direção do escoamento do fluido

- **axiais** – o escoamento é predominantemente na direção do eixo do rotor, conforme Figura 2c.

Exemplo: ventiladores, hélices;

- **radiais** – o escoamento é predominantemente na direção radial do rotor, conforme Figura 2a.

Exemplo: bomba centrífuga;

- **mistas** – o escoamento se processa na diagonal, parte axial e parte radial, conforme Figura 2b.

Exemplo: turbina Francis.

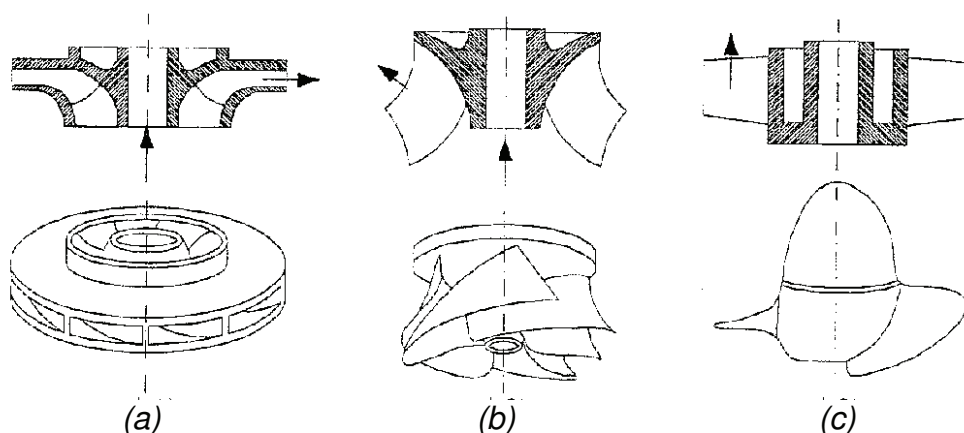


Figura 2 – Classificação das máquinas de fluxo segundo a direção do escoamento de fluido

1.2.3 Segundo a forma dos canais entre as pás do rotor

As máquinas de fluxo podem ser classificadas em:

- **máquinas de ação:** são máquinas acionadas por um ou mais jatos livres de alta velocidade. Cada jato é acelerado em um bocal separado do rotor. Nestas máquinas o rotor gira mesmo sem estar cheio de fluido e toda energia disponível do escoamento é convertida em energia cinética à pressão atmosférica. A Figura 3 mostra exemplos de máquinas de ação;

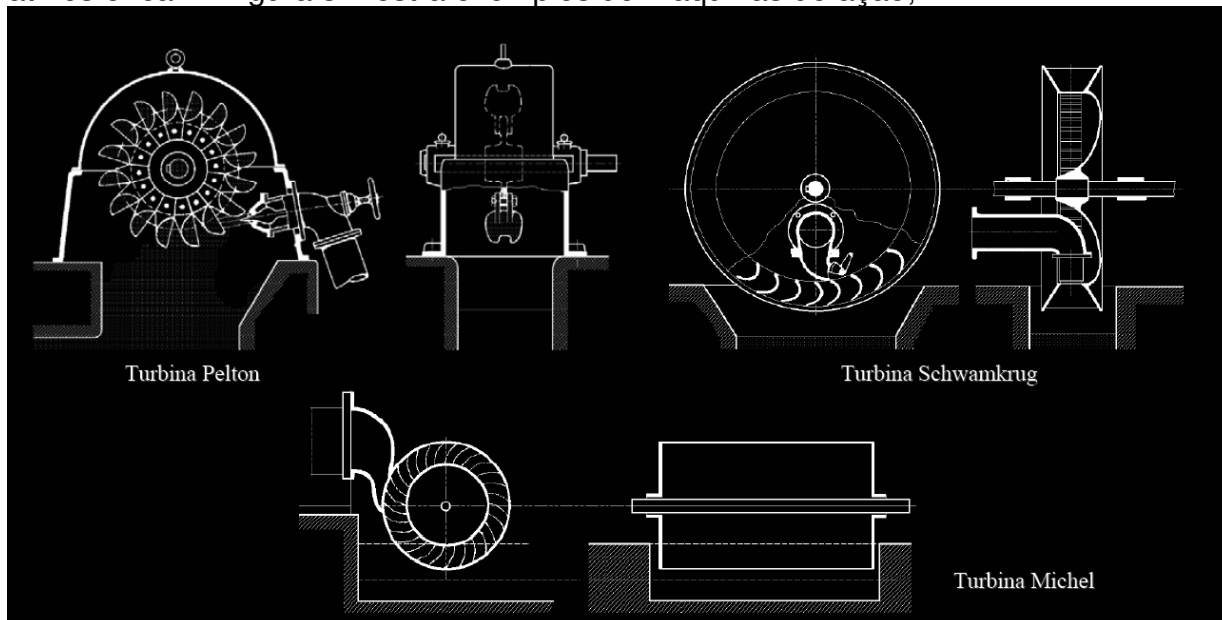


Figura 3 – Exemplos de máquinas de fluxo de ação

- **máquinas de reação:** são máquinas onde parte da energia do fluido é transformada em energia cinética antes da entrada no rotor, durante sua passagem por perfis ajustáveis (distribuidor), e o restante da transformação ocorre no próprio rotor. Nestas máquinas o rotor fica preenchido de líquido. A Figura 4 mostra exemplos de máquinas de reação.

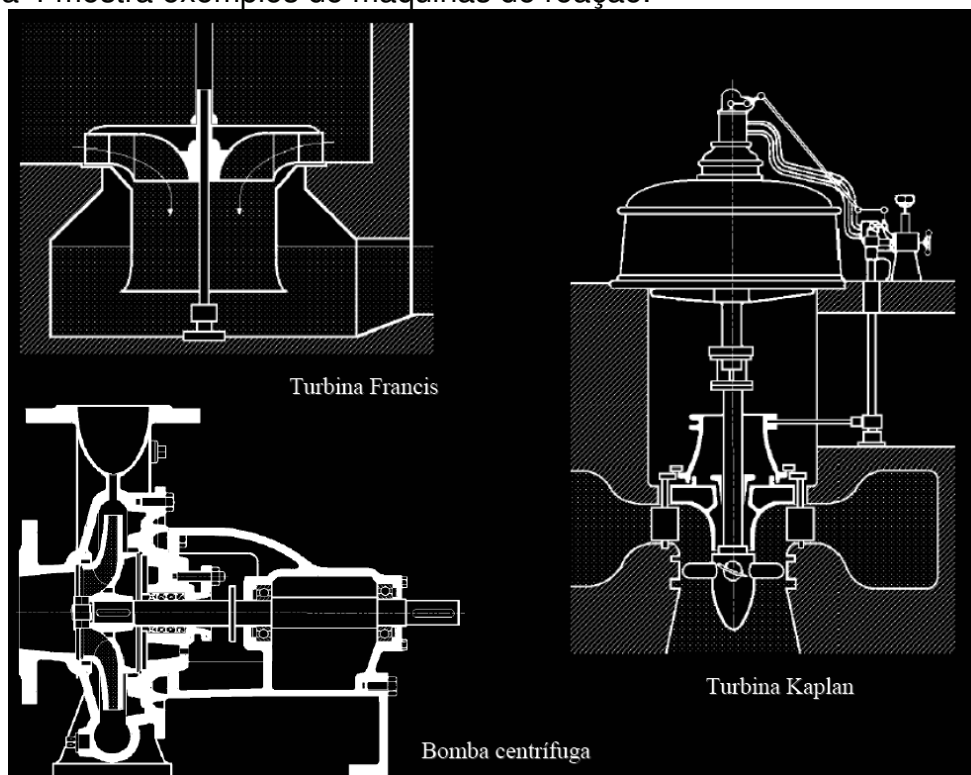


Figura 4 – Exemplos de máquinas de fluxo de reação

1.3 CLASSIFICAÇÃO DAS MÁQUINAS DE DESLOCAMENTO

As máquinas de deslocamento podem ser classificadas em:

1.3.1 Máquinas alternativas – onde o fluido recebe a ação da força diretamente de um pistão ou êmbolo ou de uma membrana flexível (diafragma), conforme Figura 5.

Podem ser:

- **Máquinas alternativas de pistão ou êmbolo**
- **Máquinas alternativas de diafragma**

1.3.2 Máquinas rotativas – onde o fluido recebe a ação de forças provenientes de uma ou mais peças dotadas de movimento rotativo que, comunicando energia de pressão, provocam seu escoamento, conforme Figuras 6, 7 e 8.

Podem ser:

- **Máquinas rotativas de palhetas**
- **Máquinas rotativas de pistão**
- **Máquinas rotativas de engrenagens**
- **Máquinas rotativas de lóbulos**
- **Máquinas rotativas de parafuso**

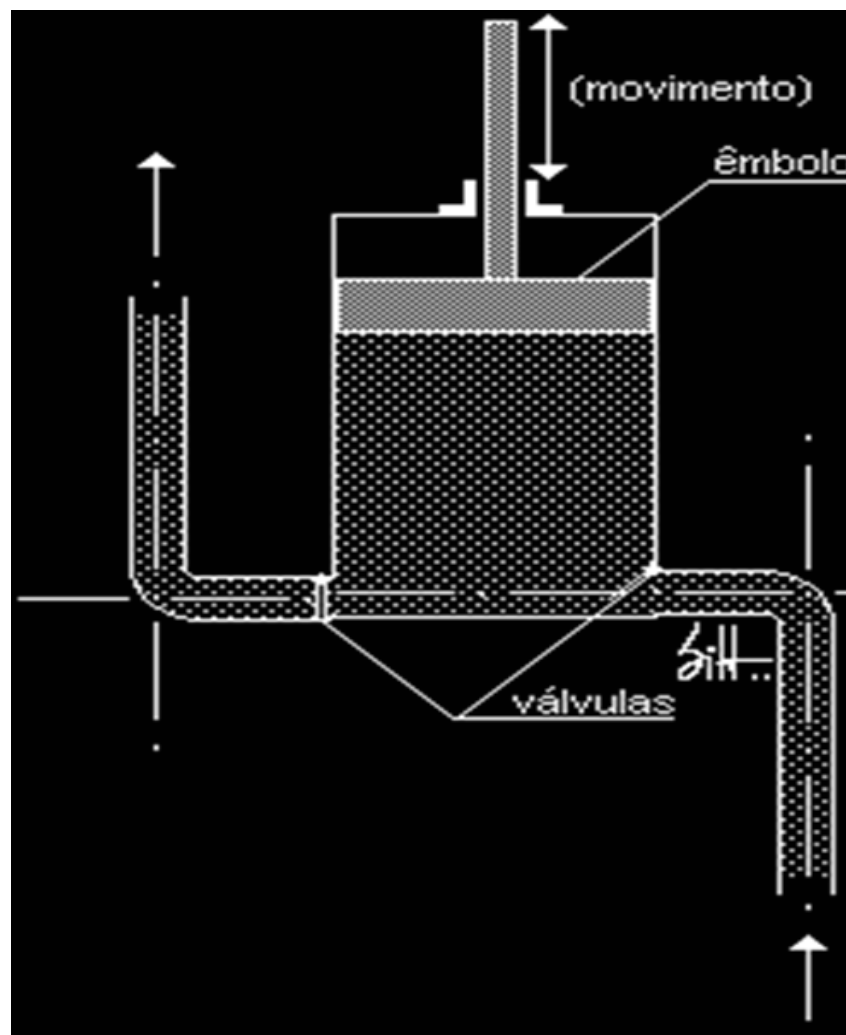


Figura 5 – Máquinas de deslocamento alternativa de êmbolo ou pistão



Uma bomba de Arquimedes instalada no Japão

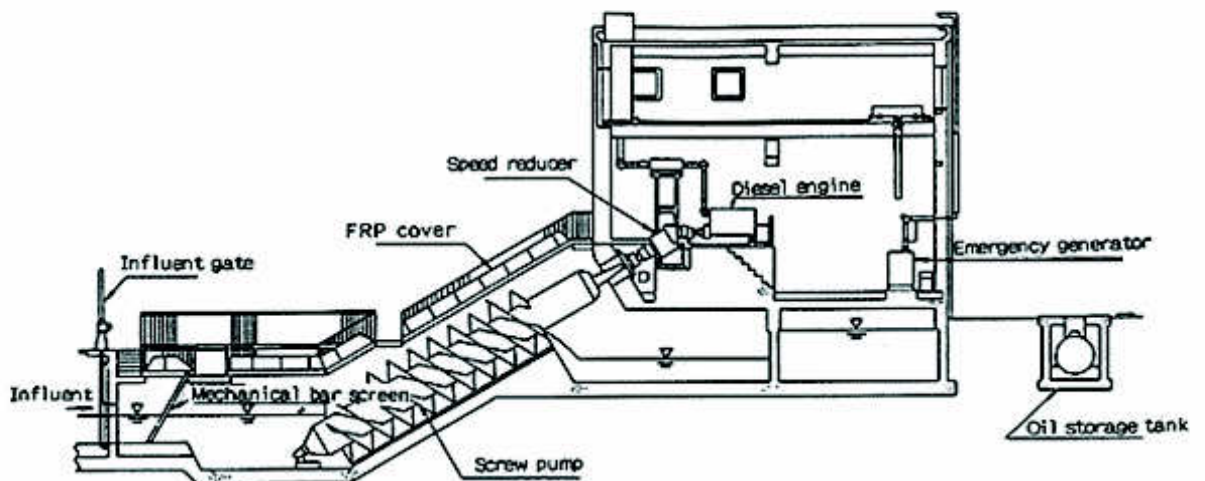
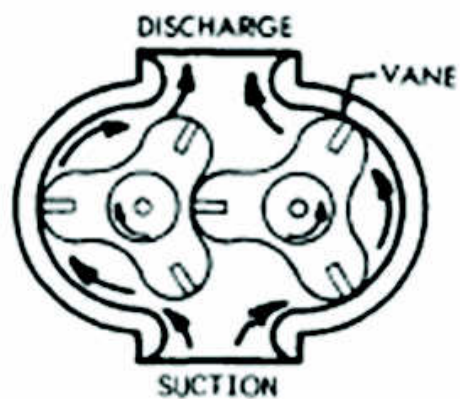
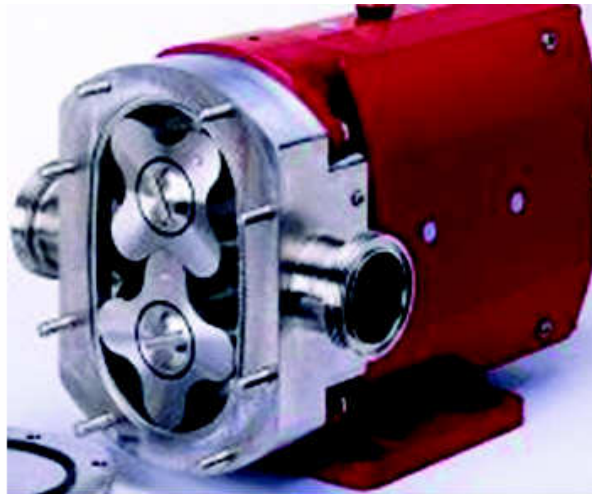
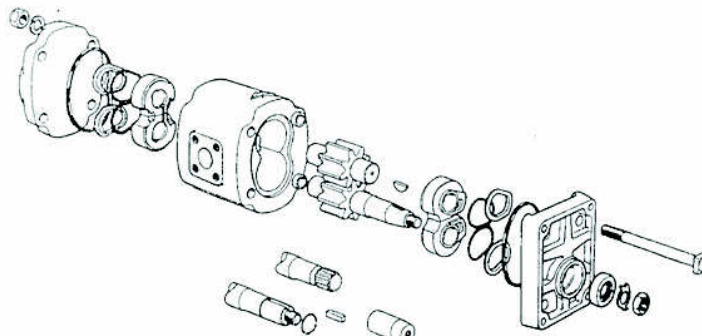


Figura 6 – Máquinas de deslocamento rotativa de parafuso



Bomba de lóbulos

Figura 7 – Máquina de deslocamento rotativa de lóbulos



Bomba de engrenagens

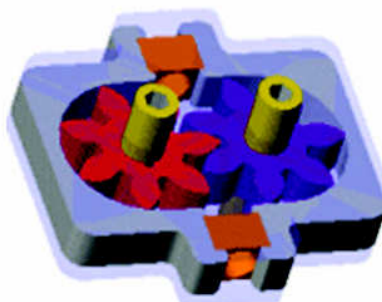


Figura 8 – Máquina de deslocamento rotativa de engrenagens

UNIDADE 2 – BOMBAS HIDRÁULICAS E VENTILADORES

2.1 BOMBAS

2.1.1 Definição

Bombas são máquinas operatrizes hidráulicas que fornecem energia ao líquido com a finalidade de transportá-lo de um ponto a outro. Normalmente recebem energia mecânica e a transformam em energia de pressão e cinética ou em ambas.

2.1.2 Classificação

As bombas podem ser classificadas em duas categorias, a saber:

- **Turbo-Bombas, Hidrodinâmicas ou Rotodinâmicas** - são máquinas onde a movimentação do líquido é desenvolvida por forças que atuam na massa líquida em consequência da rotação de uma peça interna (ou conjunto dessas peças) dotada de pás ou aletas chamada de *rotor*;
- **Volumétricas ou de Deslocamento Positivo** - são máquinas onde a movimentação do líquido é causada diretamente pela movimentação de um dispositivo mecânico da bomba, que induz ao líquido um movimento na direção do deslocamento do citado dispositivo, em quantidades intermitentes, de acordo com a capacidade de armazenamento da bomba, promovendo enchimentos e esvaziamentos sucessivos, provocando, assim, o deslocamento do líquido no sentido previsto.

São exemplos de bombas rotodinâmicas as conhecidíssimas bombas centrífugas e de bombas volumétricas as de êmbolo ou alternativas e as rotativas.

2.1.3 Bombas centrífugas

2.1.3.1. Classificação

A literatura técnica sobre classificação de bombas é muito variada, havendo diferentes interpretações conceituais. Aqui apresentamos uma classificação geral que traduz, a partir de pesquisas bibliográficas e textos comerciais, uma visão sobre o assunto.

- **Quanto à altura manométrica (para recalque de água limpa):**
 - *baixa pressão* ($H < 15$ mca);
 - *média pressão* ($15 < H < 50$ mca);
 - *alta pressão* ($H > 50$ mca).

(OBS: Para recalque de esgotos sanitários, por exemplo, os limites superiores podem ser significativamente menores.)

- **Quanto à vazão de recalque:**
 - pequena ($Q < 50 \text{ m}^3/\text{hora}$);
 - média ($50 < Q < 500 \text{ m}^3/\text{hora}$);
 - grande ($Q > 500 \text{ m}^3/\text{hora}$).
- **Quanto à direção do escoamento do líquido no interior da bomba:**
 - **radial ou centrífuga pura**, quando o movimento do líquido é na direção normal ao eixo da bomba (empregadas para pequenas e médias descargas e para qualquer altura manométrica, porém caem de rendimento para grandes vazões e pequenas alturas além de serem de grandes dimensões nestas condições), como mostra a Figura 9;
 - **diagonal ou de fluxo misto**, quando o movimento do líquido é na direção inclinada em relação ao eixo da bomba (empregadas em grandes vazões e pequenas e médias alturas, estruturalmente caracterizam-se por serem bombas de fabricação muito complexa);
 - **axial ou helicoidais**, quando o escoamento desenvolve-se de forma paralela ao eixo e são especificadas para grandes vazões - dezenas de m^3/s - e médias alturas - até 40 m, como mostra a Figura 10.



Figura 9 – Bomba centrífuga radial

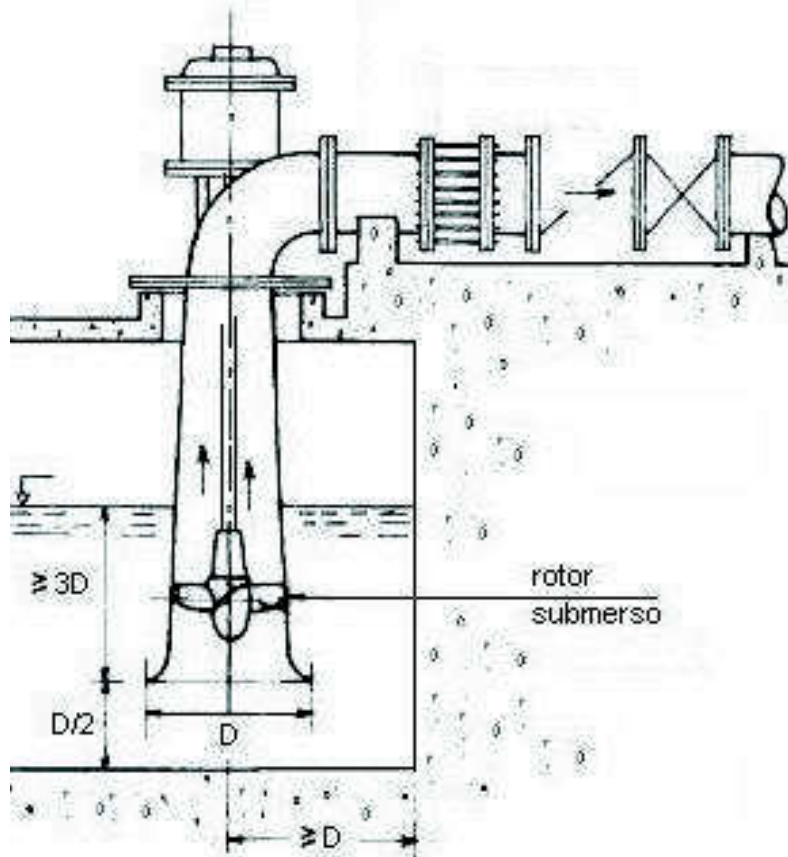
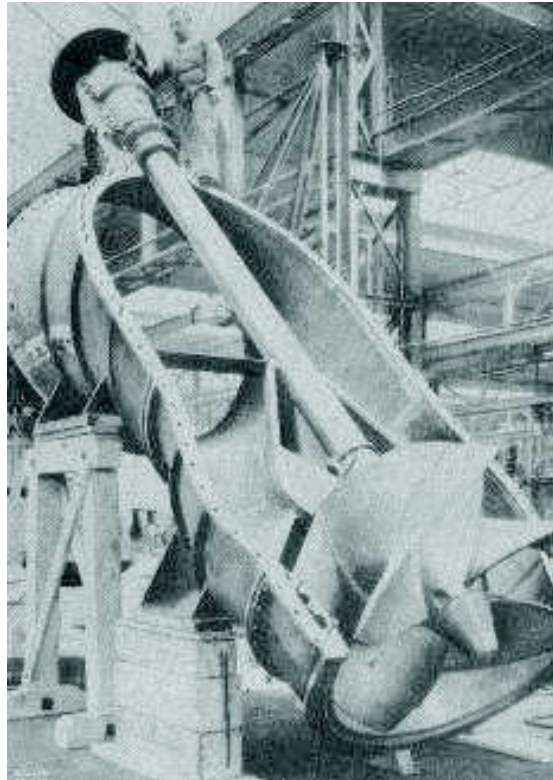


Figura 10 – Bomba centrífuga axial

- **Quanto à estrutura do rotor:**

- **aberto** - para bombeamentos de águas residuárias ou bruta de má qualidade;
- **semi-aberto** ou **semi-fechado** - para recalques de água bruta sedimentada;
- **fechado** - para água tratada ou potável.



Figura 11 – Tipos de rotores

- **Quanto ao número de rotores:**

- **estágio único;**
- **múltiplos estágios** - este recurso reduz as dimensões e melhora o rendimento, sendo empregadas para médias e grandes alturas manométricas como, por exemplo, na alimentação de caldeiras e na captação em poços profundos de águas e de petróleo, podendo trabalhar até com pressões superiores a 200 kg/cm², de acordo com a quantidade de estágios da bomba.

- **Quanto ao número de entradas:**

- **sucção única, aspiração simples** ou **unilateral** - mais comuns;
- **sucção dupla, aspiração dupla** ou **bilateral** - para médias e grandes vazões.

- **Quanto à admissão do líquido:**

- **sucção axial** - maioria das bombas de baixa e média capacidades;
- **sucção lateral** - bombas de média e alta capacidades;
- **sucção de topo** - situações especiais;
- **sucção inferior** - bombas especiais.

- **Quanto à posição de saída:**

- **de topo** - pequenas e médias;
- **lateral** - grandes vazões;
- **inclinada** - situações especiais.
- **vertical** - situações especiais.

- **Quanto à velocidade de rotação:**

- **baixa rotação** - $n < 500\text{rpm}$;
- **média rotação** - $500 < n < 1800\text{rpm}$;
- **alta rotação** - $n > 1800\text{rpm}$.

OBS: As velocidades de rotação tendem a serem menores com o crescimento das vazões de projeto, em função do peso do líquido a ser deslocado na unidade de tempo. Pequenos equipamentos, trabalhando com água limpa, têm velocidades da ordem de 3200rpm. Para recalques de esgotos sanitários, por exemplo, em virtude da sujeira abrasiva na massa líquida, os limites superiores podem ser significativamente menores: $n < 1200\text{rpm}$.

- **Quanto à posição na captação:**

- **submersas** - em geral empregadas onde há limitações no espaço físico, em poços profundos por exemplo;
- **afogadas** - mais frequentes para recalques superiores a 100 l/s;
- **altura positiva** - pequenas vazões de recalque.

- **Quanto à posição do eixo:**

- **eixo horizontal** - mais comuns em captações superficiais;
- **eixo vertical** - para espaços horizontais restritos e/ou sujeitos a inundações e bombas submersas em geral.

- **Quanto ao tipo de carcaça:**

- **compacta**;
- **bipartida** - composta de duas seções separadas, na maioria das situações, horizontalmente a meia altura e aparafusadas entre si.

A Figura 12 mostra um corte esquemático de uma bomba centrífuga típica de média pressão para pequenas vazões e para funcionamento afogado ou com altura positiva, eixo horizontal e carcaça compacta, fluxo radial com rotor fechado em monoestágio de alta rotação, sucção única, entrada axial e saída de topo.

2.1.3.2 Grandezas características

Uma bomba destina-se a elevar um volume de fluido a uma determinada altura, em um certo intervalo de tempo, consumindo energia para desenvolver este trabalho e para seu próprio movimento, implicando, pois, em um rendimento característico. Estas, então, são as chamadas *grandezas características* das bombas, isto é, *Vazão Q*, *Altura manométrica H*, *Rendimento η* e *Potência P*.

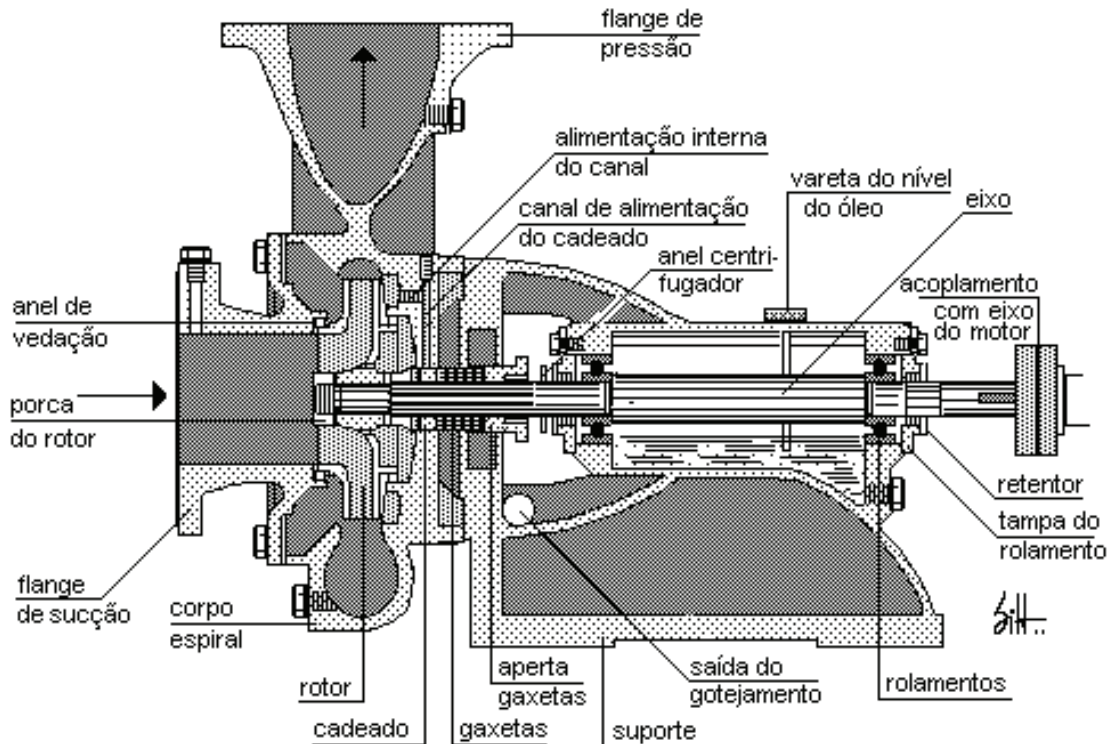


Figura 12 – Corte esquemático de uma bomba centrífuga típica

2.1.3.3 Altura manométrica ou Carga - H

Altura manométrica de uma bomba é a carga total de elevação que a bomba trabalha. É dada pela expressão (1) e esquematizada pela Figura 13.

$$H = h_s + h_{fs} + h_r + h_{fr} + (v_r^2/2g) \quad (1)$$

onde:

H = altura manométrica total;

h_s = altura estática de sucção;

h_{fs} = perda de carga na sucção (inclusive $NPSH_r$);

h_r = altura estática de recalque;

h_{fr} = perda de carga na linha do recalque;

$v_r^2/2g$ = parcela de energia cinética no recalque, normalmente desprezível em virtude das aproximações feitas no cálculo da potência dos conjuntos elevatórios.

2.1.3.4 Rendimentos

2.1.3.4.1 Perdas de Energia

A quantidade de energia elétrica a ser fornecida para que o conjunto motor-bomba execute o recalque, não é totalmente aproveitada para elevação do líquido, tendo em vista que não é possível a existência de máquinas que transformem energia sem consumo nesta transformação. Como toda máquina consome energia para seu funcionamento, então, haverá consumo no motor, na transformação da energia elétrica em mecânica e na bomba na

transformação desta energia mecânica em hidráulica, como esquematiza a Figura 14.

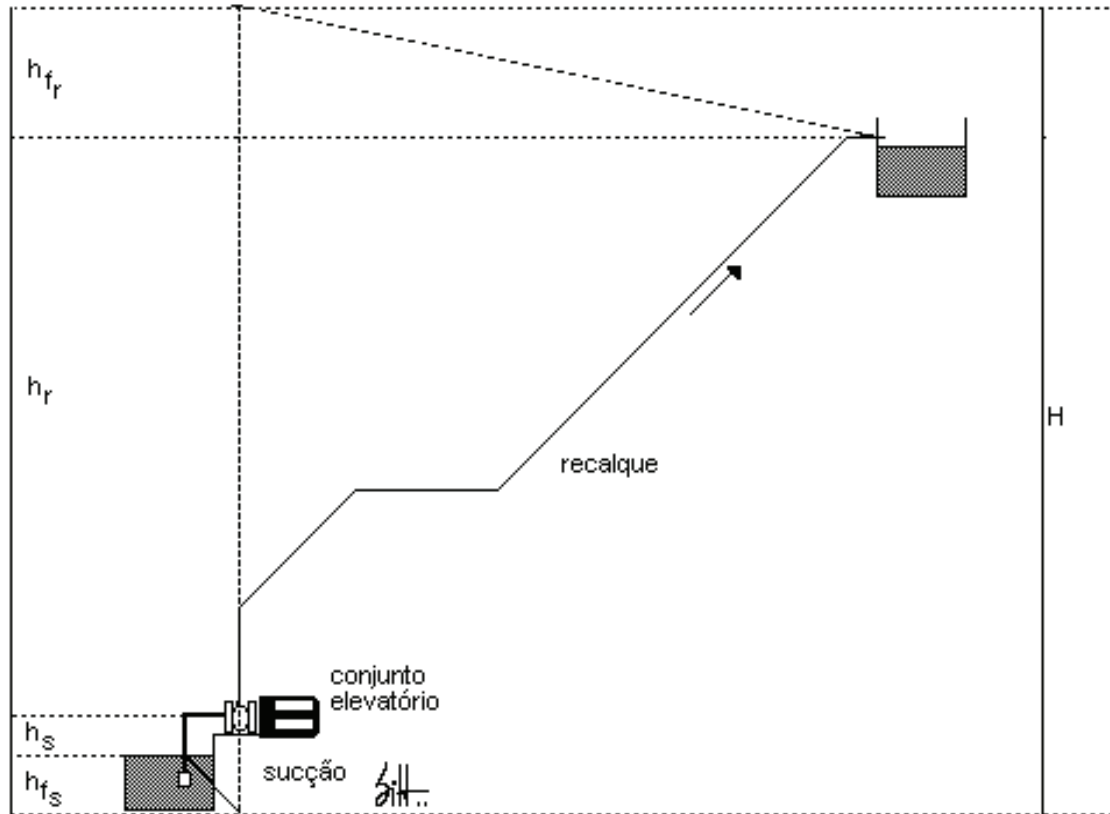


Figura 13 - Elementos da altura manométrica

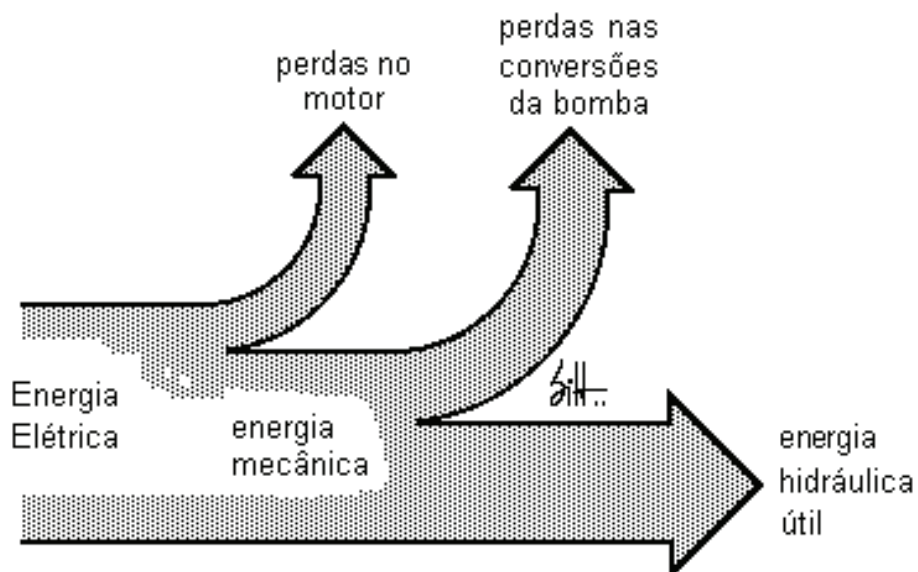


Figura 14 - Esquema das demandas de energia nos conjuntos

2.1.3.4.2. Rendimentos da bomba – η_B

Rendimento de uma bomba é a relação entre a potência fornecida pela bomba ao líquido (*potência útil*) e a cedida à bomba pelo eixo girante do motor (*potência motriz*). Uma bomba recebe energia mecânica através de um eixo e consome parcela desta energia no funcionamento de suas engrenagens, além do que parte da energia cedida pelo rotor ao líquido perde-se no interior da própria bomba em consequência das perdas hidráulicas diversas, da recirculação e dos vazamentos, de modo que só parte da energia recebida do motor é convertida em energia hidráulica útil.

A relação entre a energia útil, ou seja, aproveitada pelo fluido para seu escoamento fora da bomba (que resulta na potência útil) e a energia cedida pelo rotor é denominada de *rendimento hidráulico interno da bomba*. A relação entre a energia cedida ao rotor e a recebida pelo eixo da bomba é denominada de *rendimento mecânico da bomba*. A relação entre a energia útil, ou seja, aproveitada pelo fluido para seu escoamento fora da bomba (potência útil) e a energia inicialmente cedida ao eixo da bomba é denominada *rendimento hidráulico total da bomba* e é simbolizada por η_b . A Tabela 1 apresenta rendimentos de bombas.

Tabela 1 - Rendimentos hidráulicos aproximados das bombas centrífugas

Q (l/s)	5,0	7,5	10	15	20	25	30	40	50	80	100	200
$\eta_b(\%)$	55	61	64	68	72	76	80	83	85	86	87	88

A relação entre a energia cedida pelo eixo do motor ao da bomba (que resulta na potência motriz) e a fornecida inicialmente ao motor é denominada de *rendimento mecânico do motor*, η_m (Tabela 2). A relação entre a energia cedida pelo rotor ao líquido (que resulta na potência de elevação) e a fornecida inicialmente ao motor é chamada de *rendimento total*. É o produto $\eta_b \cdot \eta_m = \eta$. Este rendimento é tanto maior quanto maior for a vazão de recalque para um mesmo tipo de bomba.

Tabela 2 - Rendimentos mecânicos médios

CV	1	2	3	5	6	7,5	10	15
%	72	75	77	81	82	83	84	85
CV	20	30	40	60	80	100	150	250
%	86	87	88	89	89	90	91	92

2.1.3.5 Potência solicitada pela bomba - P_b

Denomina-se de *potência motriz* (também chamada de *potência do conjunto motor-bomba*) a potência fornecida pelo motor para que a bomba eleve uma vazão Q a uma altura H. Nestes termos temos:

$$P_b = (\gamma \cdot Q \cdot H) / \eta \quad (2)$$

Onde:

P_b = potência em Kgm/s;

γ = peso específico do líquido;

Q = vazão em m³/s;

H = altura manométrica em m;

η = rendimento total (= $\eta_b \cdot \eta_m$).

Se quisermos expressar em cavalos-vapor - **CV** (unidade alemã)

$$P_b = (\gamma \cdot Q \cdot H) / (75 \cdot \eta) \quad (3)$$

ou em horse-power - **HP** (unidade inglesa)

$$P_b = (\gamma \cdot Q \cdot H) / (76 \cdot \eta) \quad (4)$$

2.1.3.6 Curvas características da bomba

É a representação gráfica em um eixo cartesiano da variação das grandezas características, como mostrado na Figura 15.

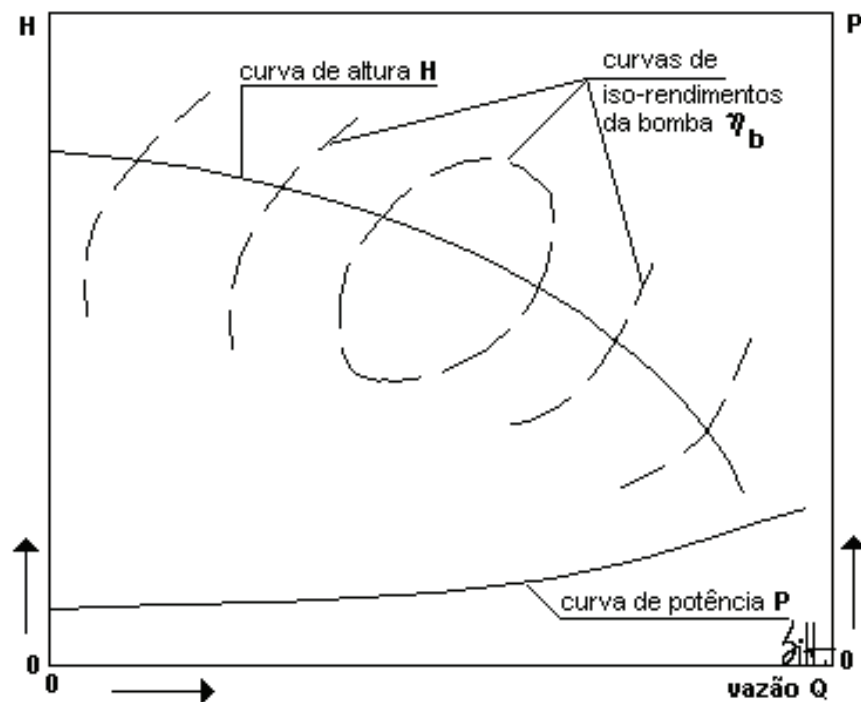


Figura 15 - Representação gráfica de uma curva característica

De acordo com o traçado de $H \times Q$ as curvas características podem ser classificadas como:

- *flat* - altura manométrica variando muito pouco com a variação de vazão;
- *drooping* - para uma mesma altura manométrica podemos ter vazões diferentes;

- *steep* - grande diferença entre alturas na vazão de projeto e na vazão zero (ponto de *shut off* – *pressão máxima do equipamento*);
- *rising* - altura decrescendo continuamente com o crescimento da vazão.

As curvas tipo *drooping* são ditas instáveis e são próprias de algumas bombas centrífugas de alta rotação e para tubulações e situações especiais, principalmente em sistemas com curvas de encanamento acentuadamente inclinadas. As demais são consideradas estáveis, visto que nestas, para cada altura corresponde uma só vazão, sendo a *rising* a de melhor trabalhabilidade, como mostra a Figura 16.

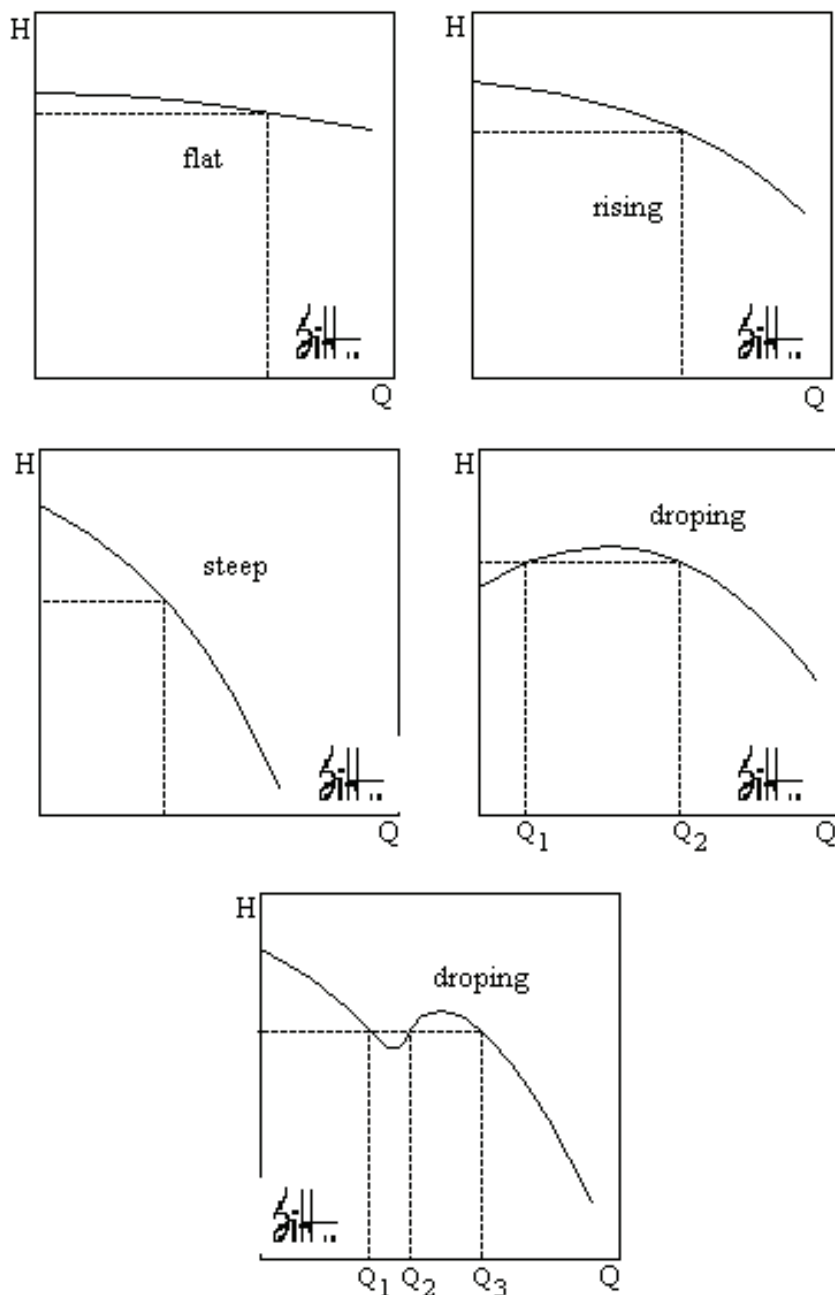


Figura 16 - Tipos de curvas características

2.1.3.6.1 Curvas de Desempenho de Bomba Centrífugas

A curva característica da bomba é função particular do projeto e da aplicação requerida de cada bomba, dependendo do tipo e quantidade de rotores utilizados, tipo de caracol, sentido do fluxo, velocidade específica da bomba, potência fornecida, etc.

Toda curva possui um ponto de trabalho característico, chamado de “ponto ótimo”, onde a bomba apresenta o seu melhor rendimento. Esse ponto é a intersecção da curva característica da bomba (CCB) com a curva característica do sistema (CCS), como mostra a Figura 18.

A curva característica do sistema é obtida fixando-se a altura geométrica total do sistema (sucção + recalque) na ordenada e, a partir deste ponto, calcula-se as perdas de carga com valores intermediários de vazão, até a vazão total requerida, considerando-se o comprimento da tubulação, diâmetro e tipo de tubo, tempo de uso, acessórios e conexões, como mostra a Figura 17.

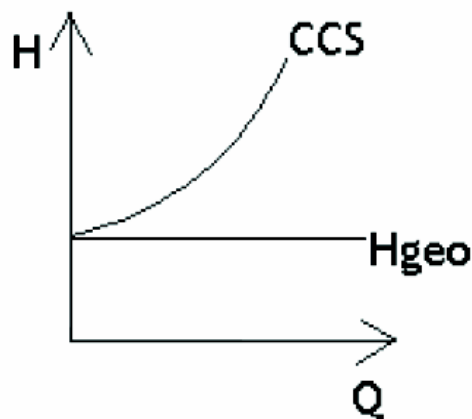


Figura 17 - Curva característica do sistema

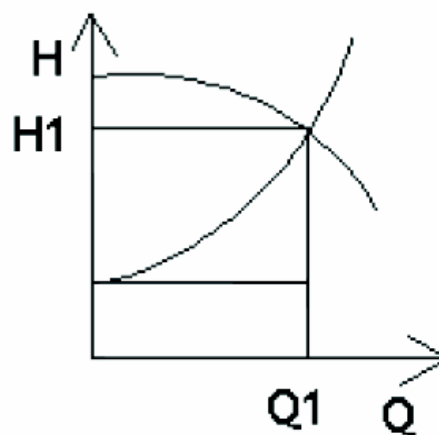


Figura 18 - Curvas típicas do sistema e de eficiência da bomba (intersecção – “ponto de ótimo”)

Os fabricantes de bombas tentam adequar a curva do sistema, fornecida pelo usuário, com a curva de uma bomba que satisfaça estas necessidades tão proximamente quanto possível. Um sistema de bombeamento opera no ponto de interseção da curva da bomba com a curva de resistência do sistema. A interseção das duas curvas define o ponto operacional de ambos, bomba e processo. Porém, é impossível que um ponto operacional atenda todas as condições operacionais desejadas. Por exemplo, quando a válvula de descarga é estrangulada, a curva de resistência do sistema desloca-se para a esquerda, sendo acompanhada pelo deslocamento do ponto operacional.

A curva característica do sistema ou *curva de resistência do sistema* ou *curva de carga do sistema* é a variação no fluxo relacionada à carga do sistema. **Ela deve ser desenvolvida pelo usuário com base nas condições de serviço.** Estas condições incluem o lay-out físico, as condições de processo, e as características do fluido. Representa a relação entre a vazão e as perdas hidráulicas em um sistema, na forma gráfica e, como as perdas por atrito variam com o quadrado da vazão, a curva do sistema tem a forma parabólica. As perdas hidráulicas em sistemas de tubulação são compostas de perdas por atrito no tubo, válvulas, cotovelos e outro acessórios, perdas de entrada e saída, e perdas por mudanças na dimensão do tubo, em consequência de amplificação ou redução do diâmetro.

O desempenho de uma bomba é mostrado pela sua curva característica de desempenho, onde sua capacidade (vazão volumétrica) é plotada contra a carga desenvolvida. A curva de desempenho da bomba também mostra sua eficiência (PME), a potência de entrada requerida (em HP), NPSH_r, a velocidade (em rpm), e outras informações como o tamanho da bomba e o tipo, tamanho do impulsor, etc. Esta curva é construída para uma velocidade constante (rpm) e um determinado diâmetro de impulsor (ou série de diâmetros).

Ela é gerada por testes executados pelo fabricante da bomba. A curva de uma bomba específica é construída com base em um fluido de massa específica igual a 1.0 (água nas C.N.T.P.). Outras densidades devem ser consideradas pelo usuário.

Uma curva de desempenho típica, Figura 18, é um gráfico da Carga Total versus Vazão volumétrica, para um diâmetro específico de impulsor. O gráfico começa com fluxo zero. A carga corresponde neste momento ao ponto de carga da bomba desligada. A curva então decresce até um ponto onde o fluxo é máximo e a carga mínima. Este ponto às vezes é chamado de ponto de esgotamento. Além desse ponto a bomba não pode operar. A faixa de operação da bomba é do ponto de carga desligado ao ponto de esgotamento. A tentativa de operar uma bomba além do limite direito da curva resultará em cavitação e eventual destruição da bomba.

Em resumo, através do gráfico da "curva de carga x curva da bomba" , você pode determinar:

- Em que ponto da curva a bomba irá operar;

- Que mudanças acontecerão se a curva de carga do sistema ou a curva de desempenho da bomba mudarem.

2.1.3.7 Descrição do funcionamento de bombas centrífugas



Os principais requisitos para que uma bomba centrífuga tenha um desempenho satisfatório, sem apresentar nenhum problema, são:

- instalação correta,
- operação com os devidos cuidados e,
- manutenção adequada.

Mesmo tomando todos os cuidados com a operação e manutenção, os engenheiros freqüentemente enfrentam problemas de falhas no sistema de bombeamento. Uma das condições mais comuns que obrigam a substituição de uma bomba no processo é a incapacidade para produzir a vazão ou a carga desejada.

Existem muitas outras condições nas quais uma bomba, apesar de não sofrer nenhuma perda de fluxo, ou carga, é considerada defeituosa e deve ser retirada de operação o mais cedo possível. As causas mais comuns são:

- problemas de vedação (vazamentos, perda de jato, refrigeração deficiente, etc.);
- problemas relacionados a partes da bomba ou do motor:
 - perda de lubrificação
 - refrigeração
 - contaminação por óleo

Uma bomba centrífuga é, na maioria das vezes, o equipamento mais simples em qualquer planta de processo. Seu propósito é converter a energia de uma fonte motriz principal (um motor elétrico ou turbina), a princípio, em velocidade ou energia cinética, e então, em energia de pressão do fluido que está sendo bombeado. As transformações de energia acontecem em virtude de duas partes principais da bomba: o **impulsor** e a voluta, ou **difusor**.

- O impulsor é a parte giratória que converte a energia do motor em energia cinética;
- A voluta ou difusor é a parte estacionária que converte a energia cinética em energia de pressão.

O líquido entra no bocal de sucção e, logo em seguida, no centro de um dispositivo rotativo conhecido como **impulsor**. Quando o impulsor gira, ele imprime uma rotação ao líquido situado nas cavidades entre as palhetas externas, proporcionando-lhe uma aceleração centrífuga. Como as lâminas do impulsor são curvas, o fluido é impulsionado nas direções radial e tangencial pela força centrífuga.

Com o deslocamento da massa inicial do fluido do centro do rotor para sua extremidade, forma-se um vazio (vácuo), sendo este, o ponto de menor pressão da bomba. Obviamente, novas e sucessivas massas do fluido provenientes da captação ocuparão este espaço, pela ação da pressão atmosférica ou outra força qualquer.

Paralelamente, a massa do fluido que é arrastada para a periferia do rotor, agora comprimida entre as pás e as faces internas do mesmo, recebe uma crescente energia de pressão, derivada da energia potencial e da energia cinética, anteriormente fornecidas ao sistema. O crescente alargamento da área de escoamento, assim como as características construtivas do interior da carcaça da bomba ocasionam a alta pressão na descarga da bomba, elevando o fluido à altura desejada.

As Figuras 19 e 20 mostram cortes laterais de bomba centrífuga indicando o movimento do líquido.

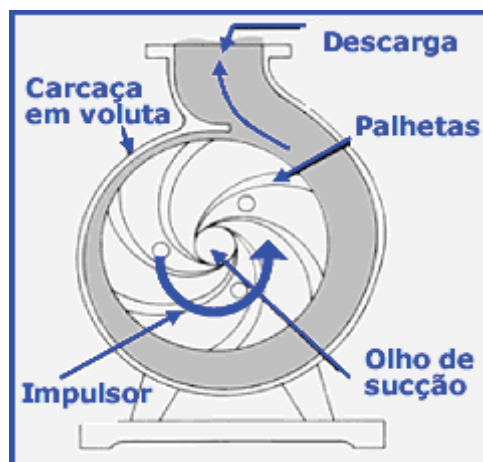


Figura 19 - Trajetória do fluxo de líquido dentro de uma bomba centrífuga

A energia criada pela força centrífuga é energia cinética. A quantidade de energia fornecida ao líquido é proporcional à velocidade na extremidade, ou periferia, da hélice do impulsor. Quanto mais rápido o impulsor move-se, ou quanto maior é o impulsor, maior será a velocidade do líquido na hélice, e tanto maior será a energia fornecida ao líquido.

Esta energia cinética do líquido ganha no impulsor, tende a diminuir pelas resistências que se opõem ao fluxo. A primeira resistência é criada pela carcaça da bomba, que reduz a velocidade do líquido. No bocal de descarga, o líquido sofre desaceleração e sua velocidade é convertida em pressão, de acordo com o princípio de Bernoulli. Então, a carga desenvolvida (pressão, em termos de altura de líquido) é aproximadamente igual à energia de velocidade na periferia do impulsor.

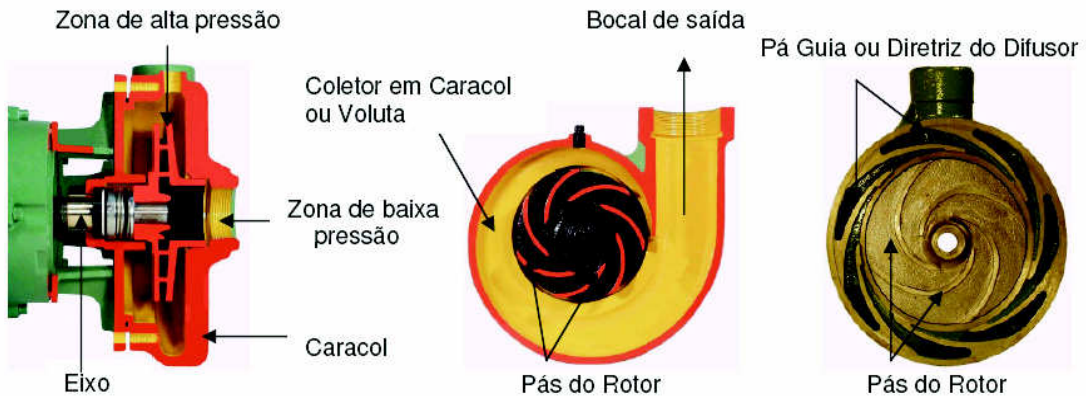


Figura 20 - Trajetória do fluxo de líquido dentro de uma bomba centrífuga

2.1.3.7.1 Componentes gerais de bombas centrífugas

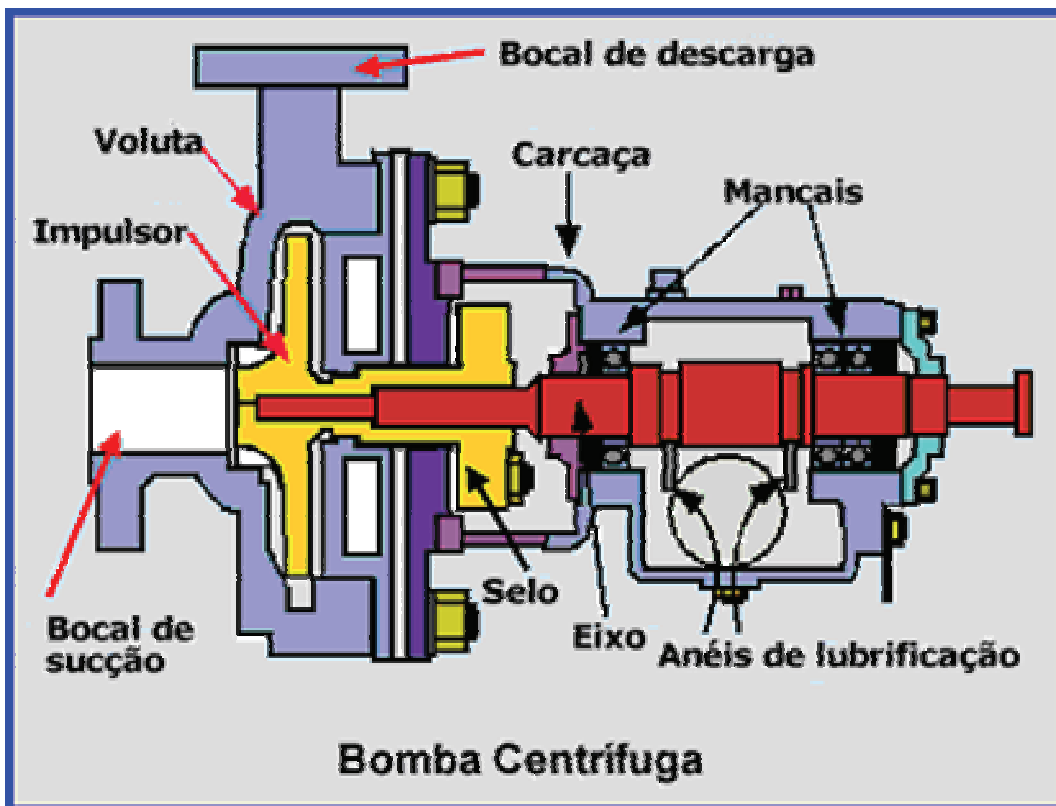


Figura 21 - Componentes gerais de uma Bomba Centrífuga

Carcaça

As carcaças geralmente são de dois tipos: em voluta e circular. Os impulsores estão contidos dentro das carcaças.

- **Carcaças em voluta** proporcionam uma carga mais alta;
- **carcaças circulares** são usadas para baixa carga e capacidade alta.

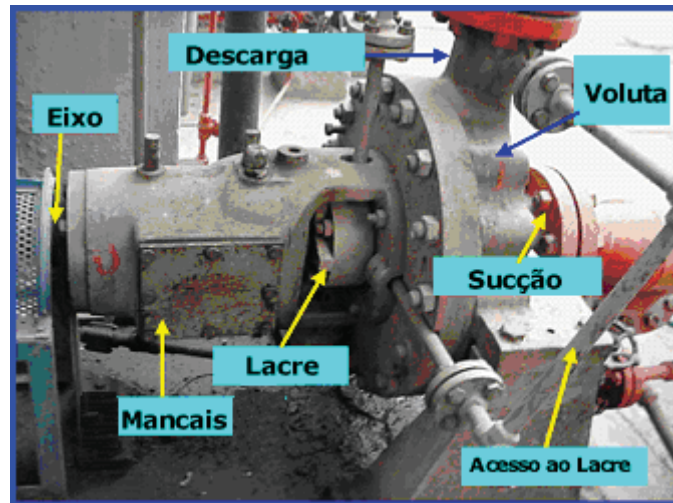


Figura 22 - Corte de uma bomba mostrando a carcaça em voluta

A **voluta** é um funil encurvado que aumenta a área no ponto de descarga, como mostrado nas Figuras 19 e 20. Como a área da seção transversal aumenta, a voluta reduz a velocidade do líquido e aumenta a sua pressão.

Um dos *principais propósitos de uma carcaça em voluta* é ajudar a equilibrar a pressão hidráulica no eixo da bomba. Porém, isto acontece melhor quando se opera à capacidade recomendada pelo fabricante. Bombas do tipo em voluta funcionando a uma capacidade mais baixa que o fabricante recomenda, pode imprimir uma tensão lateral no eixo da bomba, aumentar o desgaste e provocar gotejamento nos lacres, mancais, e no próprio eixo. Carcaças em dupla voluta são usadas quando as estocadas radiais ficam significantes a vazões reduzidas.

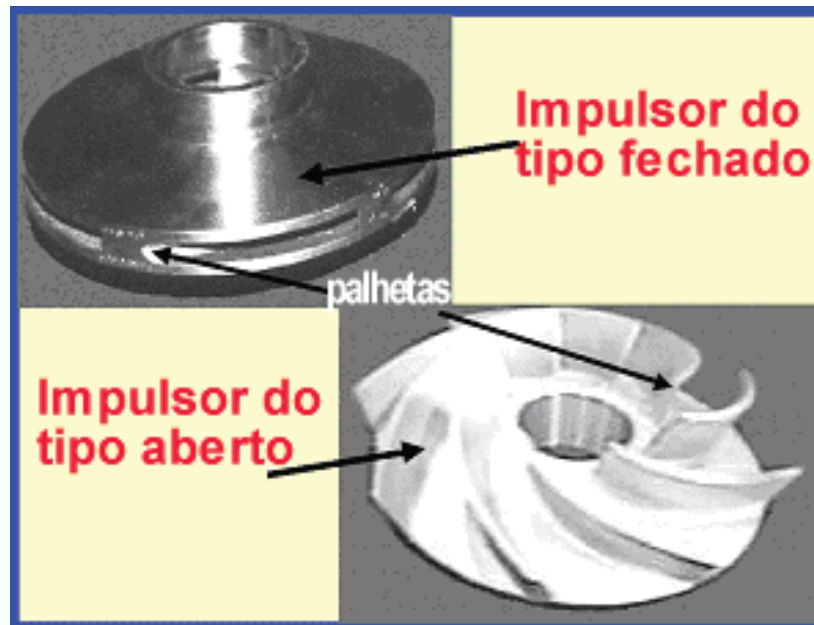
A **carcaça circular** tem palhetas defletoras estacionárias, *difusor*, em volta do impulsor, que convertem a energia de velocidade em energia de pressão. Convencionalmente, os difusores se aplicam às bombas de múltiplos estágios.

As carcaças podem ser projetadas como carcaças **sólidas** ou carcaças **bipartidas**. A carcaça sólida implica que toda a carcaça, inclusive o bocal de descarga, compõe uma peça única, fundida ou usinada. Numa carcaça fendida, duas ou mais partes são firmadas juntas. Quando as partes da carcaça são divididas no plano horizontal, a carcaça é descrita como bipartida horizontalmente (ou bipartida axialmente). Quando a divisão é no plano vertical

perpendicular ao eixo de rotação, a carcaça é descrita como bipartida verticalmente, ou carcaça bipartida radialmente.

Impulsor

O impulsor é a parte giratória principal, que fornece a aceleração centrífuga para o fluido.



Os impulsores fechados necessitam de anéis de desgaste e estes anéis representam outro problema de manutenção.

Impulsores abertos e semi-abertos têm menos probabilidade de entupir, mas necessitam ajuste manual da voluta ou placa traseira, para o impulsor alcançar uma fixação adequada e prevenir recirculação interna.

O número de impulsores determina o número de estágios da bomba: uma bomba de um único estágio só tem um impulsor e é melhor para serviços de baixa carga. Uma bomba de dois estágios tem dois impulsores em série, para serviços de carga média.

Uma bomba de multi-estágios tem três ou mais impulsores em série, para serviços de carga alta.

Eixo

O propósito básico do eixo de uma bomba centrífuga é transmitir o torque de partida e durante a operação, enquanto apóia o impulsor e outras partes giratórias. Ele tem que fazer este trabalho com uma deflexão menor que a liberação mínima entre as partes giratórias e estacionárias.

2.1.4 Campo de aplicação de bombas

O campo de aplicação de bombas é vasto e sujeito a regiões de superposição, tornando-se difícil definir qual a melhor máquina para determinada aplicação.

Deve-se definir inicialmente se a melhor solução é o emprego de uma máquina de deslocamento ou uma máquina de fluxo.

Se a aplicação a ser considerada encontra-se em faixas de médias e grandes vazões, as máquinas de fluxo são mais adequadas (bombas centrífugas, bombas de fluxo misto e bombas axiais), enquanto para aplicações em faixas de médias e grandes alturas de elevação e pequenas vazões, as máquinas de deslocamento são mais adequadas (bombas alternativas e bombas rotativas).

A Figura 23 apresenta o campo de aplicação de bombas, que confirma as afirmações acima narradas.

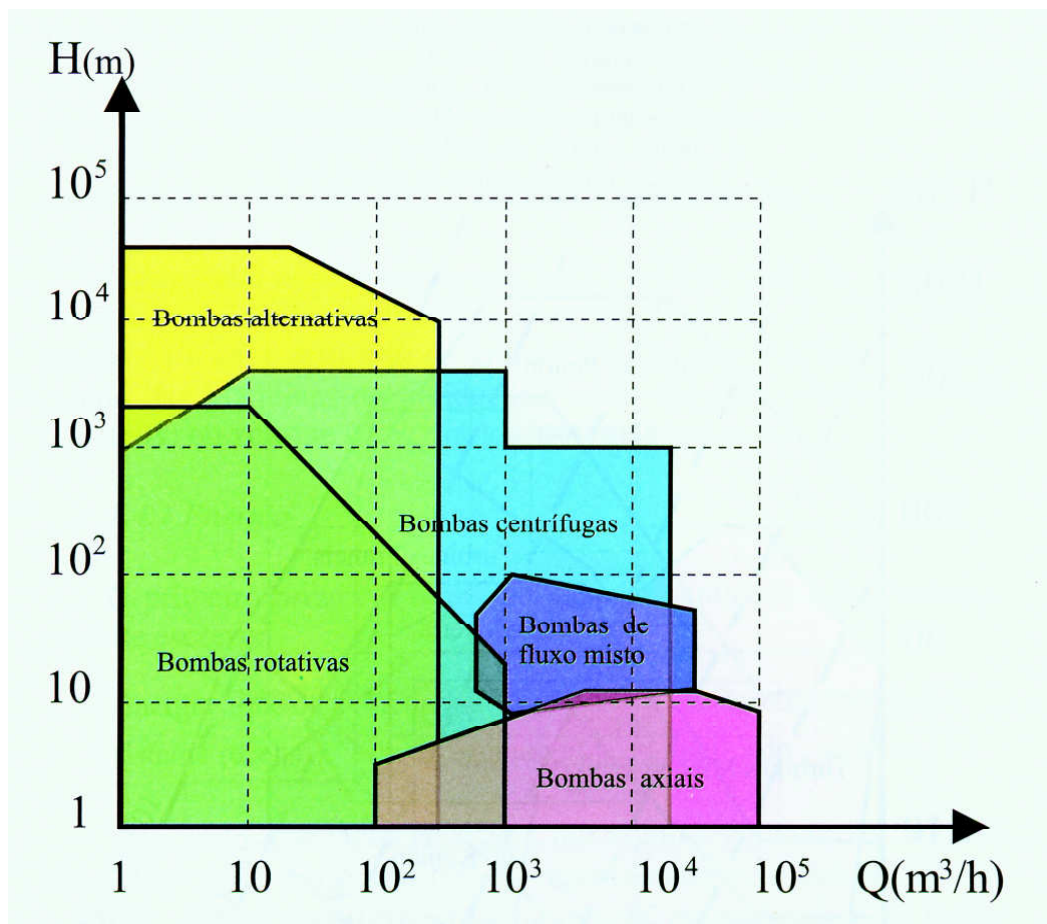


Figura 23 – Campo de aplicação de bombas

Como existem áreas de superposição entre os campos de aplicação dos diferentes tipos de bombas, outros critérios, como viscosidade do líquido a ser bombeado, presença de sólidos em suspensão, variação da vazão, facilidade de manutenção, custos, etc., devem ser levados em consideração para a escolha do tipo de máquina.

2.1.5 Seleção de bombas

2.1.5.1 Velocidade de rotação específica (n_{qA})

Para a seleção do tipo de máquina mais adequado para determinada situação é fundamental o parâmetro *velocidade de rotação específica*.

A velocidade de rotação específica está associada à forma e às propriedades dos rotores de máquinas de fluxo e o seu valor serve de base para caracterizar séries de máquinas geometricamente semelhantes em catálogos de fabricantes.

Com base em ensaios de modelos, pesquisadores e fabricantes determinaram faixas de valores de velocidade de rotação específica (n_{qA}) para as quais os diversos tipos de máquinas possuem o melhor rendimento.

A Tabela 3 apresenta faixas de velocidade de rotação específica para diferentes tipos de bombas.

Tabela 3 – Valores de n_{qA} para diferentes tipos de bombas

Tipo de bomba	Valores de n_{qA}
Bomba de deslocamento positivo	< 30
Bomba centrífuga	30 a 250
Bomba semi-axial ou de fluxo misto	250 a 450
Bomba axial	450 a 1000

Para facilitar ainda mais a seleção da bomba mais adequada para determinada aplicação, alguns autores apresentam gráficos com a velocidade de rotação específica associada com outros parâmetros característicos da máquina.

A Figura 24 apresenta um gráfico elaborado pelo Bureau of Reclamation/USA para seleção de bombas em função do rendimento total, da vazão e da velocidade de rotação específica.

2.1.5.2 Velocidade Específica (n_s)

A velocidade específica (n_s) é um índice adimensional de projeto, que identifica a semelhança geométrica de bombas. É usada para classificar os impulsores de acordo com seus tipos e proporções. Bombas de mesmo n_s , mas de tamanhos diferentes, são consideradas geometricamente semelhantes, sendo uma bomba um tamanho múltiplo da outra.

A formula seguinte é usada para calcular a velocidade específica:

$$n_s = \frac{n \times Q^{0,5}}{H^{0,75}} \quad (5)$$

Onde:

n_s = velocidade específica adimensional

n = número de rotações por minuto

Q = vazão em m^3/s

H = carga manométrica em m

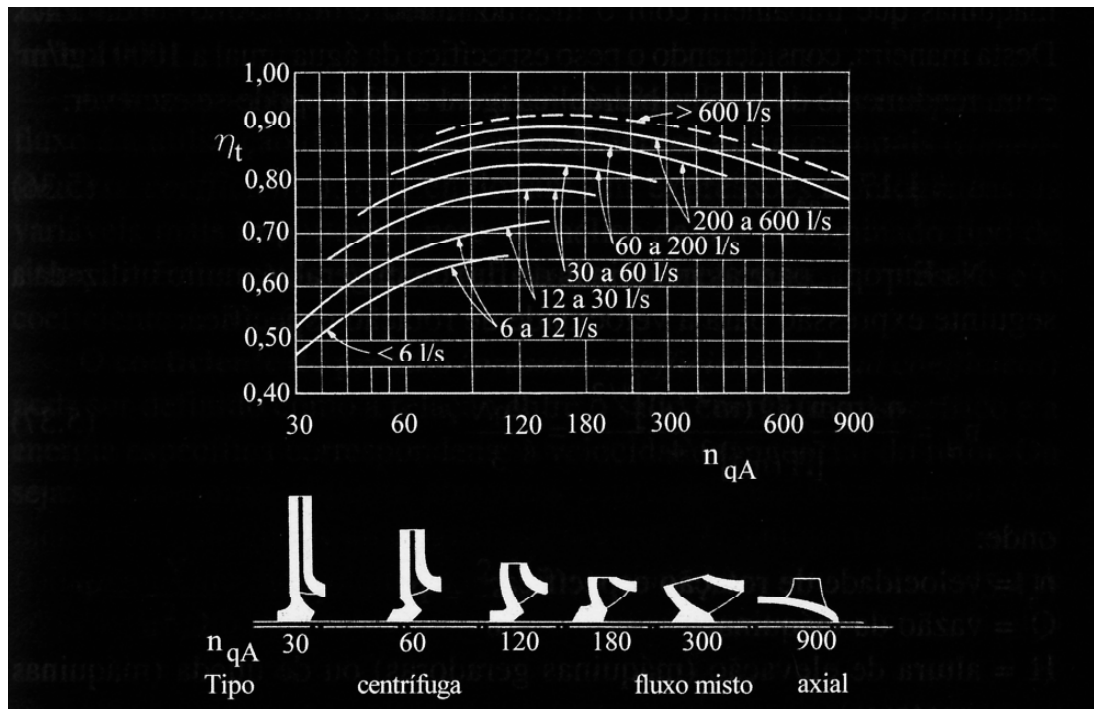


Figura 24 – Gráfico de $\eta = f(n_{qA})$ para diferentes tipos de bomba e para diversas faixas de vazão

A velocidade específica determina a forma geral ou classe dos impulsionadores. Conforme a velocidade específica aumenta, a relação do diâmetro de saída do impulsor, D_2 , para o de entrada ou diâmetro do olho, D_1 , diminui. Esta relação se torna 1.0 para um impulsor de fluxo axial.

Os Impulsores de Fluxo Radial desenvolvem carga principalmente por força centrífuga. Os impulsores radiais geralmente são projetados de baixo fluxo e carga alta. Bombas de velocidades específicas mais altas desenvolvem carga em parte por força centrífuga, e em parte por força axial. Uma velocidade específica mais alta indica um tipo de bomba com geração de carga mais por forças axiais e menos por forças centrífugas. Um fluxo axial ou bomba de propulsor com uma velocidade específica de 10.000 ou maior, gera sua carga exclusivamente por forças axiais. Impulsores de fluxo axiais são projetados para baixo fluxo e carga alta.

A velocidade específica identifica aproximadamente a relação aceitável entre o diâmetro do olho do impulsor, (D_1) e o diâmetro máximo do impulsor (D_2) em um impulsor bem projetado.

ns: 500 a 5.000;	$D_1/D_2 > 1.5$	bomba de fluxo radial
ns: 5.000 a 10.000;	$D_1/D_2 < 1.5$	bomba de fluxo misto
ns: 10.000 a 15.000;	$D_1/D_2 = 1.0$	bomba de fluxo axial

A velocidade específica também é usada no dimensionamento de uma bomba nova por ampliação de escala de uma bomba menor de mesma velocidade específica. O desempenho e construção da bomba menor são usados para prever o desempenho e modelar a construção da bomba nova.

2.1.5.3 Velocidade específica de sucção (n_{ss})

É um número adimensional, ou índice, que define as características de sucção de uma bomba. É calculado pela mesma fórmula de n_s , substituindo H por $NPSH_r$. Em bombas de múltiplos estágios o $NPSH_r$ é baseado no impulsor do primeiro estágio. A velocidade específica de sucção é usada comumente como base para calcular a faixa operacional segura de capacidade para uma bomba. Quanto mais alto n_{ss} é, mais reduzida é a faixa operacional segura de seu ponto de melhor eficiência. Os números variam entre 3.000 e 20.000. A maioria dos usuários prefere que suas bombas tenham n_{ss} na faixa de 8.000 a 11.000 para operação ótima e livre de problemas.

2.1.5.4 Leis de afinidade

As Leis de Afinidade são expressões matemáticas que definem mudanças na capacidade da bomba, quando ocorrem mudanças na velocidade da bomba, no diâmetro do impulsor, ou ambos.

De acordo com as *leis de afinidade*:

A **capacidade, Q** varia na proporção direta da relação do diâmetro do impulsor, **D**, ou da relação de velocidade **n** :

$$Q_2 = Q_1 \times \frac{D_2}{D_1} \quad (6)$$

$$Q_2 = Q_1 \times \frac{n_2}{n_1} \quad (7)$$

A **carga, H** varia na proporção direta do quadrado da razão de diâmetros do impulsor, **D**, ou do quadrado da razão de velocidade **n**:

$$H_2 = H_1 \times \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \quad (8)$$

$$H_2 = H_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (9)$$

A **potência** varia na proporção direta do cubo da relação de diâmetros do impulsor, ou o cubo da relação de velocidades:

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \quad (10)$$

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \quad (11)$$

Onde o subscrito 1 se refere à condição inicial e 2 à nova condição. Quando variam tanto o diâmetro do impulsor como a velocidade da bomba, as equações podem ser combinadas para dar:

$$Q_2 = Q_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right) \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \quad (12)$$

$$H_2 = H_1 \times \left(\frac{n_2 \times D_2}{n_1 \times D_1} \right)^2 \quad (13)$$

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \times \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5 \quad (14)$$

Esta equação é usada para calcular o diâmetro de um impulsor a partir de uma dada curva de desempenho de uma bomba de maior diâmetro.

Obs.: As Leis de Afinidade só são válidas sob condições de eficiência constante.

2.2 VENTILADORES

Ventiladores são estruturas mecânicas utilizadas para converter energia mecânica de rotação, aplicada em seus eixos, em aumento de pressão do ar.

A ventilação geral é um dos métodos disponíveis para controle de um ambiente ocupacional. Consiste em movimentar o ar num ambiente através de exaustores ou ventiladores; também chamada ventilação mecânica. Um exaustor pode insuflar ar num ambiente, tomando ar externo, ou exaurir ar desse mesmo ambiente para o exterior, para isso basta observar o posicionamento da hélice na hora da montagem do equipamento.

Podem ser afixados em paredes, tubulações, telhados ou em circulação de ar livre, como uma solução econômica e eficiente em diversas aplicações como:

- Ventilação Ambiental: para renovação de ar (calor excessivo, umidade, fumaças, etc);
- Exaustão de gases ou poeira gerados em processos industriais;
- Casos onde necessite um fluxo de ar com baixa pressão estática.

2.2.1 Grandezas Características

Existem certas grandezas importantes para o funcionamento e para o desempenho de ventiladores. São elas:

- Número de rotações por minuto;
- Diâmetro de saída do rotor;
- Vazão;
- Altura de elevação;
- Potência;
- Rendimento.

2.2.1.1 Altura de elevação

Representa o desnível energético entre dois pontos e é expressa em altura de coluna de líquido.

Altura total de elevação (H_t) – é a energia total cedida pelo rotor do ventilador ao ar. Uma parte desta energia é perdida no próprio ventilador (h), por atrito e turbilhonamento (perdas hidráulicas).

Altura útil (H) – é a energia adquirida pelo fluido durante a passagem pelo ventilador. É definida por $H = H_t - h$.

Altura motriz de elevação (H_m) – é a energia mecânica fornecida pelo eixo do motor. Uma parte desta energia é perdida sob a forma de perdas mecânicas, H_p , nos mancais e na transmissão por correia. Pode-se escrever $H_m = H_t + H_p$.

2.2.1.2 Potências

A potência é a energia fornecida para efetuar trabalho na unidade de tempo. A cada altura de elevação existe uma potência com a mesma designação.

A **potência, P** [kW] necessária para instalação de um ventilador é:

$$P = \frac{\rho \times Q \times H}{1000 \times \eta} \quad (15)$$

onde:

ρ = massa específica do ar, kg/m³;

Q = Vazão do ventilador, m³/s;

H = altura de elevação (total, útil ou motriz), m;

η = rendimento total do ventilador.

2.2.1.3 Rendimentos

É a relação entre a potência aproveitada e a fornecida.

Rendimento hidráulico (η_h) – é a relação entre a potência útil e a potência total;

Rendimento mecânico (η_m) – é a relação entre a potência total útil e a potência motriz;

Rendimento total (η) – é o produto do rendimento hidráulico pelo rendimento mecânico.

2.2.2 Potência sonora do ventilador

A **potência sonora do ventilador, W_s** é a potência sonora total irradiada pelo ventilador, (expressa em watts).

2.2.3 Nível de potência sonora do ventilador

O **nível de potência sonora, NW_s** (em decibéis, dB) é dado por:

$$NW_s = 10 \times \log \left(\frac{W_s}{10^{-12}} \right) \quad (16)$$

2.2.4 Curvas características de ventiladores

As curvas características de um ventilador expressam o seu desempenho para uma dada massa específica do ar.

Para uma dada rotação, são efetuadas determinações de P_{eixo} , η e Q , para diversas posições da válvula cônica.

Os resultados são apresentados em gráficos onde os valores de *pressão* e η são plotados em função de Q . Um conjunto típico de curvas características é mostrado na Figura 25.

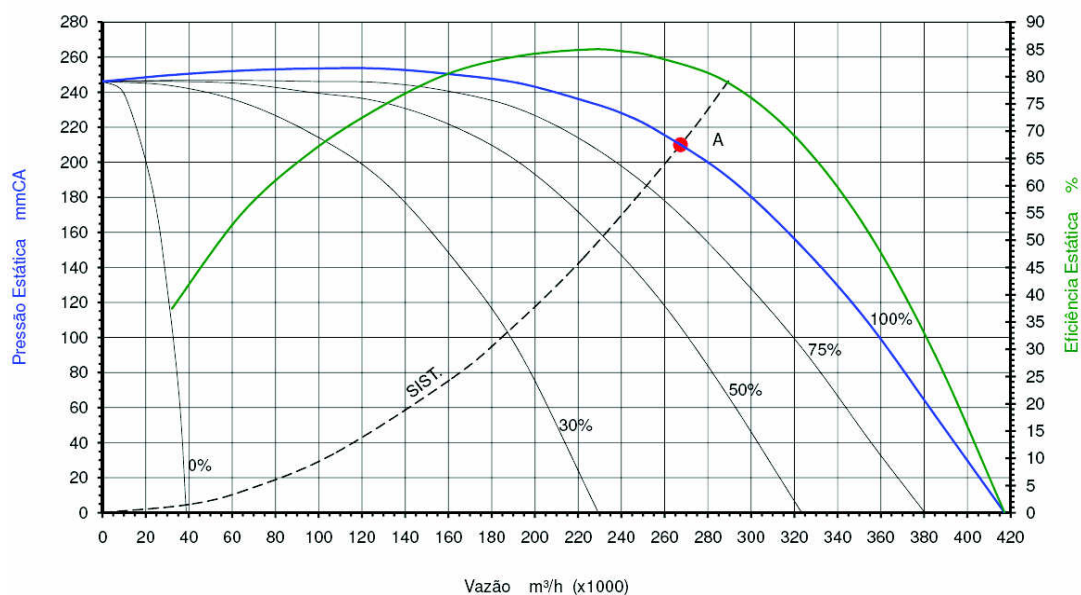


Figura 25 – Características de um ventilador centrífugo

2.2.5 Perda de Carga

A perda de carga de um sistema de ventilação industrial pode ser expressa em função da vazão do ventilador, Q , pela equação:

$$\Delta P = K_{SV} Q^2 \quad (17)$$

K_{SV} = coeficiente de perda do sistema de ventilação.

A equação acima representa a família de curvas parabólicas conhecida como *curvas características do sistema*.

A resistência ao escoamento apresentada por um sistema, não é obrigatoriamente fixa. A adição de novos componentes, a variação da abertura de válvulas reguladoras, a deposição de material particulado em meios filtrantes, são alguns dos fatores que alteram esta resistência, modificando, portanto, o coeficiente K_{SV} .

As características gráficas de um ventilador centrífugo, assim como as de uma bomba centrífuga, mudam de posição quando a velocidade muda.

2.2.6 Tipos de ventiladores

São utilizados diversos critérios para classificar os ventiladores, mas os mais utilizados são:

a) segundo o nível energético de pressão que estabelecem

- Baixa pressão: até 2 kPa (200 mmCA);
- Média pressão: entre 2 e 8 kPa (200 a 800 mmCA);
- Alta pressão: entre 8 e 25 kPa (800 a 2500 mmCA);
- Turbo-compressores: acima de 25 kPa (2500 mmCA).

b) segundo a modalidade construtiva

- Centrífugos – o ar entra na caixa ou voluta, paralelamente ao eixo do motor e é descarregado perpendicularmente à direção de entrada do ar;
- Axiais – o rotor se assemelha a uma hélice. O ar entra e sai do ventilador paralelamente ao eixo.

2.2.6.1 Principais ventiladores centrífugos



Ventilador centrífugo de pás inclinadas para frente

- eficiência mais elevada que do ventilador de pás retas, mas não é adequado para trabalhar com ar contendo material particulado;
- não é adequado para trabalhos de alta pressão;
- Ocupa pouco espaço.

É bastante utilizado na ventilação geral diluidora e na ventilação para conforto ambiental, pois o ar insuflado para dentro do ambiente está praticamente isento de partículas.

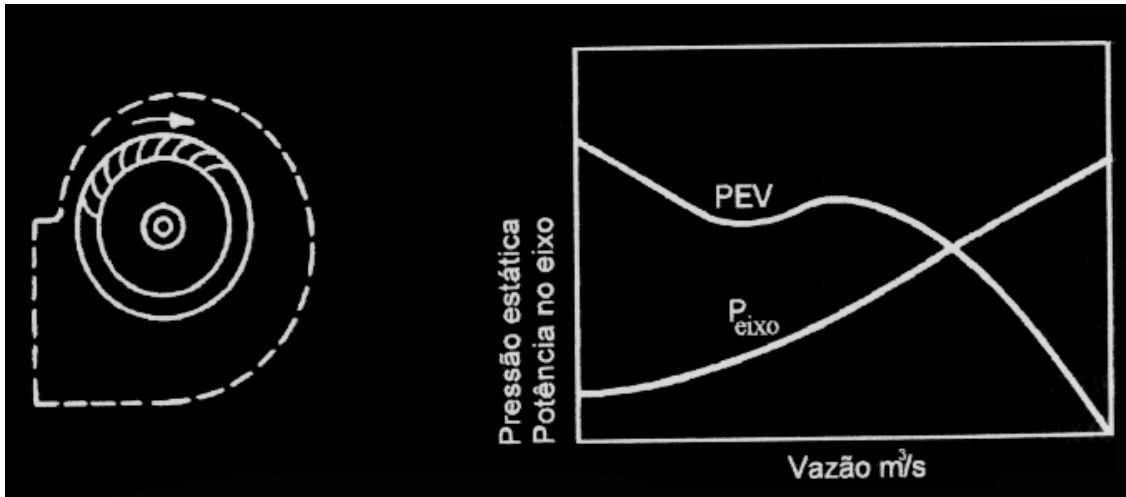


Figura 26 – Ventilador centrífugo de pás inclinadas para frente

Ventilador centrífugo de pás inclinadas para trás

Trabalha com velocidades maiores que os anteriores e possui características importantes:

- Apresenta eficiência mais elevada;
- É silencioso;
- Tem auto-limitação de potência decorrente da forma de sua curva de potência.

Se o motor de acionamento for selecionado para o pico da curva de potência, não existirá perigo de ocorrer sobrecarga.

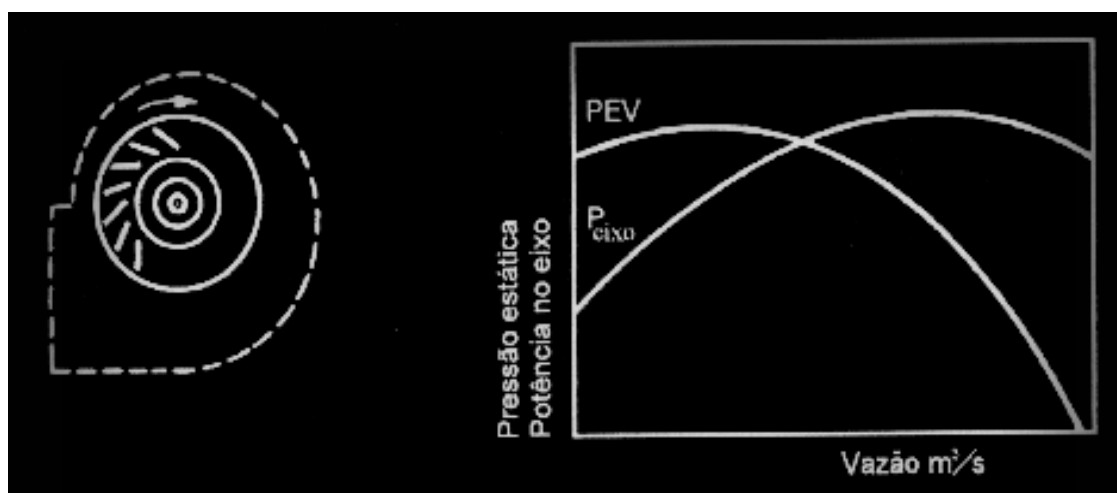


Figura 27 – Ventilador centrífugo de pás inclinadas para trás

2.2.6.2 Ventiladores axiais



Ventilador axial propulsor

Indicado para movimentar grandes vazões de ar, com pequenos diferenciais de pressão.

- Vantagem: construído com grande simplicidade e, conseqüentemente, baixo custo;
- Normalmente é instalado sem duto.

Muito utilizado na ventilação geral diluidora.

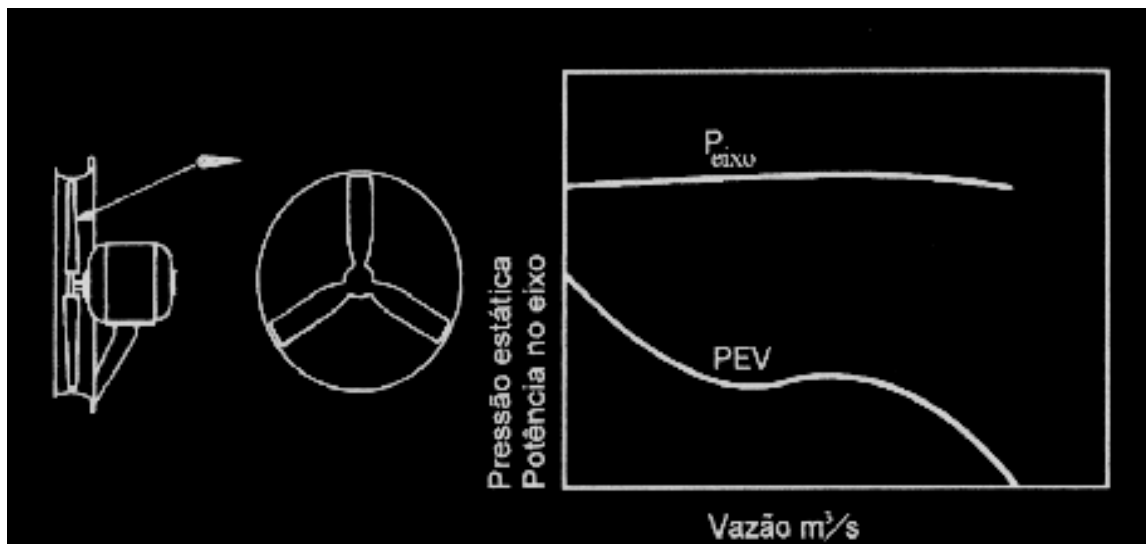


Figura 28 – Ventilador axial propulsor

Ventilador de tubo axial

Trabalha com pressões maiores que o ventilador axial propulsor, com um rendimento maior. Isto é possível devido ao rotor com pás de melhor perfil aerodinâmico que o anterior e a presença do tubo axial.

Para aumentar ainda mais a eficiência, podem ser afixadas no interior do tubo axial, aletas estabilizadoras do fluxo.

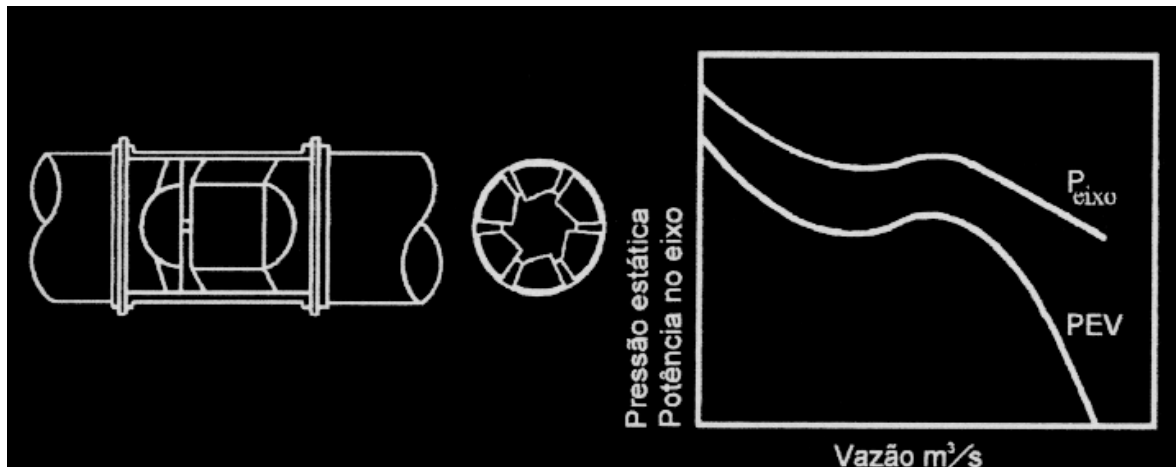


Figura 29 – Ventilador de tubo axial

2.2.7 Leis dos ventiladores

As leis dos ventiladores são decorrentes da aplicação da teoria da similaridade às máquinas de fluxo. Elas são resumidas a seguir.

Ventilador trabalhando com ar, com massa específica (ρ) constante e rotações diferentes

As equações de similaridade, anteriormente aplicadas às bombas,

$$Q_2 = Q_1 \times \frac{n_2}{n_1}$$

$$H_2 = H_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2$$

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3$$

Também são aplicadas para os ventiladores, acrescentando-se:

$$NW_{s2} = NW_{s1} + 50 \times \log \left(\frac{n_2}{n_1} \right)$$

n_1, n_2 = rotações dos ventiladores, *rpm*.

Ventiladores geometricamente semelhantes, trabalhando com mesma rotação ($n=cte$) e com massas específicas iguais ($\rho=cte$)

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

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

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5$$

$$NW_{s2} = NW_{s1} + 70 \times \log \left(\frac{D_2}{D_1} \right)$$

D_1, D_2 = diâmetros dos rotores dos ventiladores

Ventiladores geometricamente semelhantes, trabalhando com rotações diferentes e com massas específicas iguais ($\rho=cte$)

$$Q_2 = Q_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right) \times \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3$$

$$H_2 = H_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \times \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2$$

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \times \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5$$

Estas leis devem ser aplicadas com cautela, pois para grandes variações de vazão e rotores de tamanhos muito diferentes, a similaridade deixa de existir.

Um ventilador conectado a um sistema de dutos, apresenta uma vazão proporcional à perda de carga produzida pela tubulação de acordo com a equação (17).

Quando plotamos as curvas características do ventilador e do sistema de dutos em um único diagrama, a vazão de ar fornecida pelo ventilador corresponderá ao ponto de interseção das duas curvas, como mostra a Figura 30. Neste

ponto, o acréscimo de pressão produzido pelo ventilador equilibra a resistência ao escoamento oferecida pelo sistema de dutos.

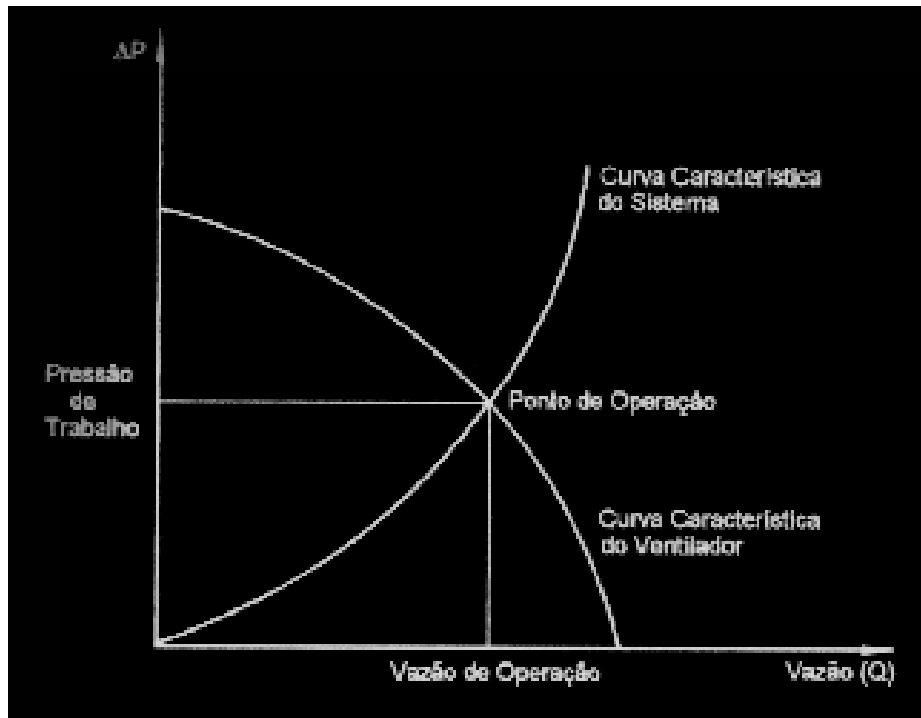


Figura 30 – Ponto de equilíbrio Ventilador-sistema

Obviamente, as condições reais de operação de um ventilador conectado a um sistema de tubulações podem ser bem diferentes das condições de teste em laboratório, muitas vezes fazendo com que o seu desempenho seja diferente do previsto. A principal causa desta divergência é a instalação de acessórios como curvas, variações de diâmetro do duto, etc., próximo à sucção do ventilador. A presença de acessórios próximos à descarga também afeta o desempenho, embora em menor intensidade.

2.2.8 Associação de Ventiladores

2.2.8.1 Associação em série

Dois ventiladores ligados em série têm a mesma vazão e suas pressões totais são somadas. Na figura abaixo, as curvas características típicas de um ventilador e a resultante da associação de dois ventiladores, em série. A Figura 31 apresenta um esquema das curvas características de ventiladores em série.

2.2.8.2 Associação em paralelo

Quando dois ventiladores são associados em paralelo, a pressão total produzida pelos ventiladores é única e as suas vazões individuais se somam. A Figura 32 apresenta um esquema das curvas características de ventiladores em paralelo.

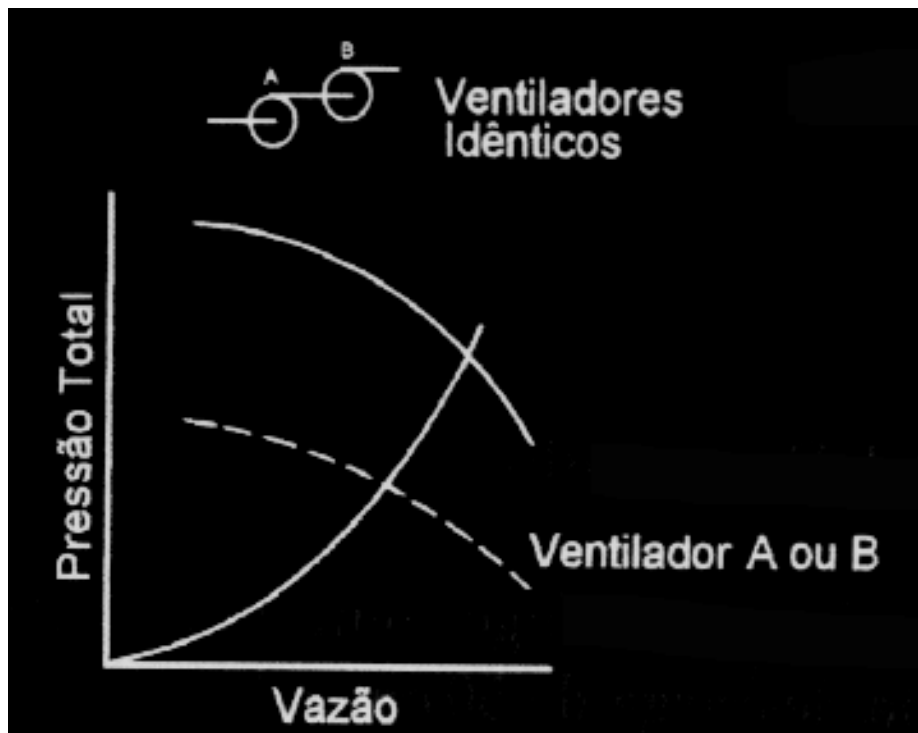


Figura 31 – Curvas características de dois ventiladores em série

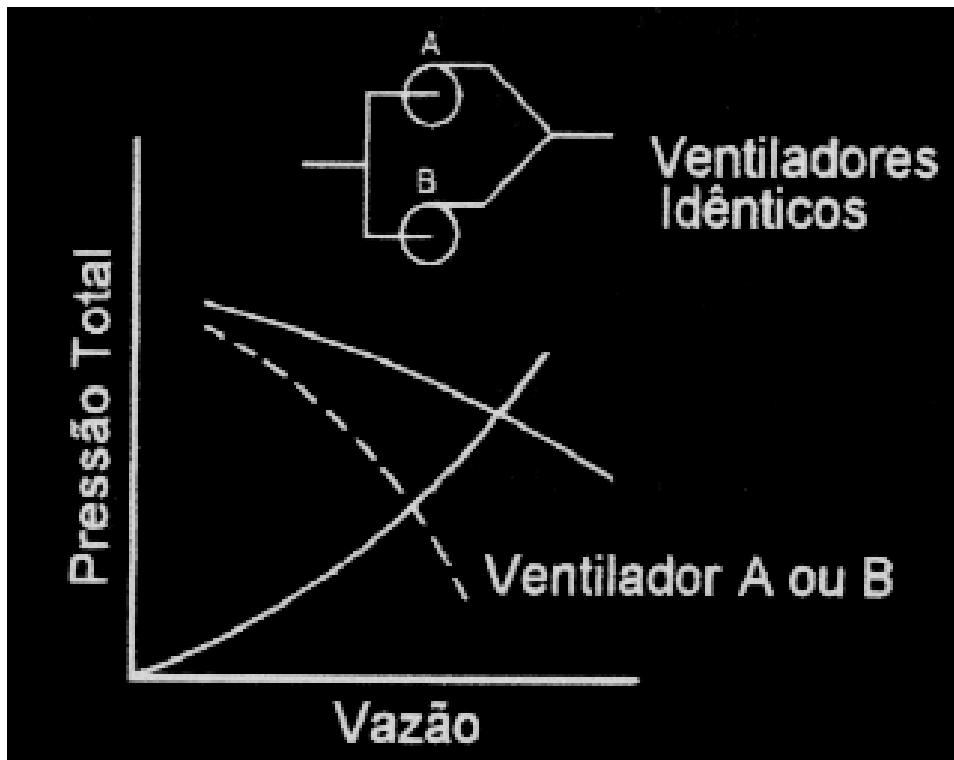


Figura 32 – Curvas características de dois ventiladores em paralelo