

# Projeto básico de salas limpas – Parte 3

**Autor:** Eng<sup>o</sup>. J. Fernando B. Britto, engenheiro mecânico, sócio da Adriferco Engenharia, secretário do GEC-4 e membro do conselho editorial da Revista da SBCC  
**Contato:** adriferco@gmail.com

**J. Fernando B. Britto**

### 5.3. Equipamentos e pontos de consumo

Durante o dimensionamento e detalhamento dos sistemas, o projetista sempre deve ter em mente as seguintes premissas:

- **Economia:** manter os equipamentos geradores e consumidores das utilidades o mais próximo possível uns dos outros.

Isto reduz os custos com a implantação das redes, além de reduzir os consumos originados pelo transporte (escoamento / bombeamento) das utilidades ao longo das redes.

- **Pontos de Medição Adequados:** diversos instrumentos requerem trechos retilíneos à montante e jusante para permitir a estabilização do escoamento e sua correta medição.

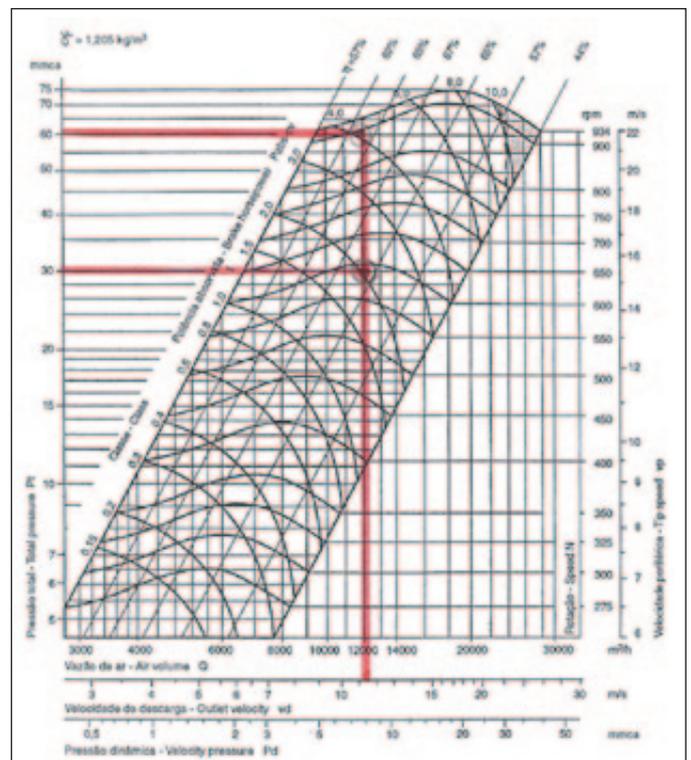
Exemplo: Pitot, Venturi, placas de orifício, rotâmetros, etc.

- **Acesso:** Prever espaço adequado para manutenção e regulagens do sistema.

Caso não seja possível acessar os pontos do sistema que requerem intervenções (ajustes ou substituição de componentes), a integridade do sistema será comprometida em um curto período de tempo, não sendo possível manter ou restabelecer suas condições operacionais de projeto.

Muitas vezes, embora tenha sido previsto espaço para manutenção, seu acesso é dificultado pela posi-

ção de execução dos trabalhos (agachado, às vezes no meio de utilidades perigosas) ou pelos esforços envolvidos nos trabalhos (içamento de componentes pesados, necessidade de torques elevados), requerendo a remoção (total ou parcial) do equipamento ou



**Figura 31a** – Rotor tipo “Sirocco” – DN 450mm

componente para locais que permitam sua manutenção adequada.

- **Ergonomia e segurança ocupacional:** deve ser avaliada a posição de operação, tipo de atividade, cargas de trabalho, além do período de exposição a ruídos elevados, temperatura (alta ou baixa), umidade (alta ou baixa), particulado (alto), riscos químicos e biológicos, além de outros fatores ambientais que possam afetar a integridade física dos operadores e mantenedores dos sistemas.

Atualmente vários destes requisitos são regulados por meio de normas e regulamentações trabalhistas específicas.

- **Identificações, bloqueio e travamento:** todos os equipamentos, bem como as redes de utilidades a eles conectadas, devem possuir identificações e dispositivos de bloqueio e travamento, de forma a permitir sua operação e manutenção adequadas e seguras.

### 5.3.1. Moto-Ventiladores – Critérios de Seleção

Durante o selecionamento dos ventiladores, deve ser escolhido o rotor adequado ao tipo de operação, além de avaliado o seu rendimento mecânico, de forma a minimizar o consumo e, conseqüentemente, o custo total de

propriedade do equipamento, conforme verificamos na figura 31a, 31b e 31c.

Comparando-se as curvas, verificamos que, embora os três tipos de rotores possuam o mesmo diâmetro e admitam uma mesma vazão, o rotor “Sirocco” só permite operar com baixas pressões.

Ao compararmos os rotores “Limit Load” e “Air Foil”, verificamos que, embora este último seja na realidade uma variante do tipo “Limit Load”, a versão original do rotor admite operar com pressões ligeiramente maiores ao passo que sua variante fornece melhor desempenho (rendimento mecânico) quando operando nas mesmas condições.

Exemplificando, se desejássemos operar um sistema com vazão de 12000 m<sup>3</sup>/h e pressão de 180 mmca, verificaríamos que não seria possível obter uma seleção adequada com rotores do tipo “Sirocco”.

Se escolhêssemos um rotor do tipo “Limit Load”, teríamos um rendimento de ~78% e absorveria uma potência de ~13,0 cv, ao passo que um rotor “Air Foil” teria um rendimento de ~86%. e absorveria uma potência de ~11,5 cv.

Embora o preço de aquisição do moto ventilador com rotor “Limit Load” possa ser consideravelmente menor, a diferença de potência (e consumo) implicaria em

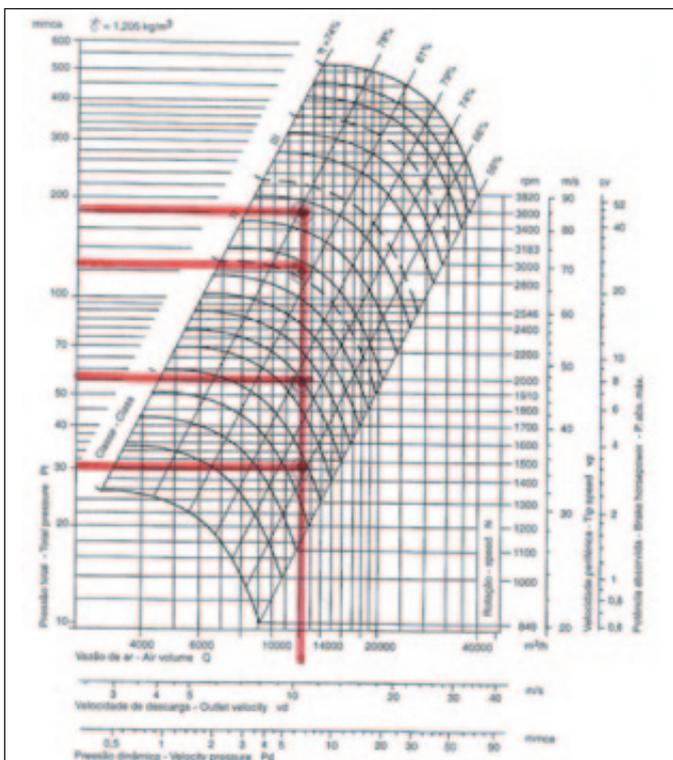


Figura 31b – Rotor tipo “Limit Load” – DN 450mm

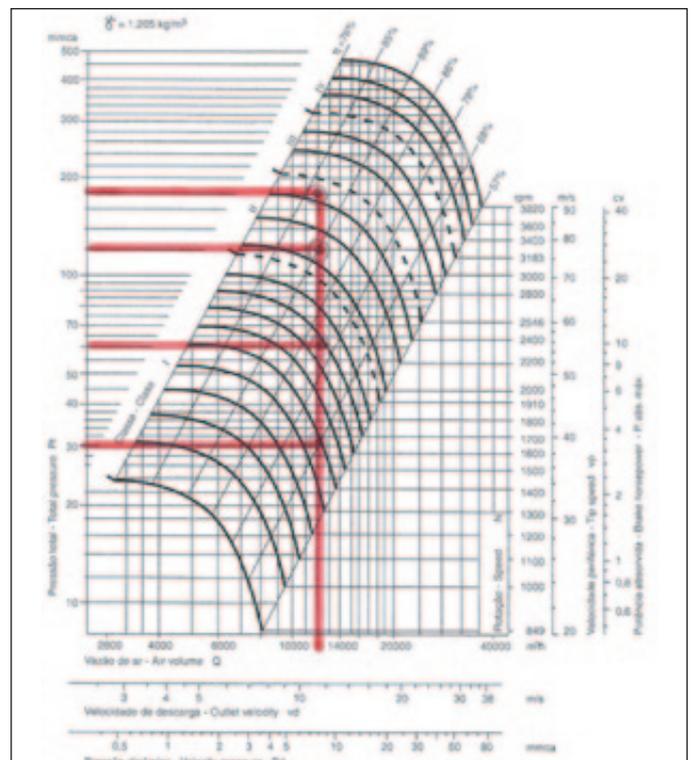


Figura 31c – Rotor tipo “Air Foil” – DN 450mm

componentes elétricos (chaves, proteções, inversores, cabeamento, etc.) maiores, o que reduziria a diferença total do preço de aquisição e, além disso, a diferença de consumo poderia reverter rapidamente a diferença no investimento inicial em custo de produção, afetando o custo total de propriedade do equipamento.

Tão importante quanto a avaliação das características de desempenho do equipamento é a **avaliação dos limites operacionais do equipamento, os quais devem ser compatíveis com a aplicação.**

**Devem ser verificadas a rotação e a potência absorvida (BHP) máximos para o rotor escolhido**, pois, ao longo da vida útil do equipamento, **pode ser necessário alterar sua rotação** (às vezes isso acontece logo durante sua partida), sendo necessário **verificar se a seleção não se encontra muito próximo do limite de classe construtiva** recomendada pelo fabricante **ou se a potência especificada permitirá futuros aumentos da rotação.**

Cabe lembrar que, segundo a Lei das Bombas e dos Ventiladores:

$$\frac{Q_1}{Q_0} = \frac{n_1}{n_0} \quad \frac{dP_1}{dP_0} = \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 \quad \frac{N_1}{N_0} = \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^3$$

Onde:

n: rotação

Q: vazão

dP: diferencial de pressão

N: potência absorvida

### 5.3.1.1. Fatores de conversão

Especial cuidado deve ser dado durante a aplicação de fatores de conversão, para se evitar o subdimensionamento dos equipamentos:

$$1 \text{ mmH}_2\text{O} = 9,8065 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ mmHg} = 133,3224 \text{ Pa}$$

Sabemos que a pressão atmosférica total afeta a densidade do fluido e, por conseguinte, a pressão estática disponível no ventilador. Sendo a condição do ar padrão referida à altitude zero (nível do mar), qualquer elevação na altitude de operação implicará na necessidade de aumento da rotação do ventilador, de forma a se obter a mesma pressão estática disponível.

Então, aplicando-se incorretamente os fatores de arredondamento na conversão da pressão estática (10 ao invés de 9,8065) requerida e na pressão atmosférica

local, obrigatoriamente será necessária a correção da rotação em campo.

E, como vimos anteriormente, já que a relação de potências varia ao cubo da relação de rotações, uma pequena diferença de 1% a 3% na rotação irá levar a um aumento de 3,0% a 9,3% na potência.

### 5.3.2. Motobombas – Critérios de Seleção

Durante o selecionamento das bombas, deve ser avaliada sua curva “Pressão x Vazão”, de forma a minimizar o consumo e, conseqüentemente, o custo total de propriedade do equipamento.

Durante o selecionamento deve ser ajustada a curva característica da bomba (CCB) em função da densidade e viscosidade do fluido bombeado (conforme ANSI/HI 1.3), além de verificada sua temperatura de operação.

Também devem ser verificados o  $NPSH_{REQ}$  (*Net Pressure Suction Head – Required*), a rotação e o rendimento mecânico, além de serem definidos os tipos de acoplamento, vedação e base da motobomba.

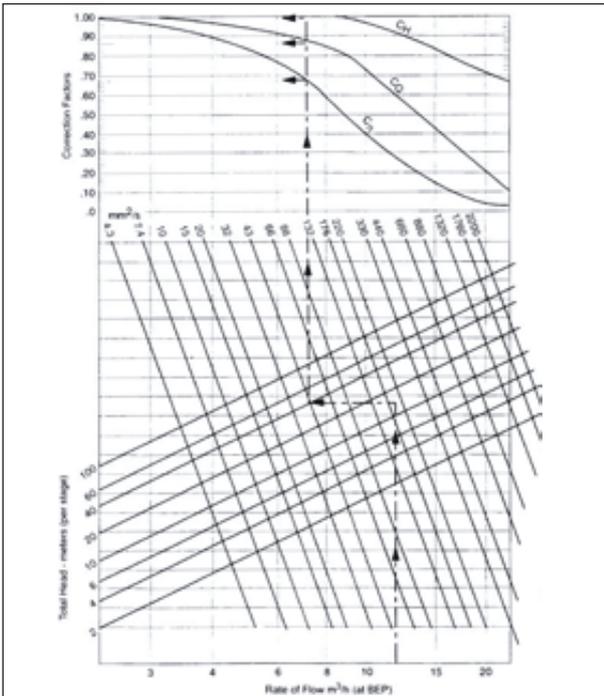
#### 5.3.2.1. Influência da Variação do tipo e condições do fluido

As curvas de seleção para bombas hidráulicas são elaboradas por meio de experimentação, sendo adotado um fluido padrão (geralmente: água limpa) para sua determinação.

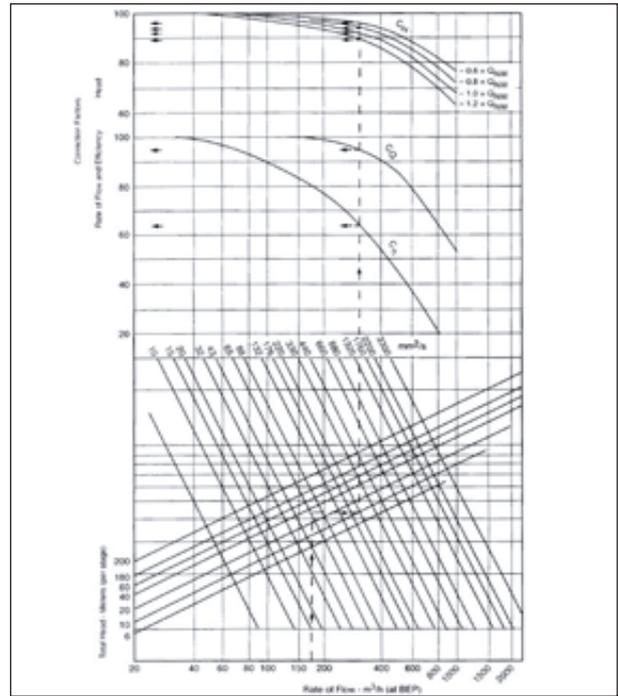
Uma vez que não seria economicamente viável elaborar curvas características para cada tipo de fluido, é necessário efetuar correções nas curvas em função das características e condições do fluido que efetivamente será utilizado no bombeamento.

A metodologia para efetuar estas correções encontra-se descrita na norma ANSI/HI 1.3 e leva em consideração as seguintes variáveis e efeitos:

- **Densidade:** altera a pressão ou altura manométrica na descarga da bomba, afetando também sua potência absorvida (BHP), de forma diretamente proporcional.
- **Temperatura:** afeta o  $NPSH_A$  (*Net Pressure Suction Head – Available*) na entrada da bomba, devido à mudança da pressão parcial de vapor do fluido. Quanto maior a temperatura, mais próximo de sua curva de saturação do vapor.
- **Viscosidade:** afeta o formato da curva característica da bomba em função de sua vazão e altura manométrica operando com fluido padrão.



**Figura 32a** – Gráfico de correção de desempenho para moto-bombas com vazão de 2 a 20 m<sup>3</sup>/h. (conforme ANSI/HI 1.3)



**Figura 32b** – Gráfico de correção de desempenho para moto-bombas com vazão de 20 a 2000 m<sup>3</sup>/h (conforme ANSI/HI 1.3)

Os gráficos das figuras 32a e 32b permitem efetuar a correção das curvas das bombas em função de sua viscosidade.

### 5.3.2.2. Cavitação

Cavitação é um fenômeno físico caracterizado pela vaporização de um líquido em movimento causada pela redução de sua pressão total.

Ela ocorre nas bombas centrífugas devido ao seu próprio princípio de funcionamento, o qual utiliza um corpo girante formado por um conjunto de pás dispostas radialmente em relação ao eixo de rotação (rotor), para imprimir forças centrífugas e tangenciais ao fluido.

Isto produz no líquido um diferencial de pressão entre o eixo (sucção) e a extremidade do rotor (causado pela força centrífuga), amplificado até sua efetiva descarga (pelas forças tangenciais).

Entretanto, o acréscimo de energia introduzido pela movimentação do fluido a altas velocidades no interior da bomba, cria também uma zona de baixa pressão imediatamente atrás das pás do rotor, a qual, se atingir um valor igual ou inferior ao da pressão de saturação de vapor do fluido, causa a formação de bolhas de vapor no interior do fluxo, as quais explodem de encontro ao

# ANÚNCIO



rotor, causando vibrações, ruído elevado e erosão no rotor da bomba.

A forma de se evitar a cavitação nas bombas é garantir que o  $NPSH_A$  (disponível) seja maior que o  $NPSH_{REQ}$  (requerido) informado pelo fabricante da bomba. O valor do  $NPSH_A$  é dado pela equação:

$$NPSH_A = \frac{P_{atm} - P_v}{\gamma_{liquido}} + h_{est} - h_{perdas}$$

$$h_{perdas} = \frac{8 \times f \times L_{eq} \times Q^2}{\pi^2 \times D^5 \times g}$$

Onde:

$NPSH_A$ : Pressão estática positiva disponível na sucção [m]

$P_{atm}$ : Pressão atmosférica local [Pa]

$P_v$ : Pressão parcial de vapor do líquido [Pa] – Tabelado

$\gamma_{liquido}$ : Peso específico do líquido [N] – Tabelado

$h_{est}$ : Altura manométrica da coluna estática de líquido [m]

$h_{perdas}$ : Altura manométrica equivalente à perda de carga estática [m]

$f$ : Fator de fricção (diagrama de Moody-House) [adimensional]

$L_{eq}$ : Comprimento equivalente da tubulação [m]

$Q$ : Vazão volumétrica do líquido [m³/s]

$D$ : Diâmetro interno da tubulação [m]

$G$ : Aceleração da gravidade [adotado: 9,8065 m/s²]

### Nota

- Embora a cavitação também possa ocorrer em sistemas fechados (onde todos os pontos da rede se encontram teoricamente selados em relação à pressão atmosférica), esta pode ocorrer devido ao entupimento de filtros ou fechamento de válvulas à montante da bomba ou, então, à falta de água no sistema.

Para evitar estes problemas, recomenda-se a instalação de filtros apenas após as bombas, evitando a perda de carga adicional acarretada pelo dispositivo. Além disso, o tanque de expansão e reposição de fluido deve ser conectado diretamente à sucção da bomba, o que também evitará problemas de transbordamento do reservatório, caso a pressão da linha

no ponto de sua conexão exceda a pressão exercida por sua coluna de líquido.

### 5.3.2.3. Efeito da variação da rotação e do diâmetro do rotor sobre a curva característica da bomba

Segundo as Leis da Afinidade das Bombas em relação aos Sistemas (Lei das Bombas, que é a mesma aplicada aos ventiladores), as variáveis associadas à bomba irão variar da seguinte forma:

Pump Affinity Laws		
Function	Speed Change	Impeller Diameter Change
Flow	$Q_2 = Q_1 \left( \frac{N_2}{N_1} \right)$	$Q_2 = Q_1 \left( \frac{D_2}{D_1} \right)$
Pressure	$P_2 = P_1 \left( \frac{N_2}{N_1} \right)^2$	$P_2 = P_1 \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2$
Power	$P_2 = P_1 \left( \frac{N_2}{N_1} \right)^3$	$P_2 = P_1 \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^3$

Figura 33 – Lei de afinidade das bombas

Fonte: 2008 ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment

Estas equações se encontram reproduzidas em forma de curvas de correção, conforme o gráfico da figura 34.

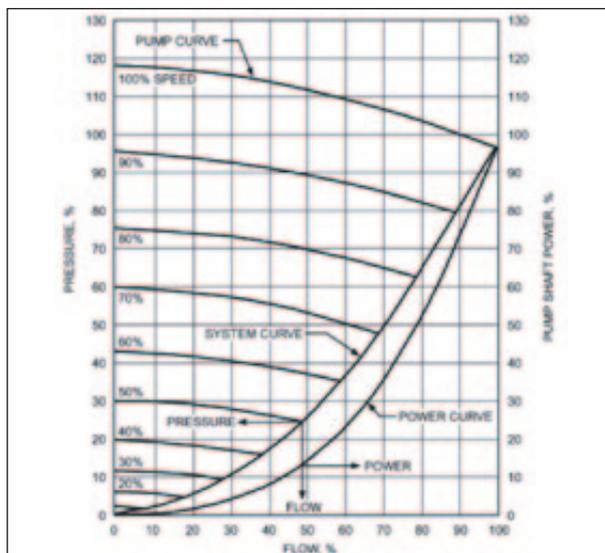


Figura 34 – Potência, vazão e pressão das bombas em função de sua rotação

Fonte: 2008 ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment

### 5.3.2.4. Exemplo de seleção de motobombas

Observemos as seleções efetuadas nas curvas das bombas representadas pelas figuras 35a e 35b.

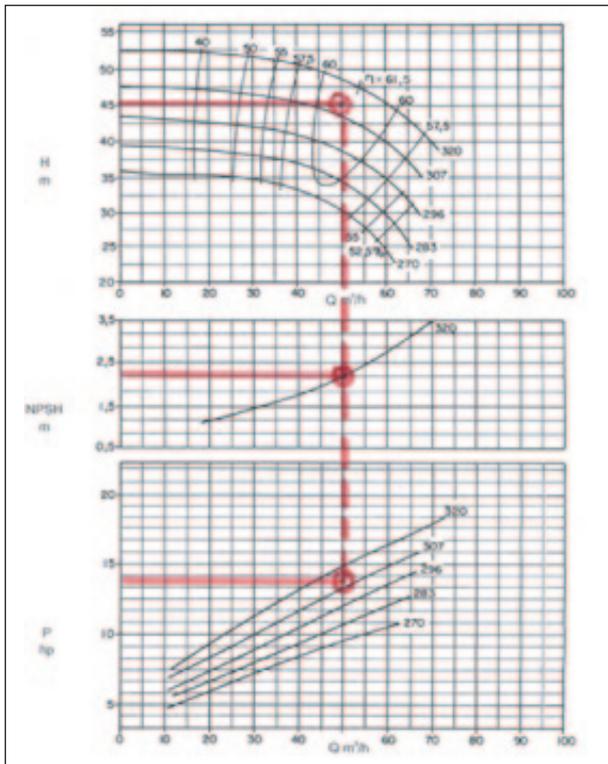


Figura 35a – Rotor DN 50-315 (@1750 rpm)

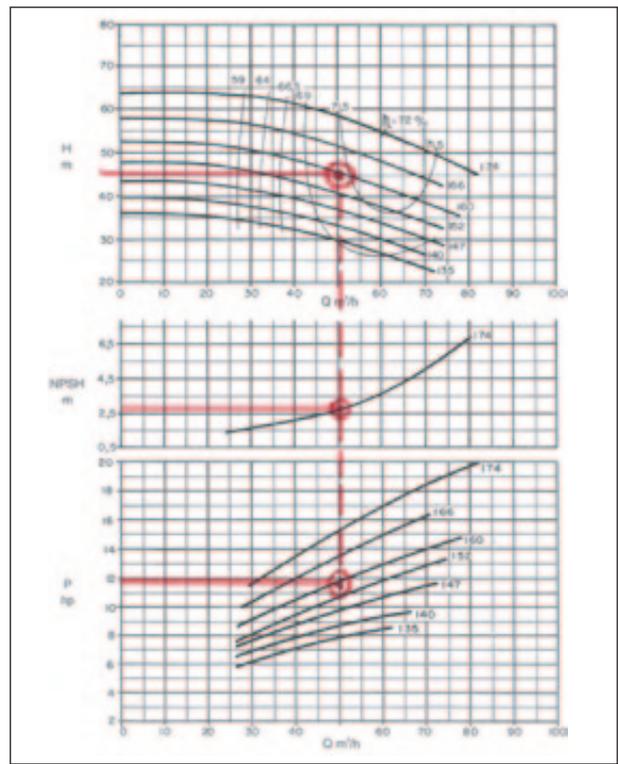


Figura 35b – Rotor DN 40-200 (@3500 rpm)

ANÚNCIO

Em ambos os casos, as motobombas foram selecionadas com vazão de 50 m<sup>3</sup>/h e altura manométrica de 45 m.

No caso da figura 35a, foi selecionado um rotor DN 50-315, operando a 1750 rpm, usinado com diâmetro de 310mm, produzindo um rendimento de ~61%, o que requer uma potência de 13,8 cv na ponta de seu eixo e um  $NPSH_{REQ}$  de ~2,2m.

Na figura 35b, foi selecionado um rotor DN 40-200, operando a 3500 rpm, usinado com diâmetro de 160mm, produzindo um rendimento de ~71%, o que requer uma potência de 11,8 cv na ponta de seu eixo e um  $NPSH_{REQ}$  de ~2,6m.

Certamente, a seleção com maior rotação irá produzir um ruído também maior, o que seria problema em uma instalação não-abrigada onde se deseja minimizar o nível de ruído.

Contudo, se as motobombas forem instaladas em salas de máquinas, juntamente com outros equipamentos tão ou mais ruidosos que as motobombas, como, por exemplo, os chillers, não há sentido em se limitar a rotação para controlar o ruído, permitindo a adoção da bomba de melhor rendimento mecânico.

### 5.3.2.5. Associação de Motobombas “em Paralelo” e “em Série”

Conforme podemos verificar no gráfico da figura 36, quando associamos bombas idênticas em paralelo, ocorre a somatória das vazões individuais de cada bomba.

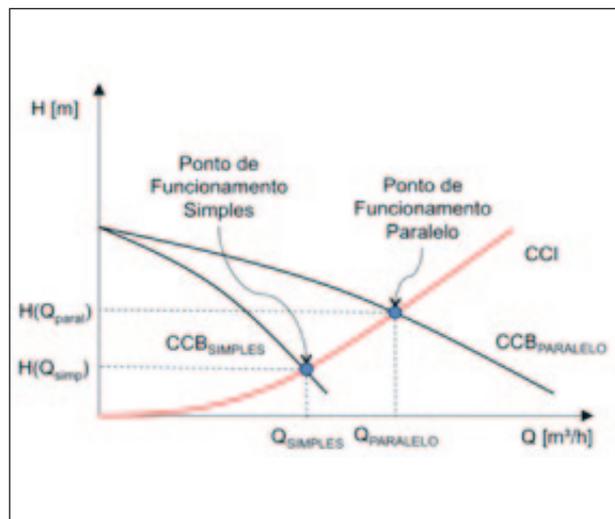


Figura 36 – Associação de bombas “em paralelo”

Isso significa que, a curva da associação em paralelo é obtida dobrando-se a distância horizontal (vazão) encontrada para cada ponto da CCB, sendo mantida a distância vertical (altura manométrica) de ambos os pontos.

Em outras palavras, a vazão de cada ponto da CCB é multiplicada pelo número de bombas associadas em paralelo, sendo mantida a altura manométrica observada para o ponto original.

No entanto, isto não significa que em um sistema existente, a vazão será diretamente proporcional ao número de bombas ativas a cada instante.

Na verdade, como cada aumento da vazão acarreta um aumento correspondente na altura manométrica do sistema, a vazão obtida a cada instante será dada pelo ponto de funcionamento originado pelo cruzamento da  $CCB_{PARALELO}$  com a CCI (curva característica da instalação).

Em sistemas convencionais, operando com fluidos “newtonianos” e descontados os efeitos das válvulas de controle (todas 100% abertas), a CCI possuirá uma curva característica dada por uma equação do tipo  $H = K * Q^2$ . Já as CCBs, nas mesmas condições, costumam ter uma equação do tipo  $H = h_{EST} - K * Q^2$ .

A associação de bombas em paralelo geralmente é empregada quando se deseja ampliar a vazão total de sistemas com baixa perda de carga associada.

Quando a perda de carga de um sistema é muito grande, adota-se a associação de bombas em série, na

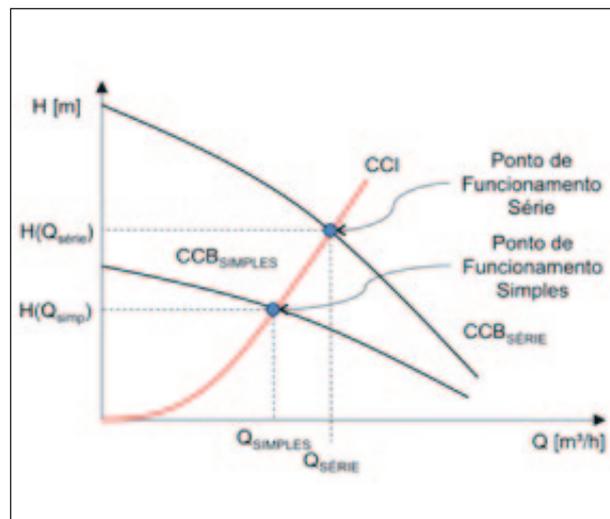


Figura 37 – Associação de bombas “em série”



qual ocorre a somatória das pressões individuais de cada bomba, conforme representado no gráfico da figura 37.

De forma similar ao que ocorre na associação em paralelo, a curva da associação de bombas idênticas em série é obtida dobrando-se a distância vertical (altura manométrica) encontrada para cada ponto da CCB, sendo mantida a distância horizontal (vazão) de ambos os pontos.

Em outras palavras, a altura manométrica de cada ponto da CCB é multiplicada pelo número de bombas associadas em série, sendo mantida a vazão observada para o ponto original.

A associação de bombas em série geralmente é empregada quando se deseja ampliar a altura manométrica total de sistemas com alta perda de carga associada.

E, tal como na associação em paralelo, na associação em série o aumento da pressão total disponibilizado pela associação em paralelo será dado pelo cruzamento das curvas CCI e  $CCB_{SÉRIE}$ .

**Nota:** Tal como no caso da Lei das Bombas, os Ventila-

dores seguem exatamente os mesmos princípios no caso das associações “em paralelo” e “em série”.

### 5.3.3. Resfriadores de Líquidos

Os resfriadores de líquidos, também conhecidos por sua designação em inglês: “chillers”, são conjuntos de equipamentos e dispositivos interligados (representados na figura 38), responsáveis pelo resfriamento de água (ou outro fluido térmico) utilizado no processo ou pelo sistema de tratamento de ar.

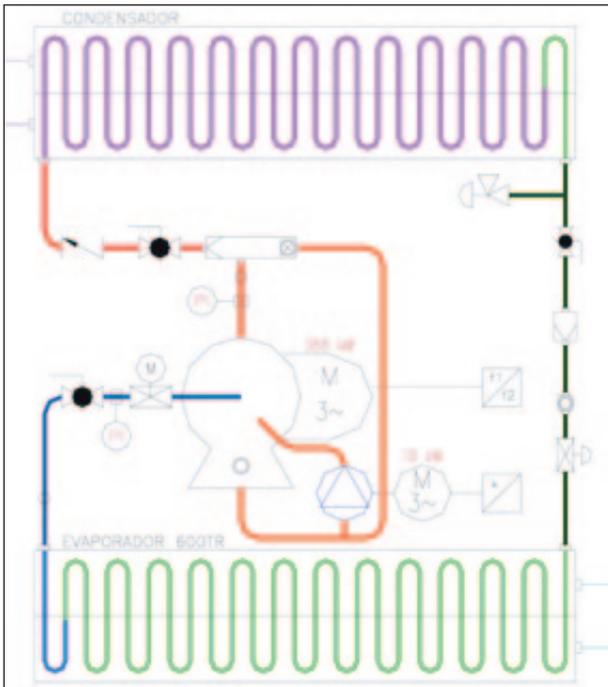
Para sua aquisição é necessário especificar seus componentes principais, tais como: compressores, condensadores e resfriadores, além do fluido refrigerante, do fluido resfriado, bem como seus dispositivos de acionamento e de controle de capacidade.

O projetista deverá comparar:

- Consumo
- Peso
- Ruído
- Vibrações
- Vazão e diferencial de temperatura (capacidade)

---

# ANÚNCIO



**Figura 38** – Diagrama representando um chiller com condensação à água

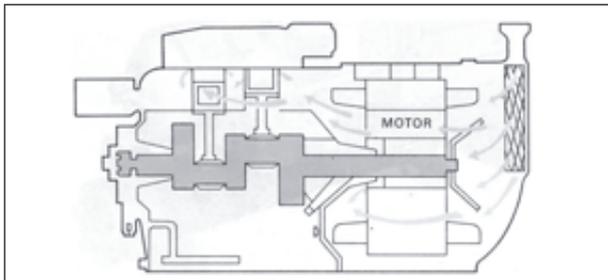
**5.3.3.1. Compressores: Tipos e características de seu controle de capacidade**

Unidades resfriadoras de líquido de pequeno porte costumam utilizar os mesmos tipos de compressores empregados nos equipamentos de expansão direta.

Atualmente, a tecnologia de compressão mais empregada em unidades de pequeno porte são os compressores do tipo recíproco (pistões, figura 39) e do tipo “scroll” (espiral rotativa, figuras 40 e 41).

O controle de capacidade destes equipamentos geralmente é realizado pelos intervalos de acionamento e desligamento dos compressores existentes em cada ciclo frigorígeno.

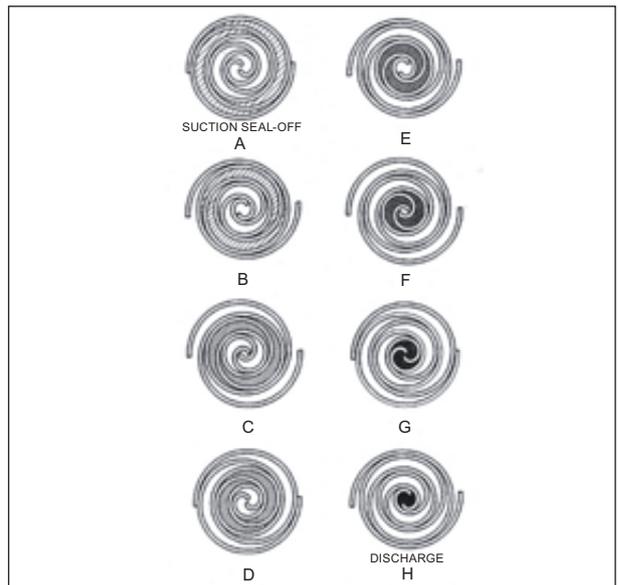
Já nas unidades de médio porte, atualmente se utilizam compressores do tipo parafuso (figuras 42 e 43) ou do



**Figura 39** – Compressor tipo recíproco  
Fonte: Manual de Aire Acondicionado Carrier

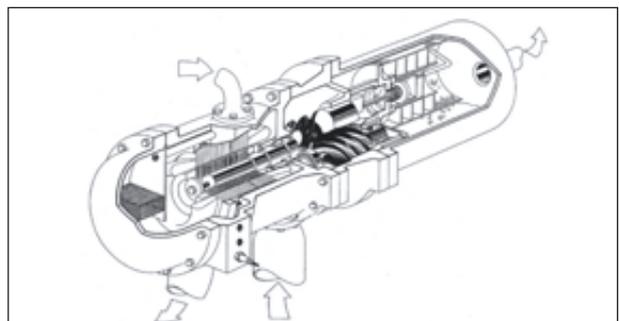


**Figura 40** – Compressor tipo scroll  
Fonte: Damfoss



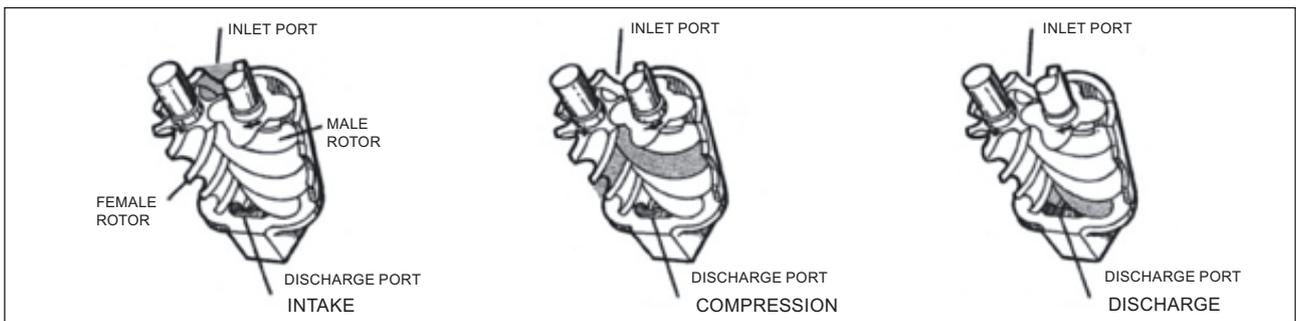
**Figura 41** – Processo de compressão em rotor do tipo scroll

Fonte: ASHRAE - 2000 HVAC Systems and Equipments Handbook



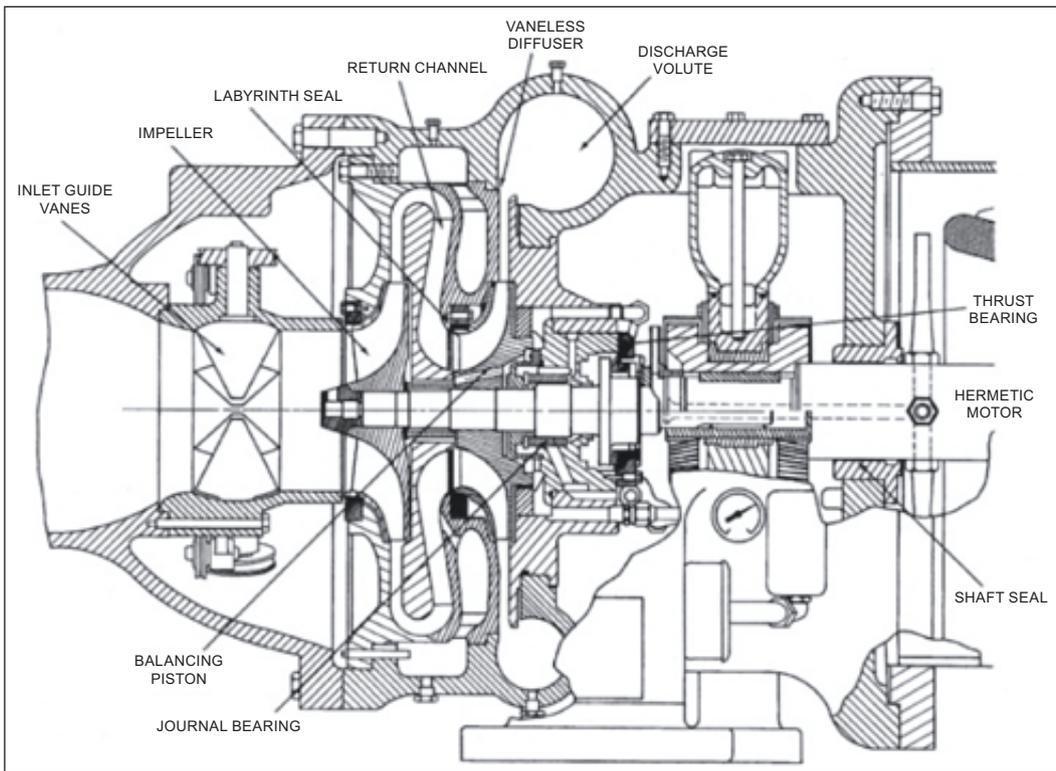
**Figura 42** – Compressor tipo parafuso

Fonte: ASHRAE - 2000 HVAC Systems and Equipments Handbook



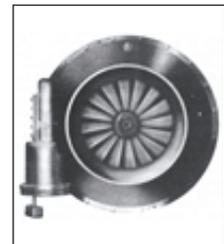
**Figura 43** – Processo de compressão em rotor do tipo parafuso

Fonte: ASHRAE - 2000 HVAC Systems and Equipments Handbook



**Figura 44** – Compressor tipo centrífugo

Fonte: ASHRAE - 2000 HVAC Systems and Equipments Handbook



**Figura 45** – Vista do “inlet guide vane” de um compressor tipo centrífugo

Fonte: Manual de Aire Acondicionado Carrier

tipo centrífugo (figuras 44 e 45) e nas unidades de grande porte geralmente se adotam compressores centrífugos.

No caso dos compressores parafuso, o controle de capacidade pode ser efetuado por dispositivos que alteram as dimensões de suas câmaras de compressão, aproximando ou afastando as camisas do corpo girante e/ou variando sua rotação.

Nos compressores centrífugos, o controle de capacidade pode ser efetuado por reguladores motorizados chamados “inlet guide vanes” na sucção do compressor e/ou variando sua rotação.

Ao serem especificados os compressores devem ser verificados os seguintes itens:

- Deslocamento volumétrico
- Condição de entrada do fluido
- Condição de saída do fluido
- Controle de capacidade



Capacidade  
frigorígena  
&  
Potência  
consumida

Deve-se evitar:

- Ciclagem excessiva → Queima do motor
- Alta temperatura de descarga → Danos às válvulas
- Taxa de compressão elevada → Temperatura de descarga elevada
- Falta de Superaquecimento → Retorno de líquido no compressor

A última parte deste artigo será publicada na próxima edição