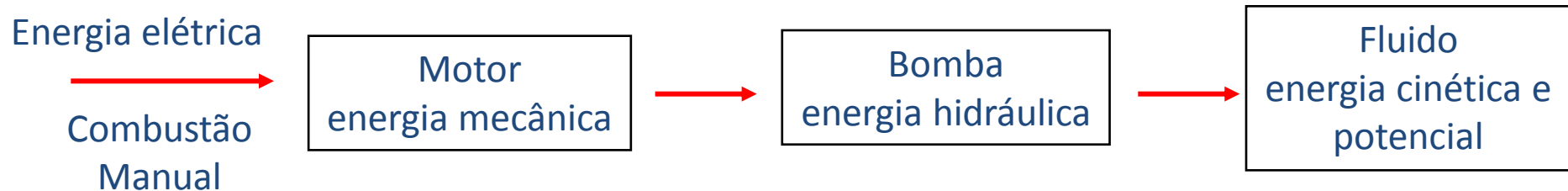


# Sétima aula de mecânica dos fluidos para engenharia química (ME5330)

30/03/2010

# Bombas

Objetivo: transformar energia hidráulica em energia cinética e potencial, ou seja, transformar uma energia mecânica em movimento e pressão no fluido.



# Tipos disponíveis de bombas

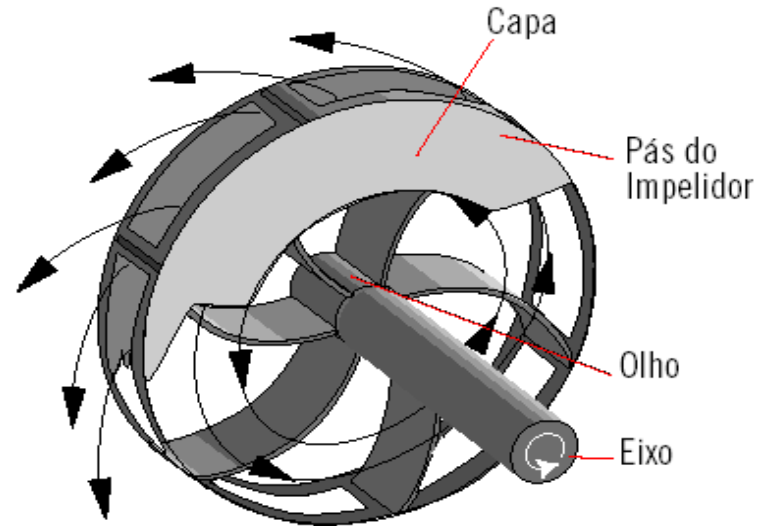
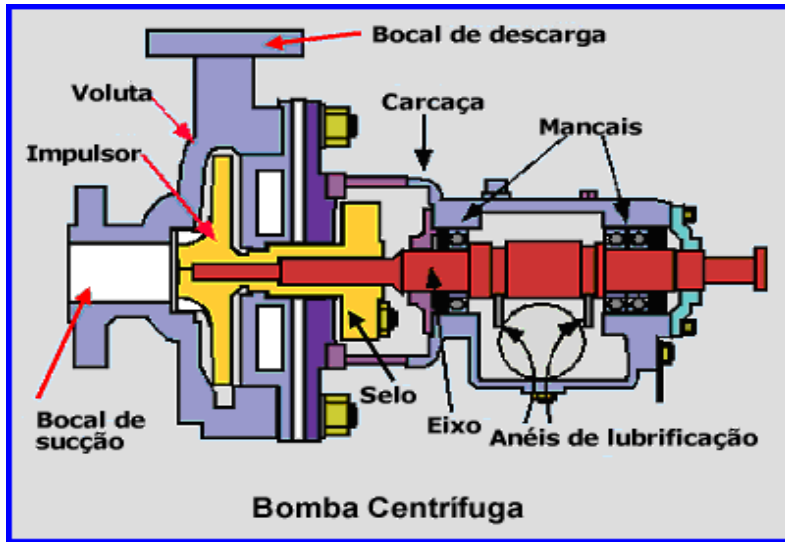
## Bombas Dinâmicas ou Turbo-bombas

- Axial
- Centrífuga
- Fluxo Misto

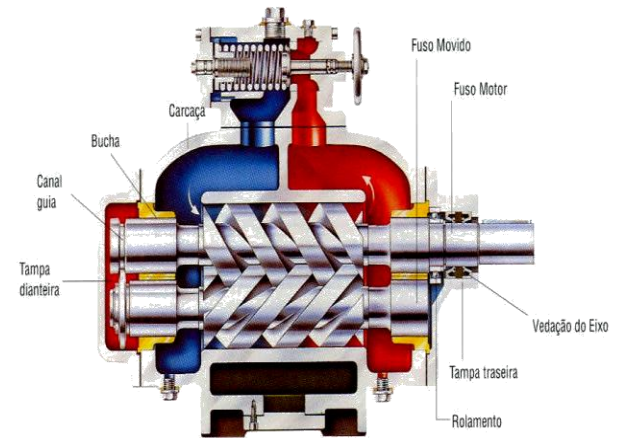
## Bombas Volumétricas ou Deslocamento Positivo

- Alternativas (Pistão, Êmbolo, Diafragma)
- Rotativas (Engrenagens, Lóbulos, Parafusos, Palhetas Deslizantes)

# BOMBAS DINÂMICAS



# BOMBAS VOLUMÉTRICAS

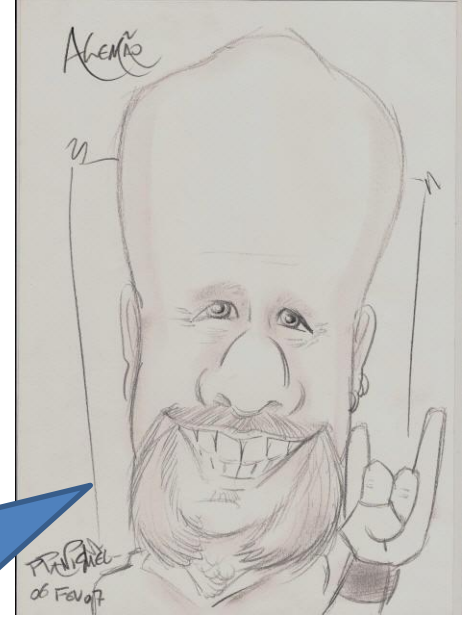


# Bombas

## Vantagens e Desvantagens

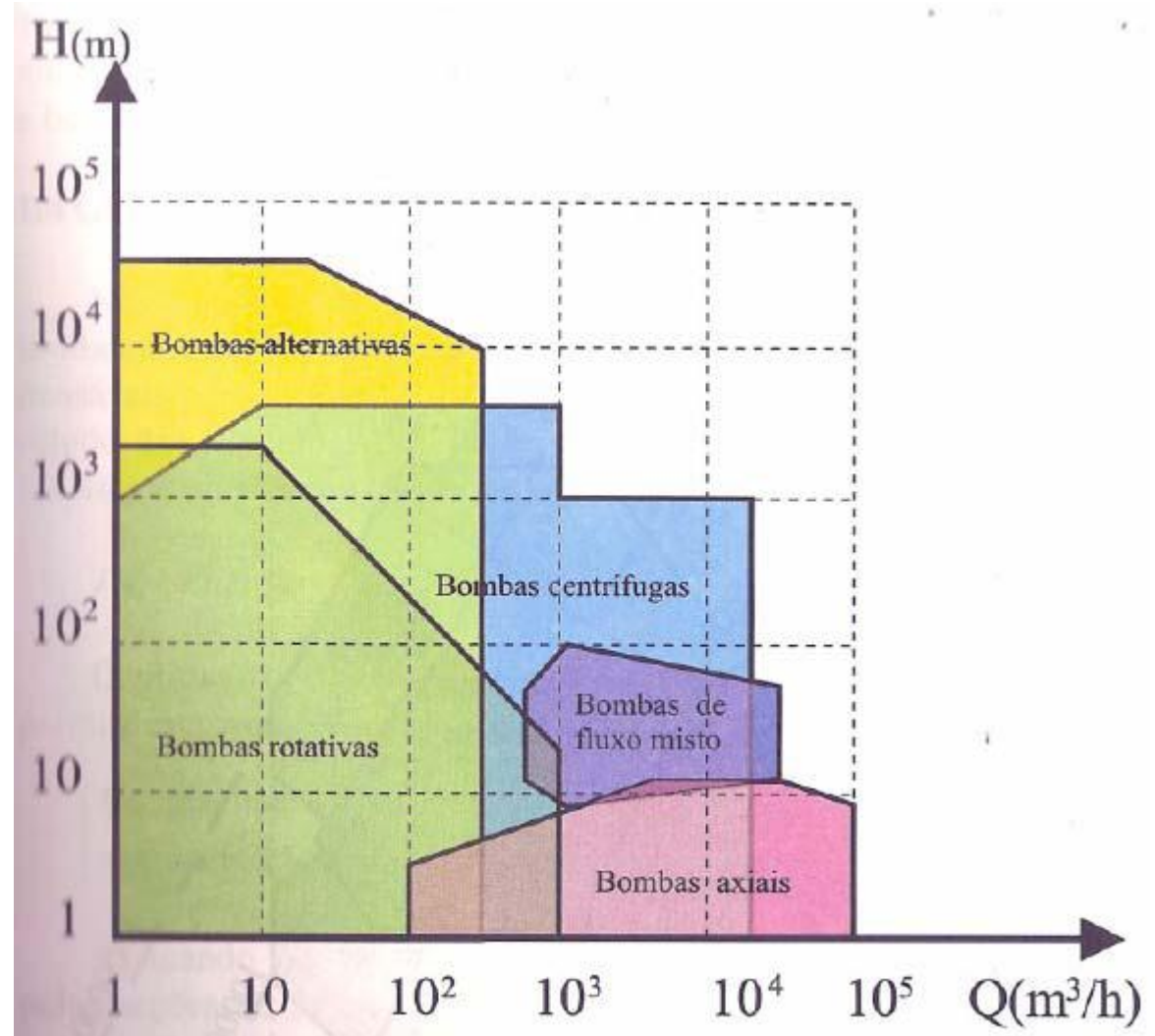
Bombas dinâmicas ou turbo-bombas	Bombas Volumétricas ou bombas de deslocamento positivo
A vazão bombeada depende das características de projeto da bomba, da rotação e das características do sistema em que está operando	Relação constante entre vazão de descarga e a velocidade da bomba
A energia é transmitida ao fluido pelo órgão mecânico, sob forma cinética, que posteriormente é convertida em energia de pressão	A vazão bombeada praticamente independe da altura e/ou pressão a serem vencidas
O início de funcionamento deve ser com a bomba cheia de fluido (escorvada).	O órgão mecânico transmite energia ao fluido sob forma exclusivamente de pressão
Menor custo de aquisição e manutenção	Podem iniciar seu funcionamento com a presença de ar em seu interior
	Conseguem bombear líquidos muito viscosos
	Aplicações que demandam altas pressões

Pode-se ter uma escolha preliminar da bomba baseada na vazão de projeto e na carga manométrica de projeto.



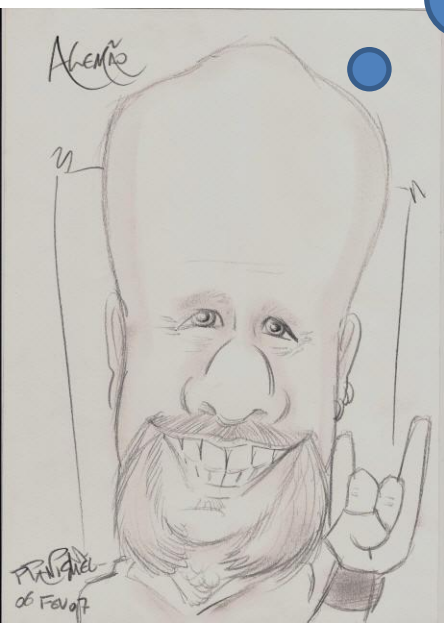
# Considerando o livro: Máquinas de Fluido escrito por Érico Lopes Henn e editado pela Editora **aufsm**

Basta marcar a vazão de projeto e a carga manométrica de projeto que se tem a escolha preliminar da bomba.



FEITA ESSA ESCOLHA DEVE-SE  
OPTAR PELO SEU FABRICANTE E AÍ,  
PODE-SE POR EXEMPLO, SE  
RECORRER AO DIAGRAMA DE  
TIJOLOS, COMO COMENTADO NO  
ENCONTRO ANTERIOR.

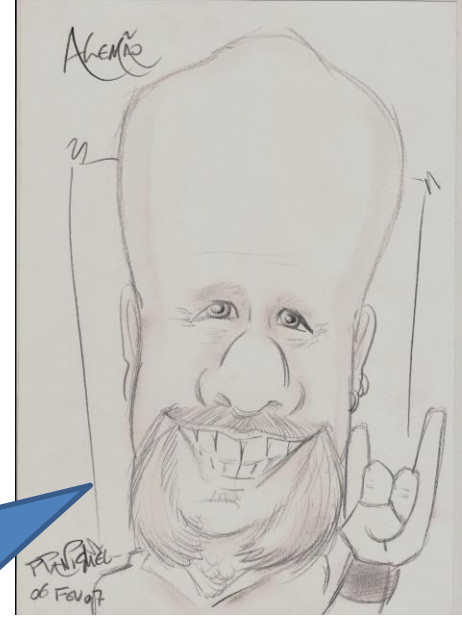
E A FORMA GEOMÉTRICA  
(O TIPO DO ROTOR) NÃO  
INFLUENCIA EM SEU  
FUNCIONAMENTO?





Influencia já que existem muitos tipos de bomba e cada um deles com suas características geométricas, atendendo uma faixa de vazões e de cargas, portanto na escolha da bomba, além dela atender o par  $H_B$  e  $Q$ , deve operar com o melhor rendimento possível e para isto, deve-se escolher a geometria conveniente para uma dada instalação.

Para a escolha da geometria conveniente da bomba pode-se recorrer a rotação (ou velocidade) específica.



A ROTAÇÃO ESPECÍFICA  
SÓ SERVE PARA  
SELECIONAR A PARTE  
GEOMÉTRICA? OU  
SERVER TAMBÉM ...



**Bomba centrífuga**

**Rotação ou  
velocidade  
específica (ns)**



**Bomba volumétrica**

## TENTANTO RESPONDER O QUESTIONAMENTO ANTERIOR ...

A rotação 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.

$n_s$  é a rotação de um rotor modificado e geométricamente equivalente para uma vazão de  $1 \text{ m}^3/\text{s}$  e uma carga manométrica de  $1 \text{ m}$  no ponto de melhor rendimento, considerando-se a mesma unidade da rotação da bomba.

Pelas condições de semelhança se tem:

$$\Psi_m = \Psi_p \Rightarrow \frac{H_{B_m}}{H_{B_p}} = \left( \frac{n_m}{n_p} \right)^2 \times \left( \frac{D_{r_m}}{D_{r_p}} \right)^2 \rightarrow \text{(I)}$$

$$\phi_m = \phi_p \Rightarrow \frac{Q_m}{Q_p} = \frac{n_m}{n_p} \times \left( \frac{D_{r_m}}{D_{r_p}} \right)^3 \rightarrow \text{(II)}$$

$$\frac{(\text{I})^3}{(\text{II})^2} = \frac{\left( \frac{H_{B_m}}{H_{B_p}} \right)^3}{\left( \frac{Q_m}{Q_p} \right)^2} = \left( \frac{n_m}{n_p} \right)^4 \rightarrow \text{(III)}$$

Observe-se que a equação (III) utiliza a vazão, a carga e a rotação de duas bombas pertencentes a uma mesma família, na condição especial de semelhança completa.

Para generalizar a situação anterior, optou-se em considerar como modelo a **bomba unidade**, que passa a ser um modelo que vale para qualquer família, onde tanto a vazão como a carga manométrica são definidas para **o ponto de projeto**, ou seja, o ponto onde se tem **o rendimento máximo**, o qual pode coincidir, ou não, com o ponto de trabalho.



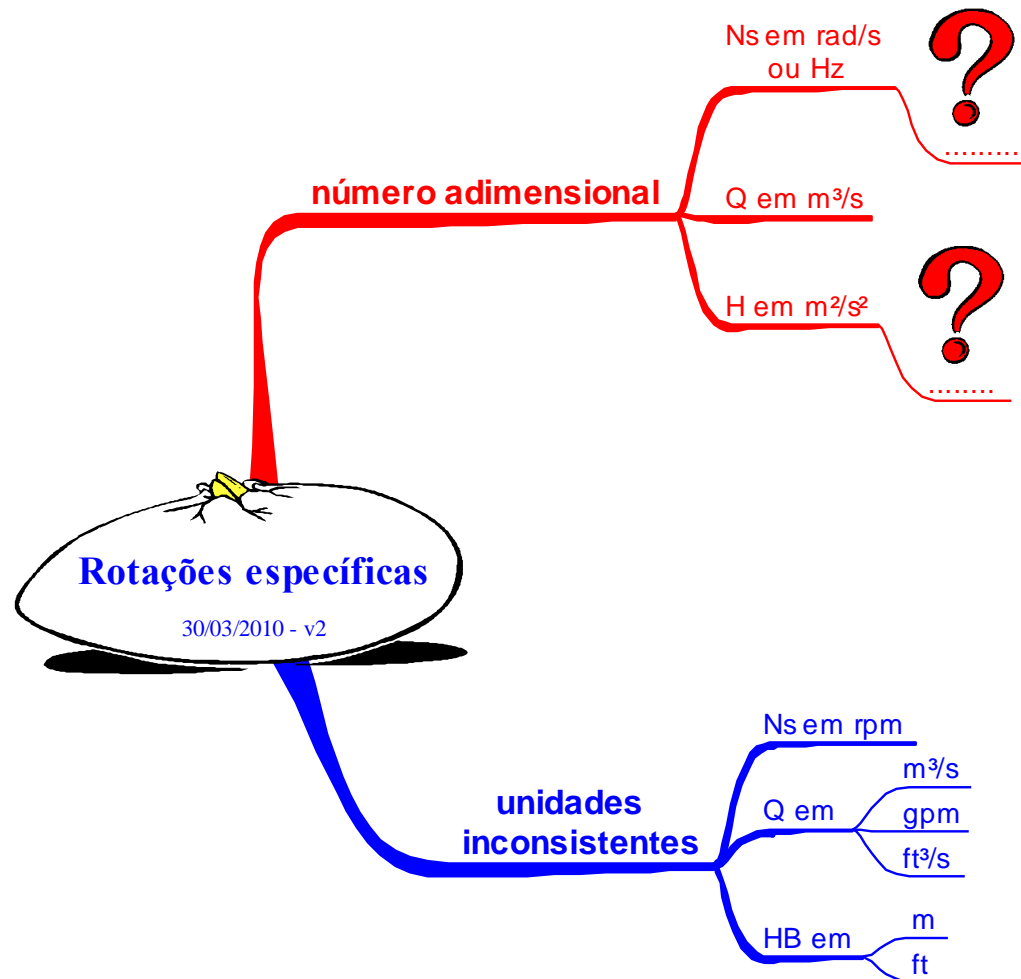
Considerando a bomba unidade como modelo, pode-se reescrever a equação (III) que dará origem a expressão para o cálculo da rotação específica:

$$\frac{\left(\frac{1}{H_{B_p}}\right)^3}{\left(\frac{1}{Q_p}\right)^2} = \left(\frac{n_s}{n}\right)^4 \Rightarrow n_s = \frac{n \times \sqrt{Q}}{H_B^{3/4}}$$

$n_s$  terá a mesma unidade de  $n$  já que

$Q$  será em  $\frac{m^3}{s}$  e  $H_B$  em  $m$

# Algumas considerações sobre as unidades da rotação específica.



Para se trabalhar com a rotação específica ( $n_s$ ) como sendo um número adimensional deve-se trabalhar com a rotação em rad/s, ou seja, ao invés de se considerar “n” se considera “ $\omega = 2\pi n$ ”, ou ainda, se considera “n” em rps (Hz). Além da rotação, deve-se trabalhar com energia fornecida por unidade de massa, portanto “H” será “ $m^2/s^2$ ”

$$n_s = \frac{n \times \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \Rightarrow [n_s] = \frac{s^{-1} \times \left( \frac{m^3}{s} \right)^{1/2}}{\left( \frac{m^2}{s^2} \right)^{3/4}}$$

$$[n_s] = \frac{s^{-1} \times m^{3/2} \times s^{-1/2}}{m^{3/2} \times s^{-3/2}} = \frac{m^{3/2} \times s^{-3/2}}{m^{3/2} \times s^{-3/2}} \Rightarrow \text{cqd}$$

Já para a unidade inconsistente da rotação específica ( $n_{sd}$ ) volta-se a trabalhar com a carga manométrica (energia por unidade de peso que é uma unidade de comprimento “m” ou “ft”), a vazão em “m<sup>3</sup>/s”, ou “gpm”, ou “ft<sup>3</sup>/s” e onde a unidade da rotação específica será a unidade adotada para a rotação ( $n$ ) da bomba.

# Exemplo

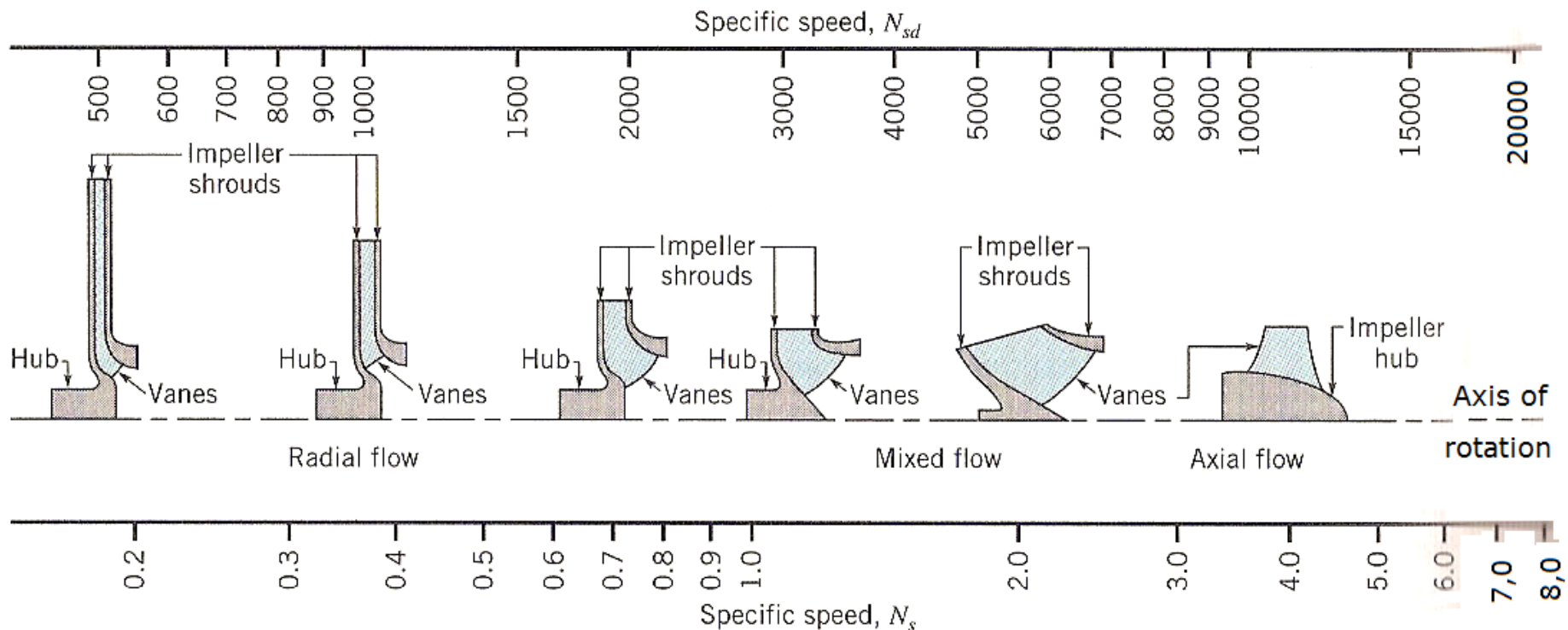
Considerando que uma bomba em seu ponto de melhor rendimento apresente a carga manométrica igual a 21,9 ft, a vazão de 300 gpm e a rotação de 1170 rpm, pode-se calcular a rotação específica correspondente:

1. Nas unidades usuais do USA
2. No SI
3. Nas unidades usuais europeias.

# Resolução do primeiro item, onde se trabalha com unidades inconsistentes:

$$n_{sd} = 1170 \text{rpm} \times (300)^{\frac{1}{2}} \text{gpm}^{\frac{1}{2}} \times \frac{1}{(21,9)^{\frac{3}{4}} \text{ft}^{\frac{3}{4}}}$$

$$n_{sd} \cong 2000 \text{rpm}$$

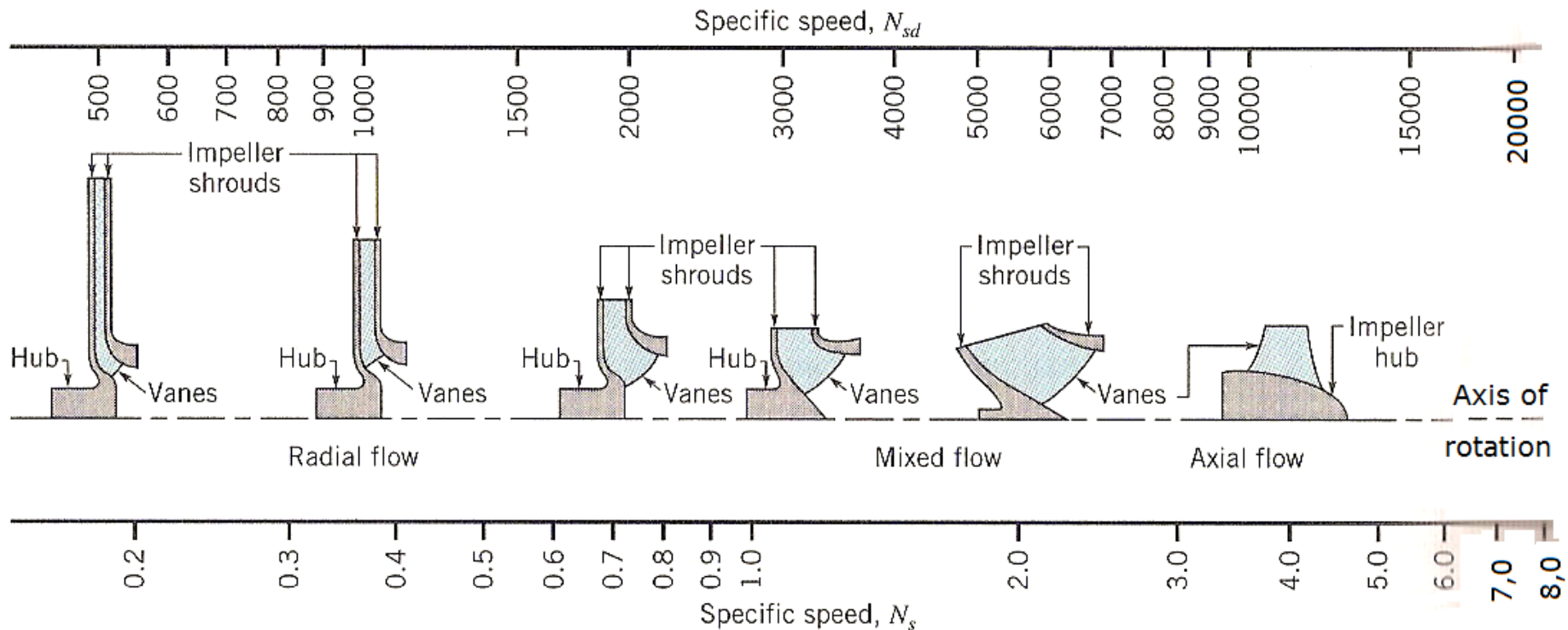


■ **FIGURE 12.18** Variation in specific speed with type of pump. (Adapted from Ref. 17, used with permission.)

# Resolução do segundo item:

$$\omega = 2\pi n = 2\pi \times \frac{1170}{60} = 123 \text{ rad/s} \rightarrow Q = 300 \text{ gpm} \cong 0,0190 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$H_B = 21,9 \text{ ft} \cong 6,68 \text{ m} \rightarrow gH_B = 9,8 \times 6,68 \cong 65,5 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \therefore n_s = 123 \times (0,0190)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1}{(65,5)^{\frac{3}{4}}} \cong 0,736$$



■ **FIGURE 12.18** Variation in specific speed with type of pump. (Adapted from Ref. 17, used with permission.)

## Resolução do terceiro item:

$$n = \frac{1170}{60} = 19,5 \frac{1}{s} \rightarrow Q = 300 \text{ gpm} \cong 0,0190 \frac{\text{m}^3}{s}$$

$$H_B = 21,9 \text{ ft} \cong 6,68 \text{ m} \rightarrow gH_B = 9,8 \times 6,68 \cong 65,5 \frac{\text{m}^2}{s^2}$$

$$\therefore n_s = 19,5 \times (0,0190)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1}{(65,5)^{\frac{3}{4}}} \cong 0,117$$

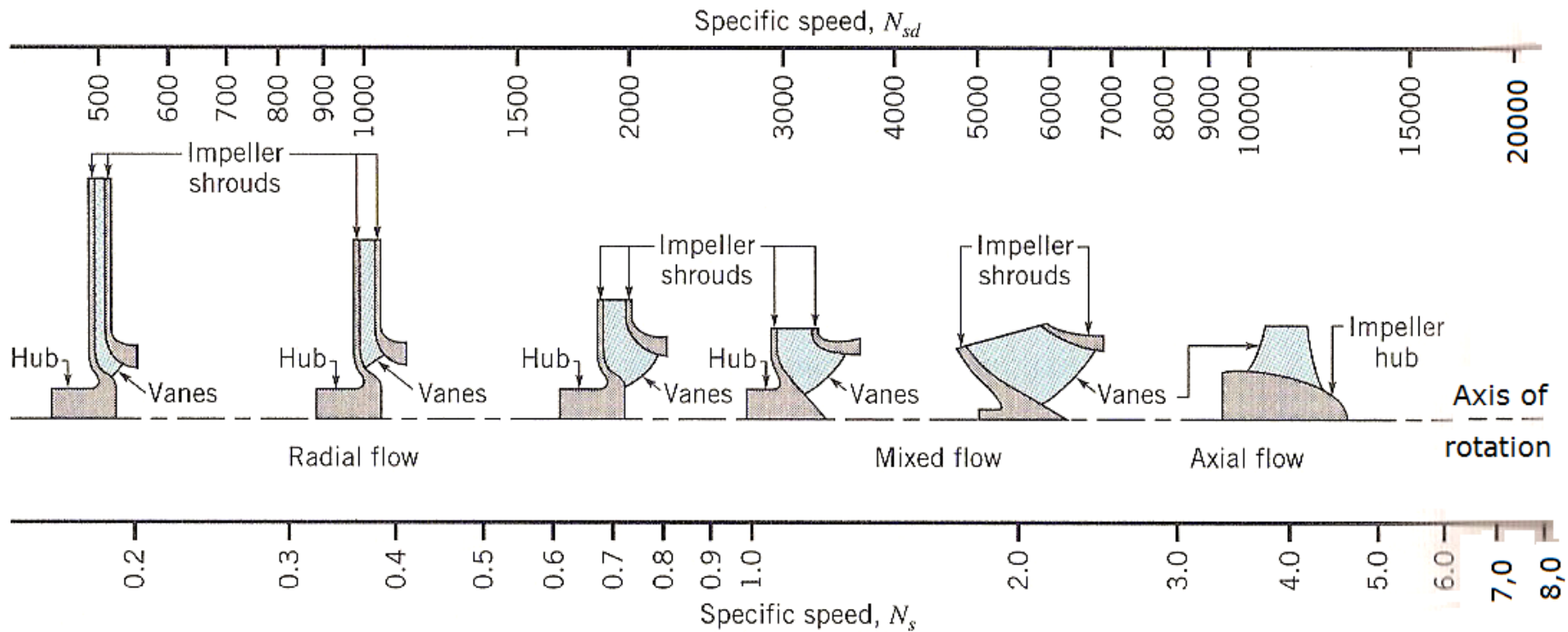
A FIGURA 12.18 NÃO VALE PARA ESSE CASO!

$$n_{s_{\text{USA}}} = 17100 \times n_{s_{\text{EUROPEU}}}$$

$$n_{s_{\text{USA}}} = 2720 \times n_{s_{\text{SI}}}$$



A CLASSIFICAÇÃO ANTERIOR FOI EXTRAÍDA DO LIVRO: FUNDAMENTALS OF FLUID MECHANICS – THIRD EDITION - ESCRITO POR: MUNSON, YOUNG AND OKIISHI



■ FIGURE 12.18 Variation in specific speed with type of pump. (Adapted from Ref. 17, used with permission.)

IMPORTANTE OBSERVAR QUE  
EXISTEM OUTRAS  
“CLASSIFICAÇÕES” OBTIDAS  
ATRAVÉS DAS ROTAÇÕES  
ESPECÍFICAS, COMO  
MOSTRAMOS A SEGUIR:

**$n_s$  (rpm)**

**Tipo de bomba (rotor)**

**< 10**

**Deslocamento positivo - êmbolo, engrenagens, lóbulos, parafusos, palhetas, etc.**

**10 a 80**

**Centrífuga pura**

**80 a 200**

**Fluxo misto ou semi-axial**

**Acima de 200**

**Axial**

Como exemplo para se aplicar na tabela anterior considere-se o exercício da aula anterior

$$D_{N_{AB}} = 10'' \rightarrow D_{int} = 254,5\text{mm}; A = 509,1\text{cm}^2$$

$$D_{N_{DB}} = 8'' \rightarrow D_{int} = 202,7\text{mm}; A = 322,6\text{cm}^2$$

OBTENÇÃO DA CCI

$$H_S = 26 + f_{AB} \times \frac{(6+110)}{0,2545} \times \frac{Q^2}{19,6 \times 0,05091^2} + f_{DB} \times \frac{(1000+121)}{0,2027} \times \frac{Q^2}{19,6 \times 0,03226^2}$$

$$H_S = 26 + f_{AB} \times 8972,4 \times Q^2 + f_{DB} \times 271123,4 \times Q^2$$

# Determinando a vazão e a carga manométrica de projeto

$$Q_{\text{projeto}} = \text{fator}_{\text{de segurança}} \times Q_{\text{desejada}}$$

$$Q_{\text{projeto}} = 1,1 \times 200 = 220 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\text{Antes da bomba : } v = 1,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}; \text{Re} = 318127 \Rightarrow f_{\text{AB}} \cong 0,0161$$

$$\text{Depois da bomba : } v = 1,9 \frac{\text{m}}{\text{s}}; \text{Re} = 399857 \Rightarrow f_{\text{AB}} \cong 0,0161$$

$$\therefore H_{\text{B}_{\text{projeto}}} = 26 + 0,0161 \times 8972,4 \times \left( \frac{220}{3600} \right)^2 + 0,0161 \times 271123,4 \times \left( \frac{220}{3600} \right)^2$$

$$H_{\text{B}_{\text{projeto}}} = 42,8\text{m} \cong 43\text{m}$$

# Cálculo da rotação específica supondo rotação de 1750 rpm

$$\frac{\left(\frac{1}{H_{B_p}}\right)^3}{\left(\frac{1}{Q_p}\right)^2} = \left(\frac{n_s}{n}\right)^4 \Rightarrow n_s = \frac{n \times \sqrt{Q}}{H_B^{3/4}}$$

$$\therefore n_s = \frac{1750 \times \sqrt{\left(\frac{220}{3600}\right)}}{(43)^{3/4}} \cong 26 \text{rpm}$$

# Cálculo da rotação específica supondo a rotação de 3500 rpm

$$\frac{\left(\frac{1}{H_{B_p}}\right)^3}{\left(\frac{1}{Q_p}\right)^2} = \left(\frac{n_s}{n}\right)^4 \Rightarrow n_s = \frac{n \times \sqrt{Q}}{H_B^{3/4}}$$

$$\therefore n_s = \frac{3500 \times \sqrt{\left(\frac{220}{3600}\right)}}{(43)^{3/4}} \cong 52 \text{rpm}$$

Tem-se para esse exemplo que a rotação específica está na faixa de 26 rpm a 52 rpm, portanto pela última tabela, pode-se concluir que trata-se de uma bomba centrífuga pura e isso permite escolher o fabricante, por exemplo a KSB, onde se escolhe a MEGACHEM

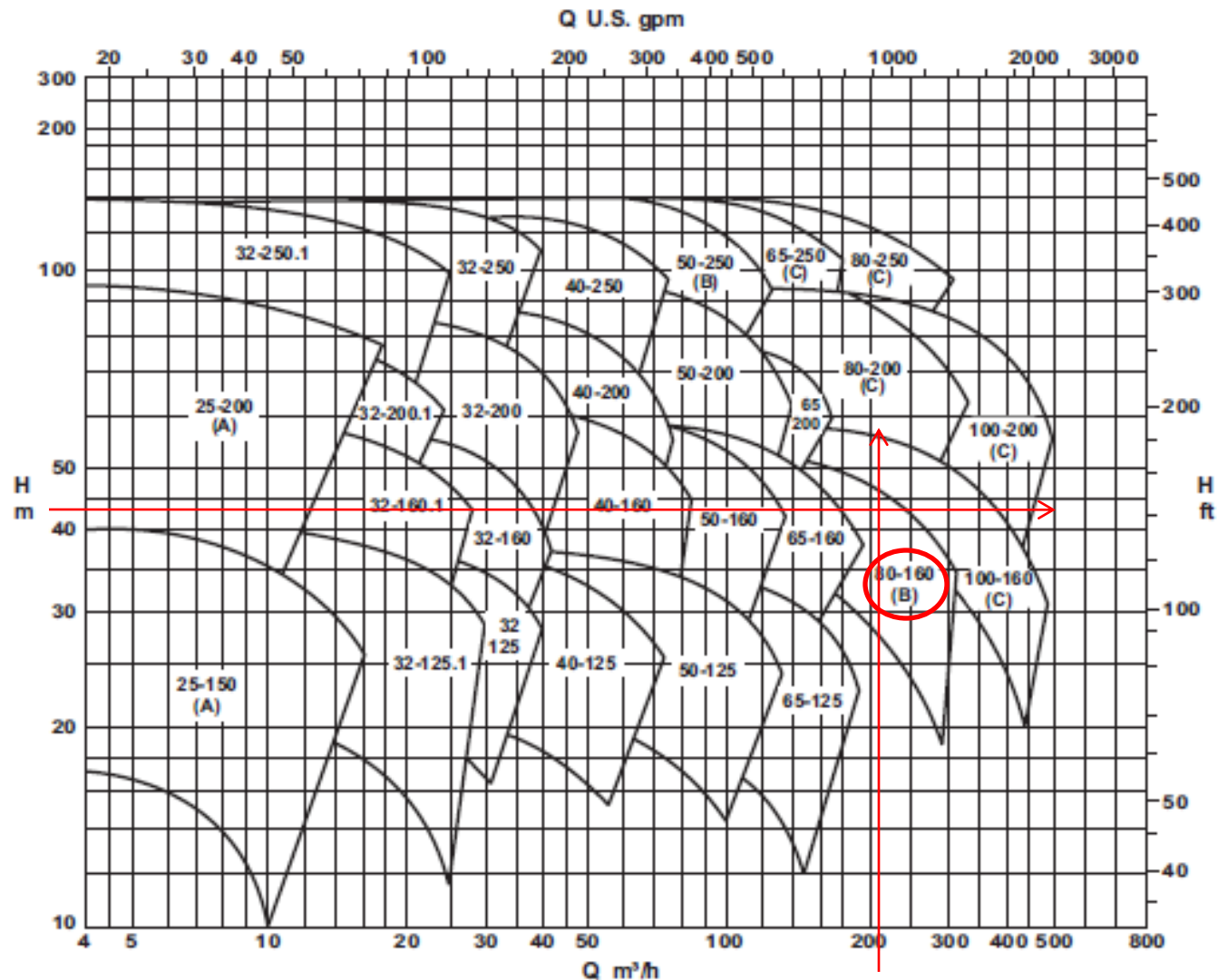


Bomba Tipo  
Pump Type  
Tipo de Bomba

KSB MEGANORM  
KSB MEGABLOC  
KSB MEGACHEM  
KSB MEGACHEM V

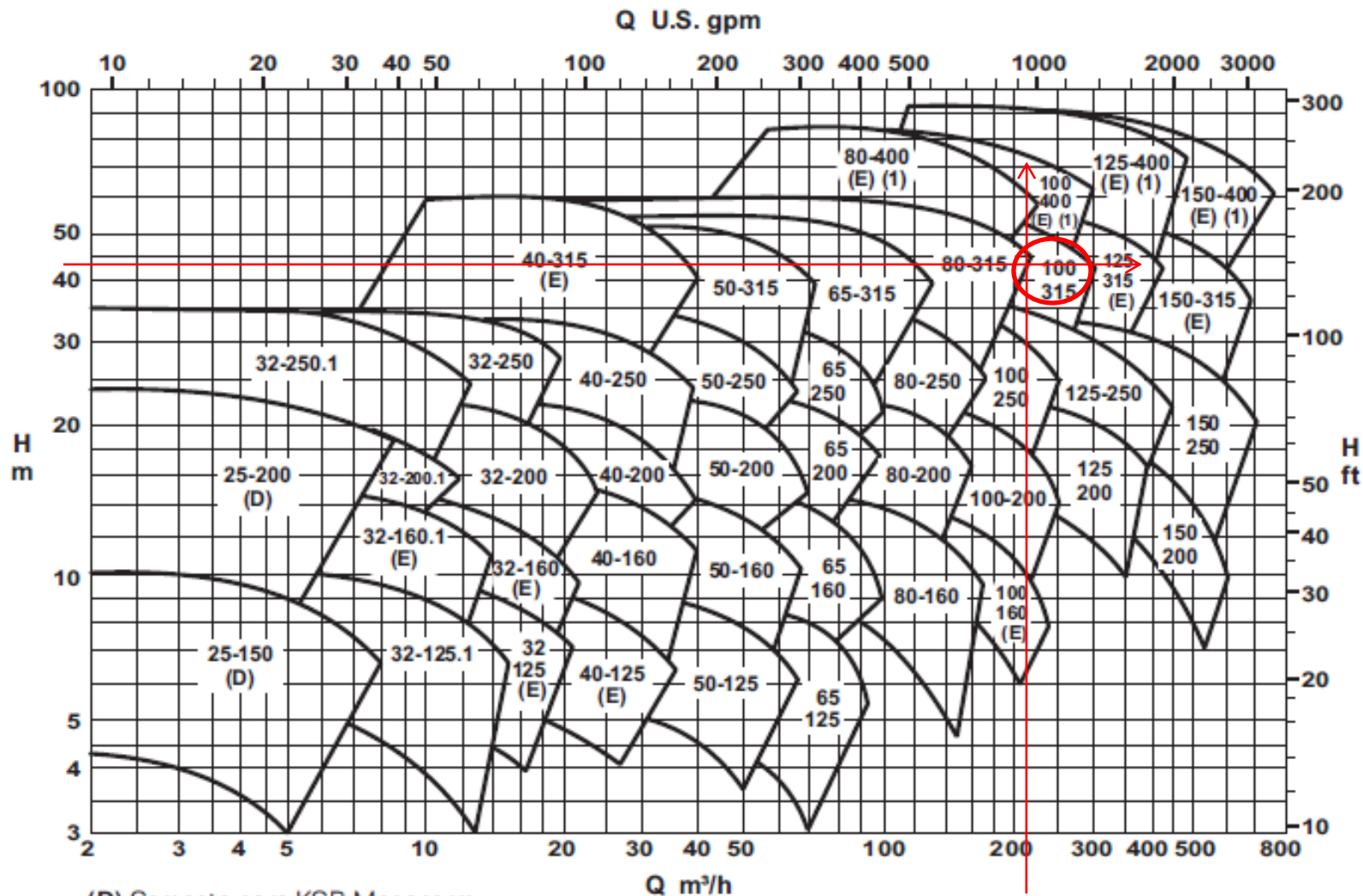
Campo de Aplicação  
Selection Charts  
Campo de Aplicación

60 Hz



- (A) Somente para KSB Meganorm e KSB Megabloc.
- (B) Somente para KSB Meganorm, KSB Megachem e KSB Megachem V.
- (C) Somente para KSB Meganorm e KSB Megachem.

3.500 rpm



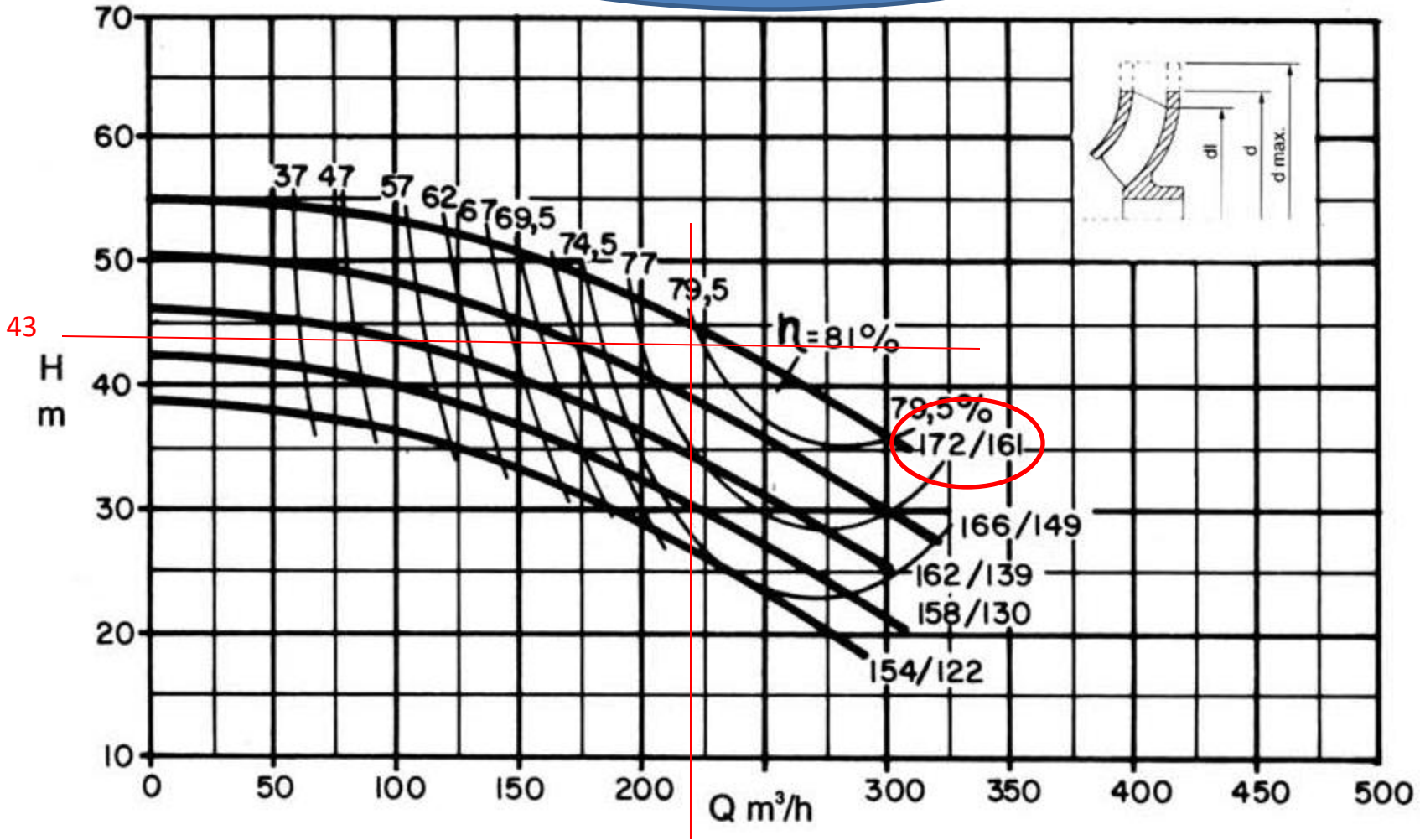
- (D) Somente para KSB Meganorm.
- (E) Somente para KSB Meganorm e KSB Megachem.
- (1) Sob consulta para KSB Megachem V.

1.750 rpm

TEM-SE DUAS POSSIBILIDADES: PARA A ROTAÇÃO DE 3500 RPM TEM-SE A BOMBA 80-160, JÁ PARA A ROTAÇÃO DE 1750 RPM, TEM-SE A 100-315.

Supondo que a bomba escolhida seja a MEGACHEM 80-160 de 3500 rpm

# DETERMINANDO-SE O PONTO DE TRABALHO



Supondo que o ponto de trabalho seja:

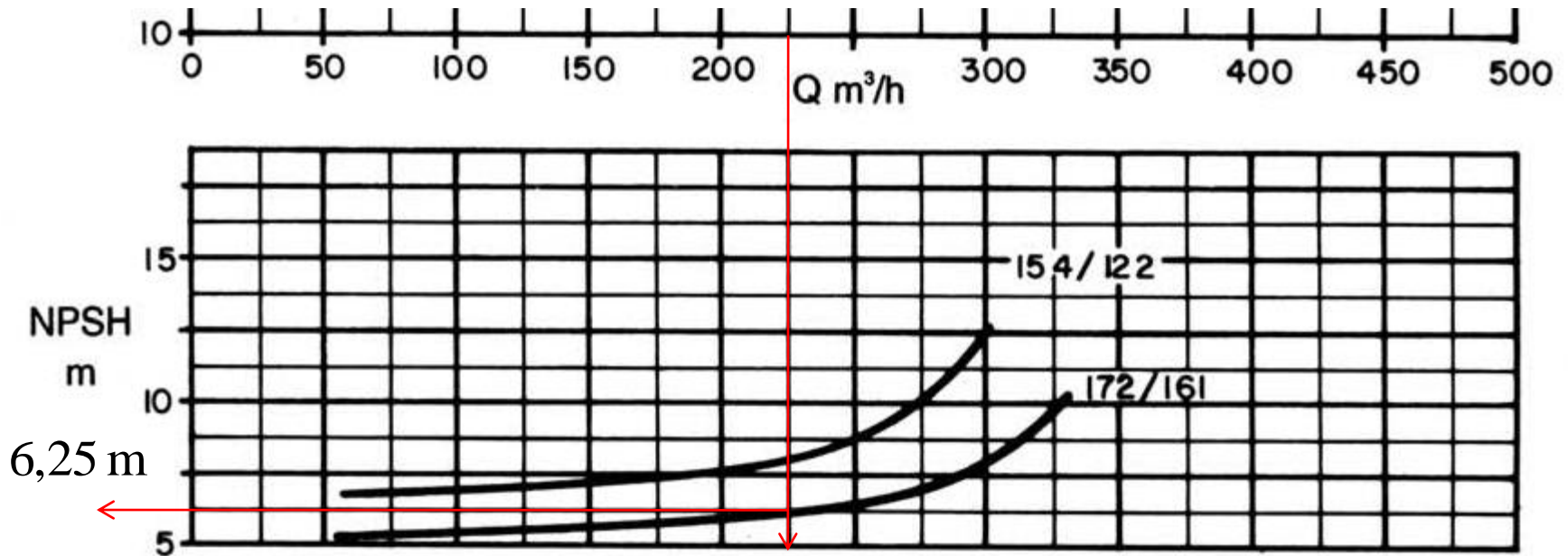
$$Q_{\tau} = 225 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$H_{B_{\tau}} = 45\text{m}$$

$$\eta_{B_{\tau}} = 79,5\%$$

DEVE-SE COMPLETAR O PONTO DE  
TRABALHO COM O NPSH (NET  
POSITIVE SUCCION HEAD)  
REQUERIDO

$$\text{NPSH}_{\text{req}} = 6,25 \text{ m}$$



O NPSH é usado para se verificar o fenômeno de cavitação (**sétima etapa do projeto**), onde a condição necessária e suficiente para não se ter o fenômeno de cavitação é:

$$\text{NPSH}_{\text{disponível}} - \text{NPSH}_{\text{requerido}} > 0$$

$$\text{ideal} \Rightarrow \text{NPSH}_{\text{disponível}} - \text{NPSH}_{\text{requerido}} > 1,0\text{m}$$

$$\text{NPSH}_{\text{disponível}} = H_{\text{inicial}_{\text{abs}}} - H_{\text{p}_{\text{AB}}} - \frac{P_{\text{vapor}}}{\gamma}$$

$$\text{NPSH}_{\text{disponível}} = Z_{\text{inicial}_{\text{PHR}_{\text{eixo da bomba}}}} + \frac{P_{\text{inicial}_{\text{abs}}} - P_{\text{vapor}}}{\gamma} + \frac{y_i \times \alpha_i \times Q^2}{2g \times A_i^2} - H_{\text{p}_{\text{AB}}}$$

# Para o exercício supondo que a pressão barométrica é 700 mmHg

propriedades do fluido transportado				
temp (°C)	$\mu$ (kg/ms)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$p_v$ (Pa)	$v$ (m <sup>2</sup> /s)
22	0,000958	997,61		9,60E-07

propriedades do local			
g =	9,8	m/s <sup>2</sup>	
patm =	93325,66	Pa	
mat. tubo			
aço			
	espessura	Dint (mm)	A (cm <sup>2</sup> )
	40	254,5	509,1
	K(m)	DH/k	
	4,80E-05	5302	

$$Q = 225 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \Rightarrow v = 1,23 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ e } Re = 325357$$

$$\therefore f_{AB} = 0,0161$$

$$H_{P_{AB}} = 0,0161 \times 8972,4 \times \left( \frac{225}{3600} \right)^2 \cong 0,57\text{m}$$

Q  
m<sup>3</sup>/h

225,0



# 7ª Etapa: Verificação do fenômeno de cavitação

Considerando a pressão de vapor igual a 2642,72 °C

$$\text{NPSH}_{\text{disp}} = -2 + \frac{93325,66 - 2642,72}{997,61 \times 9,8} - 0,57 \cong 6,71\text{m}$$

$$\text{NPSH}_{\text{disp}} - \text{NPSH}_{\text{req}} = 6,71 - 6,25 \cong 0,46\text{m}$$

NÃO É O IDEAL, PORÉM  
COMO DEU POSITIVO NÃO  
ESTÁ CAVITANDO.

8ª Etapa: cálculo do custo de operação supondo mês de 30 dias e sabendo que a instalação opera 24 horas por dia.

Determinação do motor elétrico – para isso, inicialmente se admite que seu rendimento é igual a 90%.

$$N_m = \frac{N_B}{\eta_m} = \frac{997,61 \times 9,8 \times \left( \frac{225}{3600} \right) \times 45}{0,795} \cong 38430w \cong 52,2CV$$

# Considerando os motores comerciais

Considerando uma rede elétrica de 220 v, que é recomendada para motores de até 200 CV, tem-se:

Motores em CV → 1/2; 3/4; 1; 1,5; 2; 3; 5; 7,5; 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 75; 100; 125; 150 e 200.

Considerando a rede elétrica de 380 V, que é recomendada para motores até 1000 CV, tem-se:

Motores em CV → 1/2 . . . 200; 250; 300; 350; 425; 475; 530; 600; 675; 750; 850; 950; 1000.

Supondo a rede de 220 V, escolhe-se o motor de 50 CV, isto porque o seu rendimento real é menor que 95%, portanto:

$$\text{Custo}_{\text{operação}} = \$R \times 50 \times 0,736 \times 24 \times 30$$

$$\text{Custo}_{\text{operação}} = \$R \times 26496 \frac{\$}{\text{mês}}$$

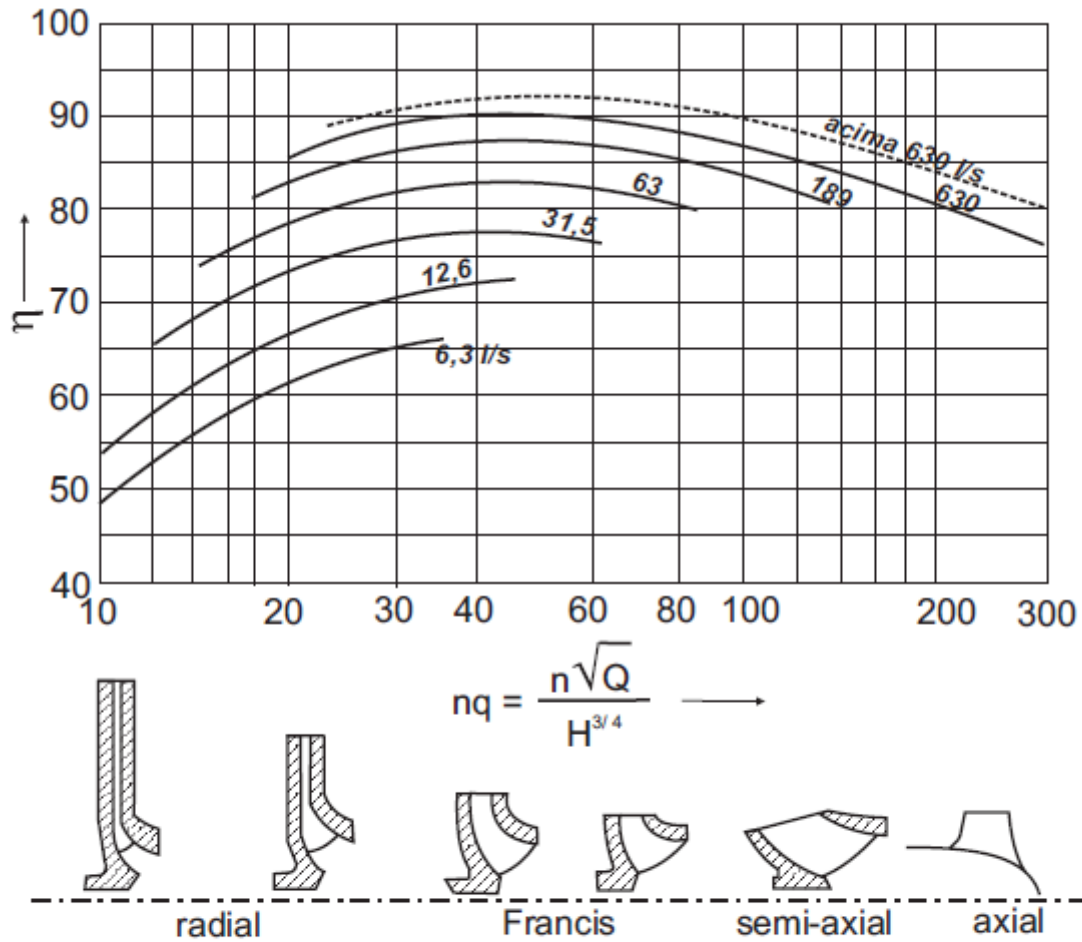
$$\text{Consumo} = 26496 \frac{\text{kwh}}{\text{mes}}$$



OUTRAS REFERÊNCIAS

A fabrica de bombas KSB, em função das condições operacionais ( $n$ ,  $Q$  e  $H_B$ ) e da rotação específica, mostra através do gráfico a seguir a determinação do tipo de rotor e do rendimento máximo esperado.

Deve-se notar que o referido gráfico apresenta valores médios do rendimento obtidos por um grande número de bombas comerciais em função da rotação específica (velocidade específica) e da vazão.



Tipos de rotores x velocidade específica

Considerando o livro: Máquinas de Fluido escrito por Érico Lopes Henn e editado pela Editora **aufsm**

$$n_q = \frac{n_{qA}}{3}$$

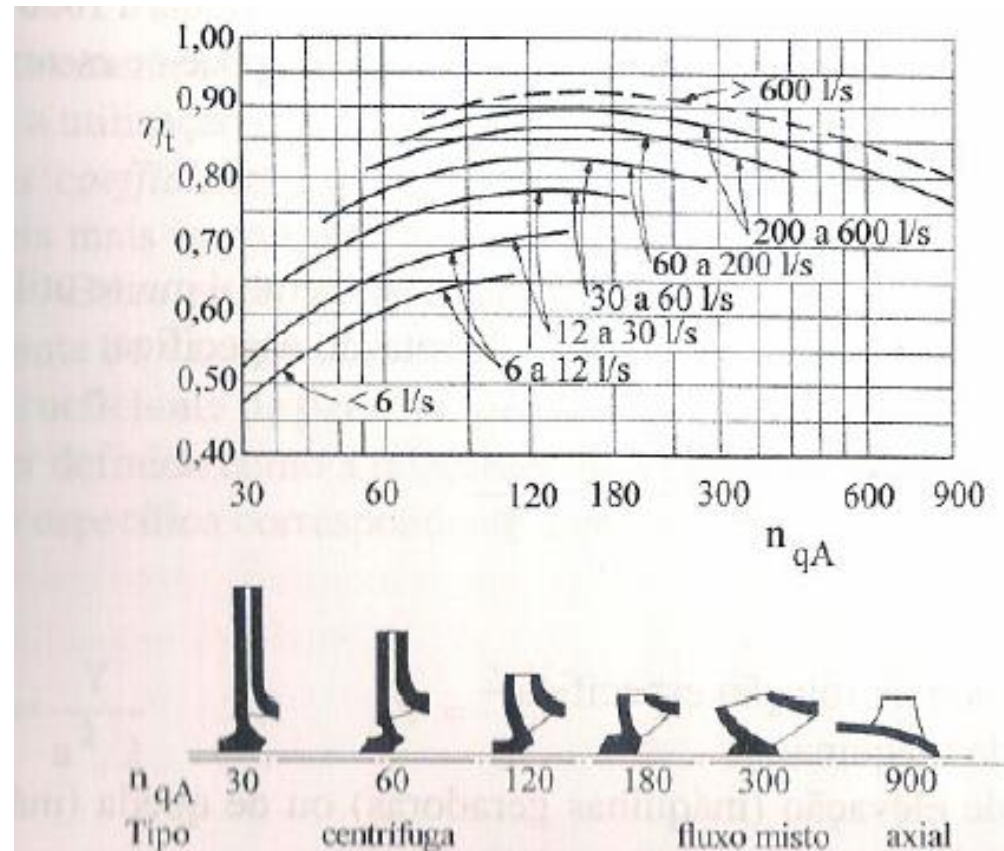


Gráfico de  $\eta_t = f(n_{qA})$  para diferentes tipos de bombas e para diversas faixas de vazões (Fonte: Bureau of Reclamation/USA).



Outras consultas podem ser feitas nos sítios:

<http://www.fem.unicamp.br/~em712/curso.html>

<http://w3.ualg.pt/~rlanca/sebenta-hid-aplicada/ha-05-bombas.pdf>

<http://www.tratamentodeagua.com.br/trabalhosenviados/daniel/bombas.php>