

Equações adicionais para a resolução numérica de problemas de fluxo de fluidos

Equação de Bernoulli:

$$eB = \frac{1}{2\alpha} (v_{2av}^2 - v_{1av}^2) + g(z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \sum F + W_s = 0$$

energia de atrito ou perda (de carga ou de pressão) por atrito

$$F_f = \frac{\Delta p_f}{\rho} = 4f \frac{\Delta L}{D} \frac{v^2}{2} \quad (f\text{- factor de atrito de Fanning})$$

- fluxo laminar em tubagens cilíndricas:

$$f_{\text{Fanning}} : \quad f = \frac{16\mu}{Dv\rho} = \frac{16}{N_{\text{Re}}}$$

$$\text{atenção:} \quad f_{\text{Darcy}} = 4 * f_{\text{Fanning}} = \frac{64}{N_{\text{Re}}}$$

- fluxo turbulento em tubagens cilíndricas:

- tubos lisos

$$f = 0.0791 \text{Re}^{-0.25} \quad \text{eq. de Blasius}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 4.0 \log(\text{Re} \sqrt{f}) - 0.4 \quad \text{eq. de Nikuradse (1932)}$$

- tubos rugosos

$$f = \left[-3.6 \log \left[\frac{6.9}{\text{Re}} + \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} \right)^{10/9} \right] \right]^{-2} \quad \text{eq. de Haaland (1983)}$$

$$f = \left[16 \left[\log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} - \frac{5.02}{\text{Re}} \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{14.5}{\text{Re}} \right) \right) \right]^2 \right]^{-1} \quad \text{eq. de Shacham (1980)}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -4.0 \log \left(\frac{\varepsilon}{D} + \frac{4.67}{\text{Re} \sqrt{f}} \right) + 2.28 \quad \text{eq. de Colebrook e White (1937-38)}$$

3.3. Bombas e equipamento para movimentação de gases (3.3).

Força impulsora para o movimento de fluidos: gravidade ou dispositivo mecânico (bomba, ventilador, compressor)

As bombas (líquidos), ventiladores (gases, Δp baixo – “fans” ou moderado – “blowers”) e compressores (Δp elevado) podem ser de deslocamento positivo e centrífugos.

Descrição de bombas, ventiladores e compressores.
Características principais e condições de utilização.

Bombas de deslocamento positivo

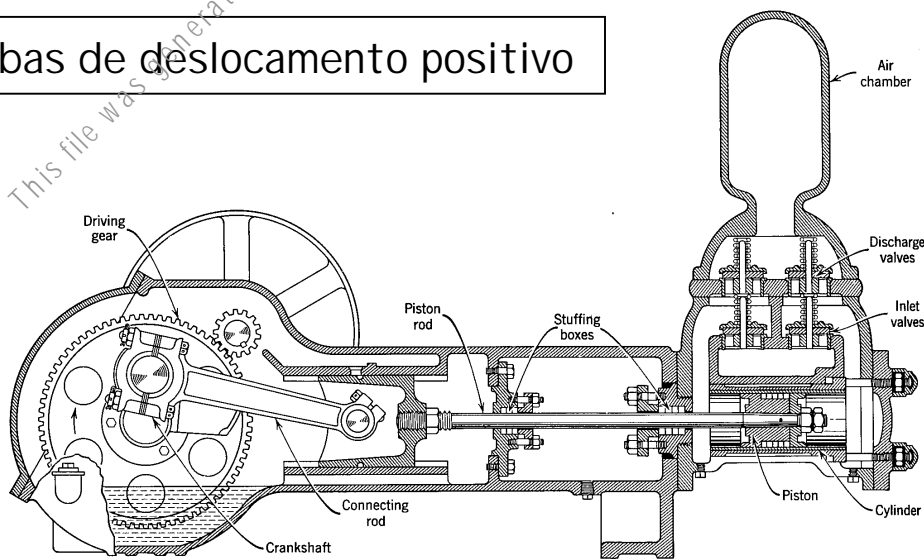


Figure 21.1. Cutaway view of a simplex piston pump. (Courtesy Novo Pump and Engine Co.)

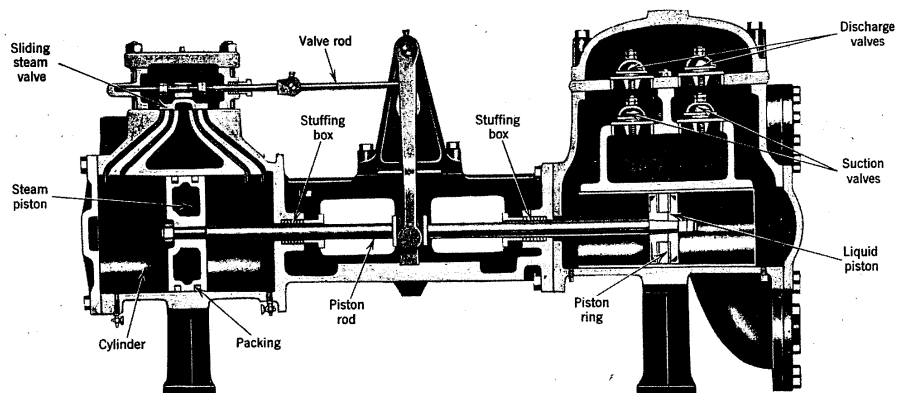


Figure 21.2. Steam-driven double-acting piston pump. (Courtesy Warren Pumps, Inc.)

Bombas de pistão (ou de êmbolo)

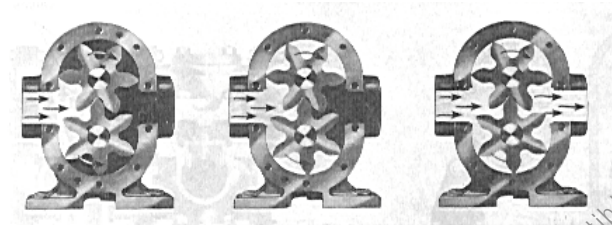


Figure 21.5. The principle of rotary-gear pumps. (Courtesy Roper Hydraulics, Inc.)

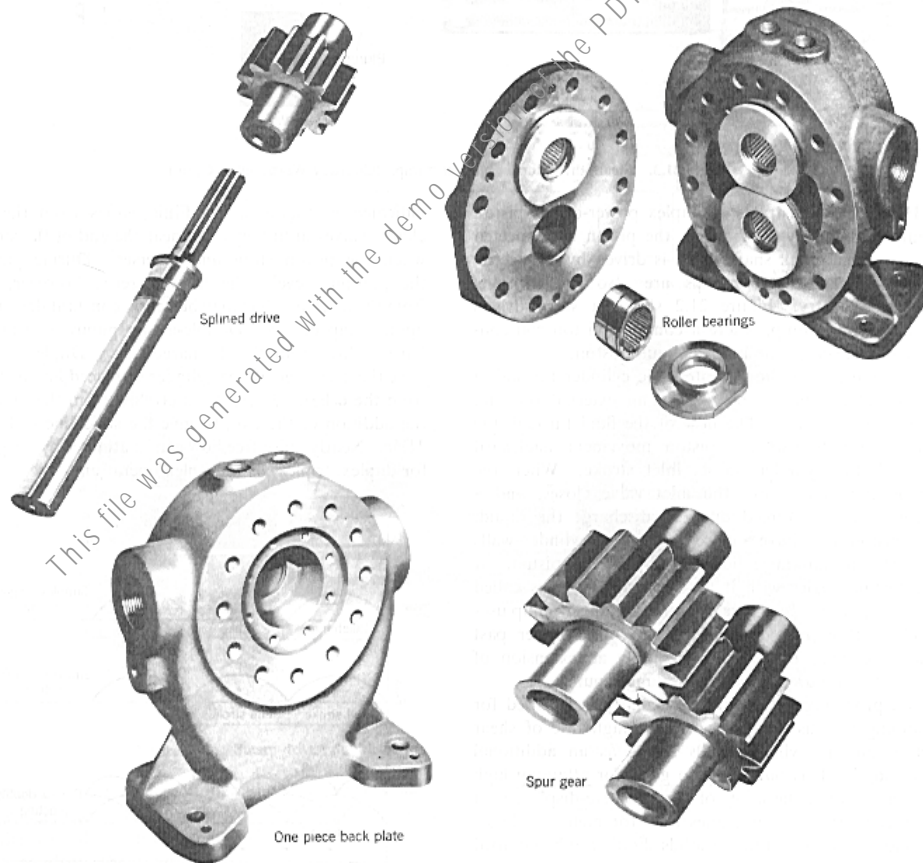


Figure 21.6. Exploded view of rotary-gear pump. (Courtesy Sier-Bath Gear and Pump Co.)

Bomba rotativa de engrenagens

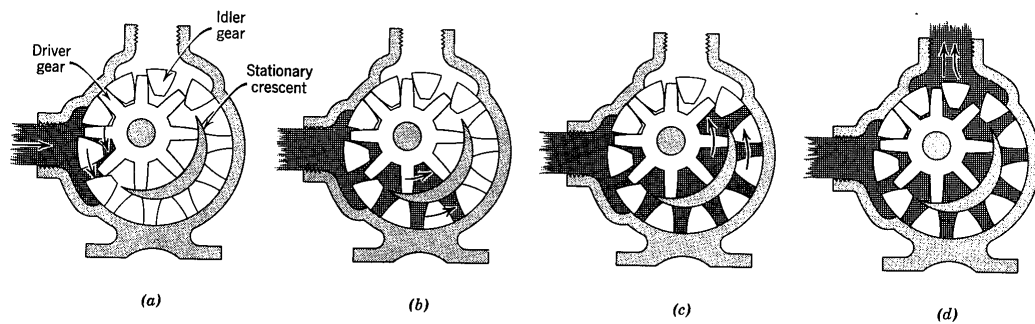


Figure 21.8. Internal gear pump and its operation. (Courtesy Viking Pump Co.)

Bomba de engrenagens internas

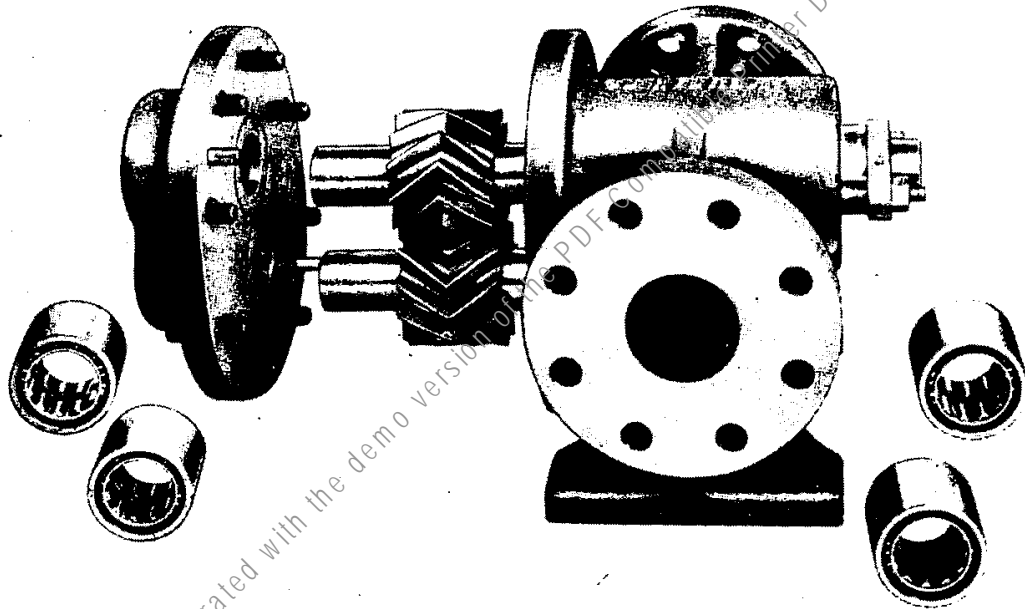


Figure 21.7. Helical-gear pump. (Courtesy Sier-Bath Gear and Pump Co.)

Bomba de engrenagens helicoidais

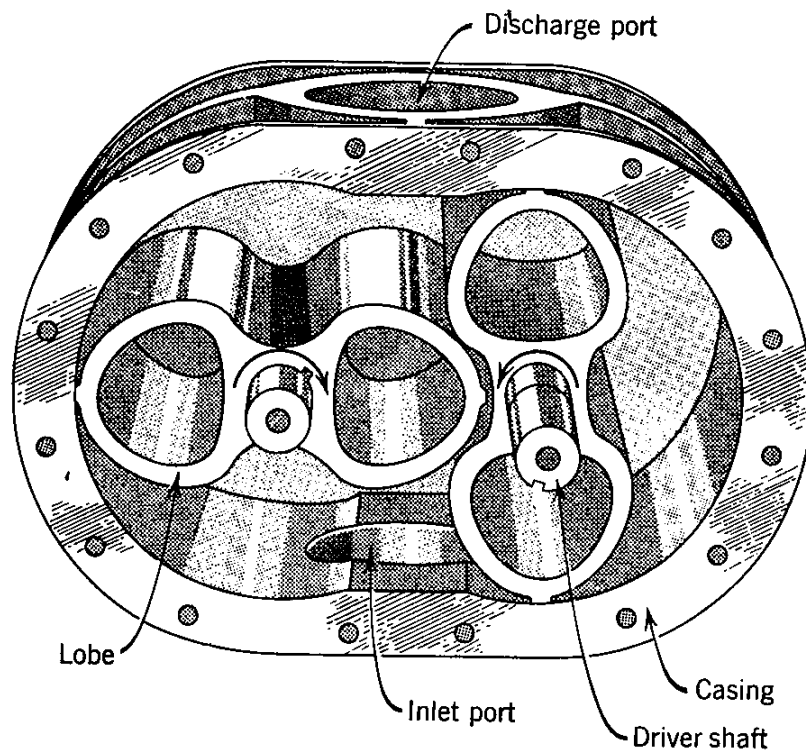


Figure 21.9. Sectional view of lobe pump.

Bomba de lobos

Bombas centrífugas. Bombas de um e vários andares.
Curvas características, de eficiência e de NPSH.

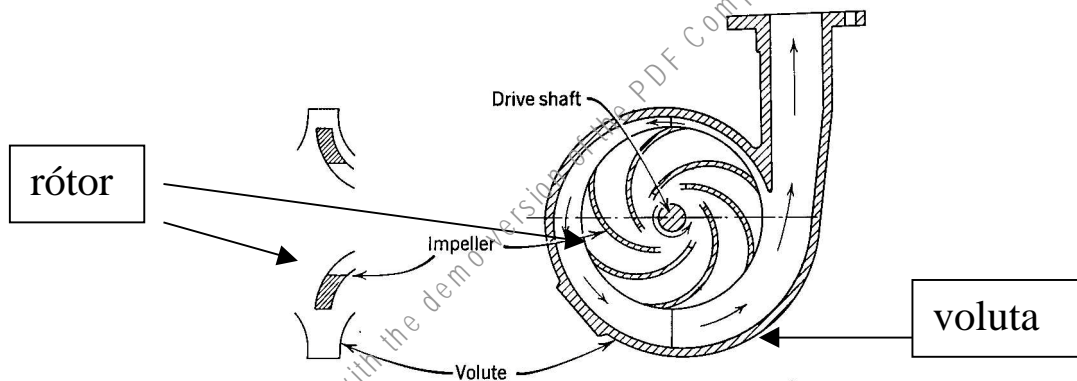
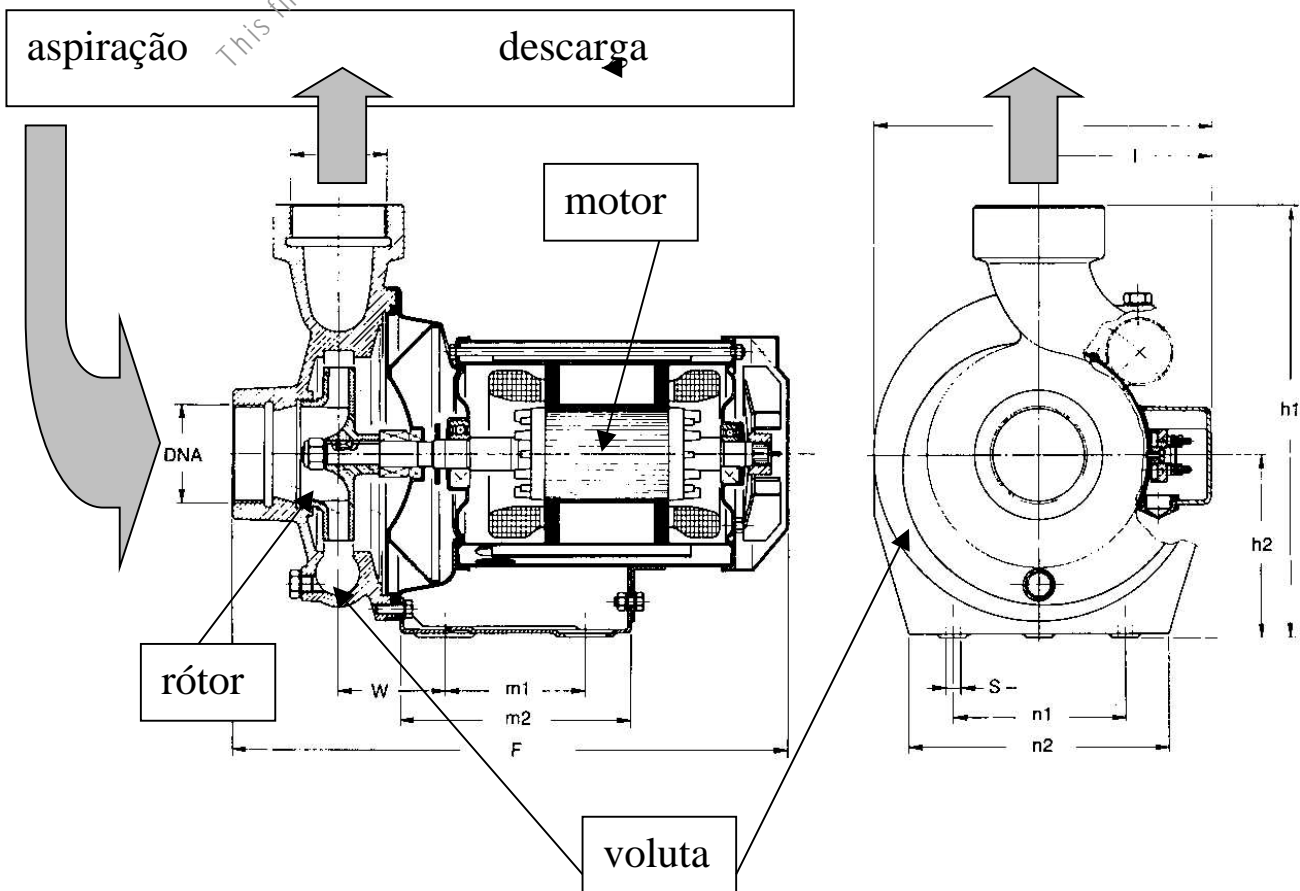


Figure 21.17. Volute centrifugal-pump casing.



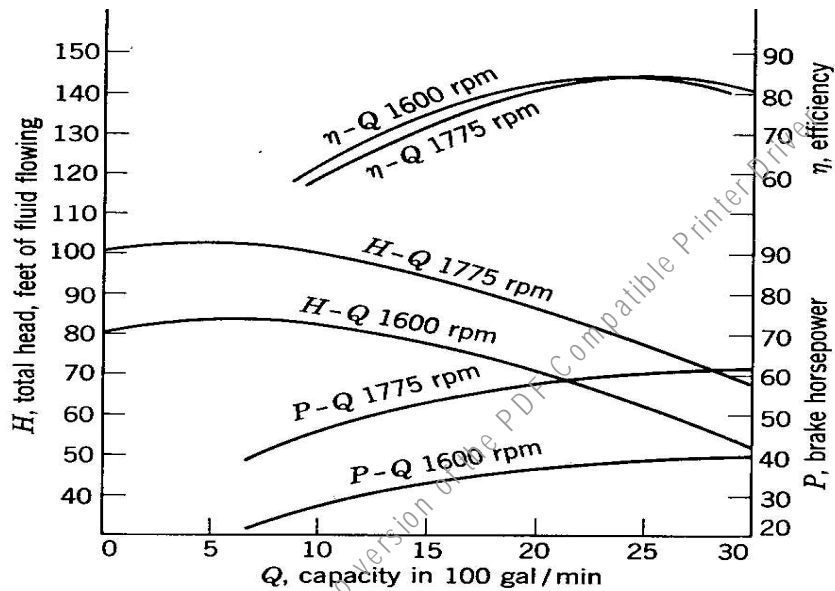


Figure 21.21. Effects of speed change on pump characteristics. (Courtesy Worthington Corp.)

Curvas características; efeito da velocidade de rotação

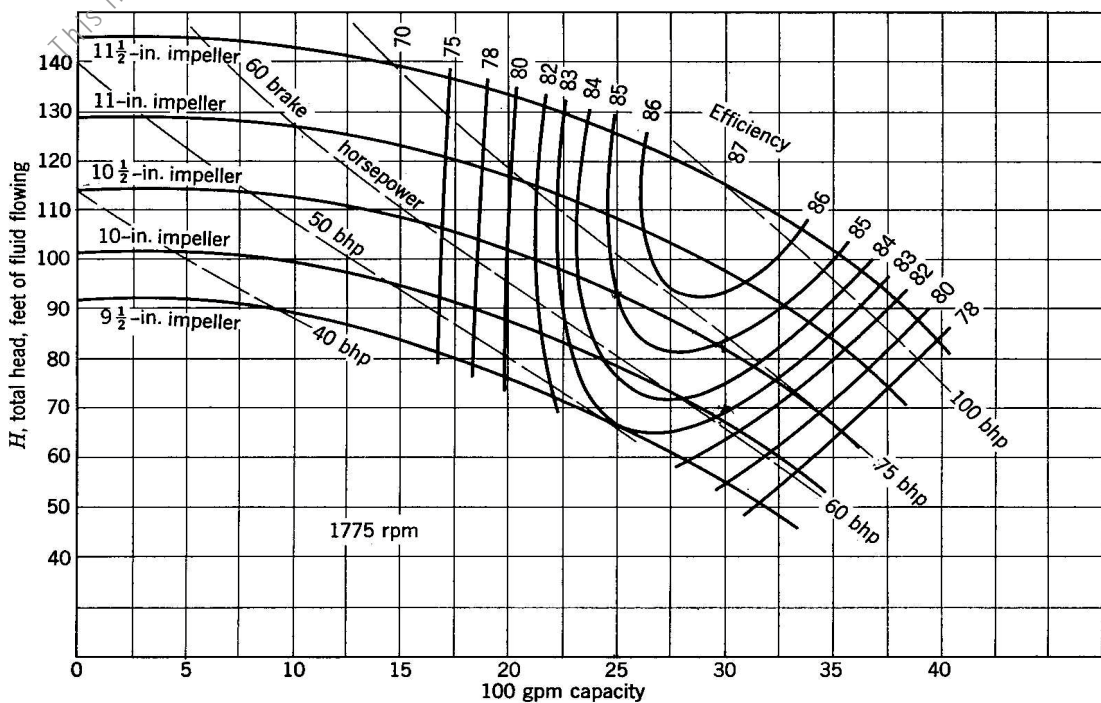


Figure 21.22. Effects of change in impeller diameter on pump characteristics. (Courtesy Worthington Corp.)

Curvas características. Efeito do diâmetro do rotor.

Curvas de eficiência

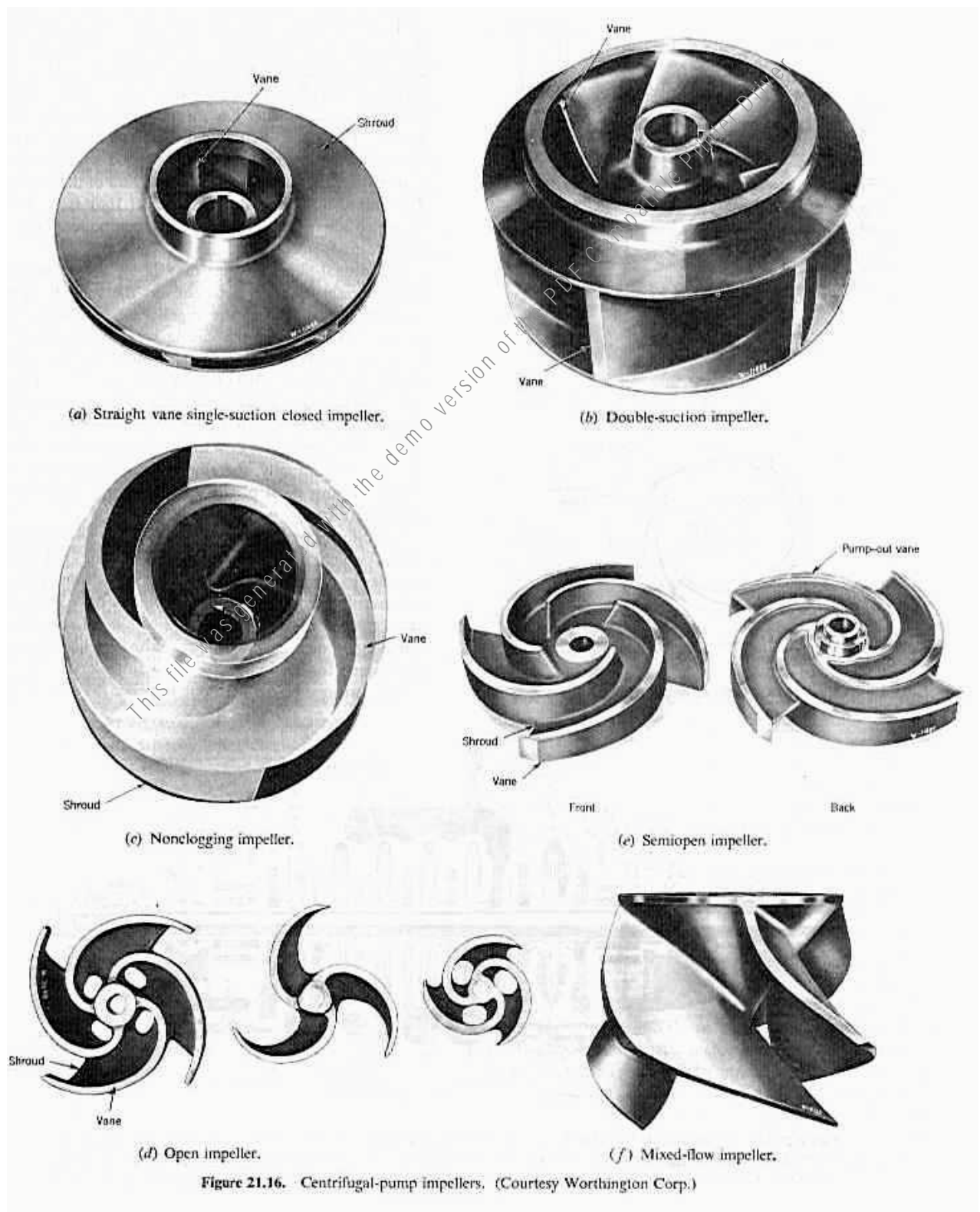
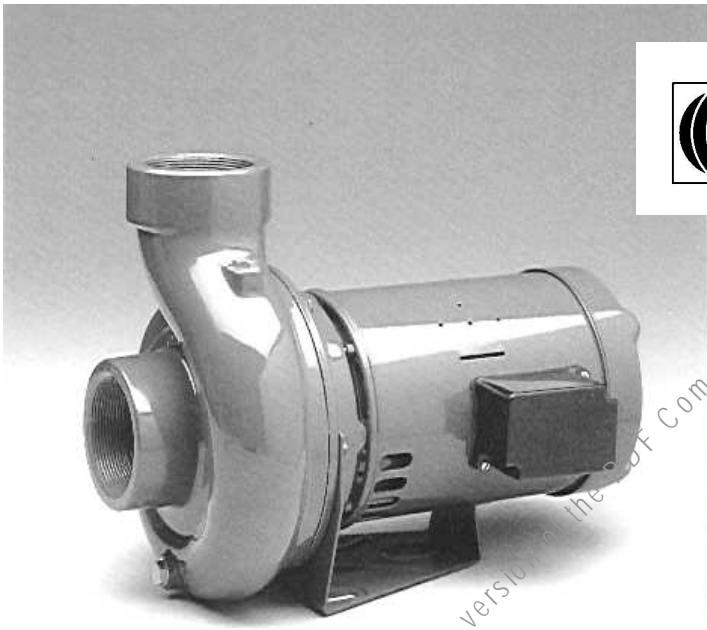


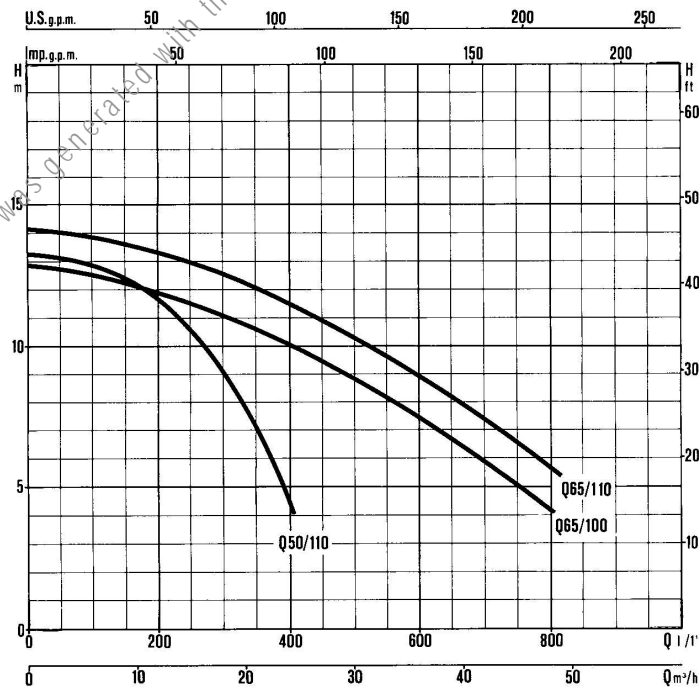
Figure 21.16. Centrifugal-pump impellers. (Courtesy Worthington Corp.)

Formatos de rotor



LOWARA
A GOULDS PUMPS COMPANY

CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMENTO A 2850 min⁻¹

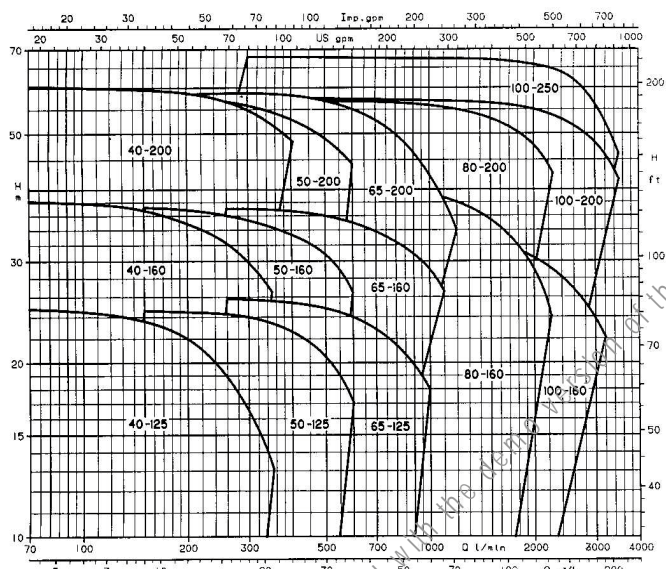


BOMBA TIPO		HP	kW	kW ABSORVIDOS		CONDENSADOR		CORRENTE ABSORVIDA EM Amp.			Q = DÉBITO							
MONOFÁSICA 220V 50 Hz	TRIFÁSICA 220-240/380-415 V 50 Hz			MONO- FÁSICA	TRI- FÁSICA	μF	V	MONO- FÁSICA	TRIFÁSICA 220-240 V	TRIFÁSICA 380-415 V	l/1'	100	200	300	400	500	600	700
QM 50/110	Q 50/100	1	0,75	1	0,95	20	450	4,8	3,3	1,9	12,8	11,7	9	4				
	Q 65/100	1,5	1,1	1,5	1,4	30	450	7,2	4,5	2,6	12,5	11,8	11	10	8,7	7,3	5,7	4
	Q 65/110	2	1,5		1,7				5,5	3,2	13,8	13,2	12,5	11,5	10,2	8,8	7,2	5,5

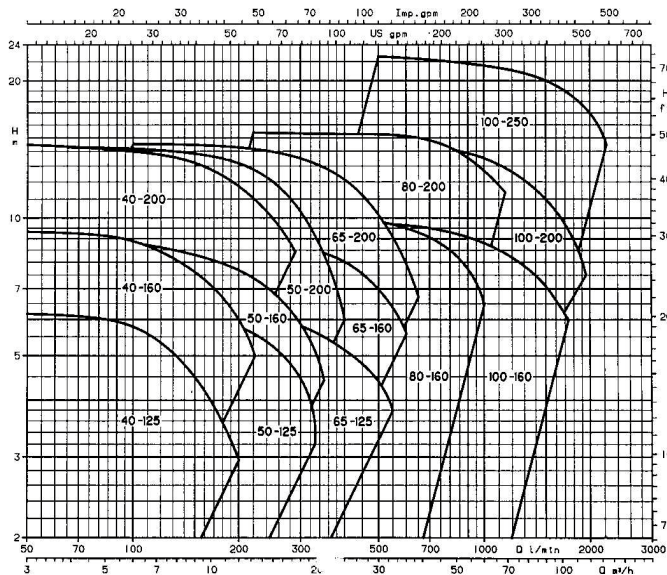
Características de funcionamento para SERVIÇO CONTINUO, água com altura de aspiração de 4 mts e $\gamma = 1 \text{ Kg/dm}^3$.
Para aspiração de 4 a 7 mts instalar um tubo de aspiração com diâmetro interno superior ao da boca de aspiração.
HP-kW = Potência nominal do motor.
kW absorvidos = Potência máxima absorvida pelo grupo.

BOMBA TIPO	DIMENSÕES EM mm											DNA	PESO Kg
	F	h1	h2	l	L	W	m1	m2	n1	n2	S		
Q 50/110	340	260	110	108	208	65	85	140	105	155	9	RP 2"	15,5
Q 65/100	380	280	110	116	216	80	85	148	105	155	9	RP 2" 1/2	15,5
Q 65/110	380	280	110	116	216	80	85	148	105	155	9	RP 2" 1/2	21,5

PANORAMICA DAS CURVAS DE FUNCIONAMENTO A 50 Hz SÉRIE CL 2900 min⁻¹



PANORAMICA DAS CURVAS DE FUNCIONAMENTO A 50 Hz SÉRIE CL4 1540 min⁻¹



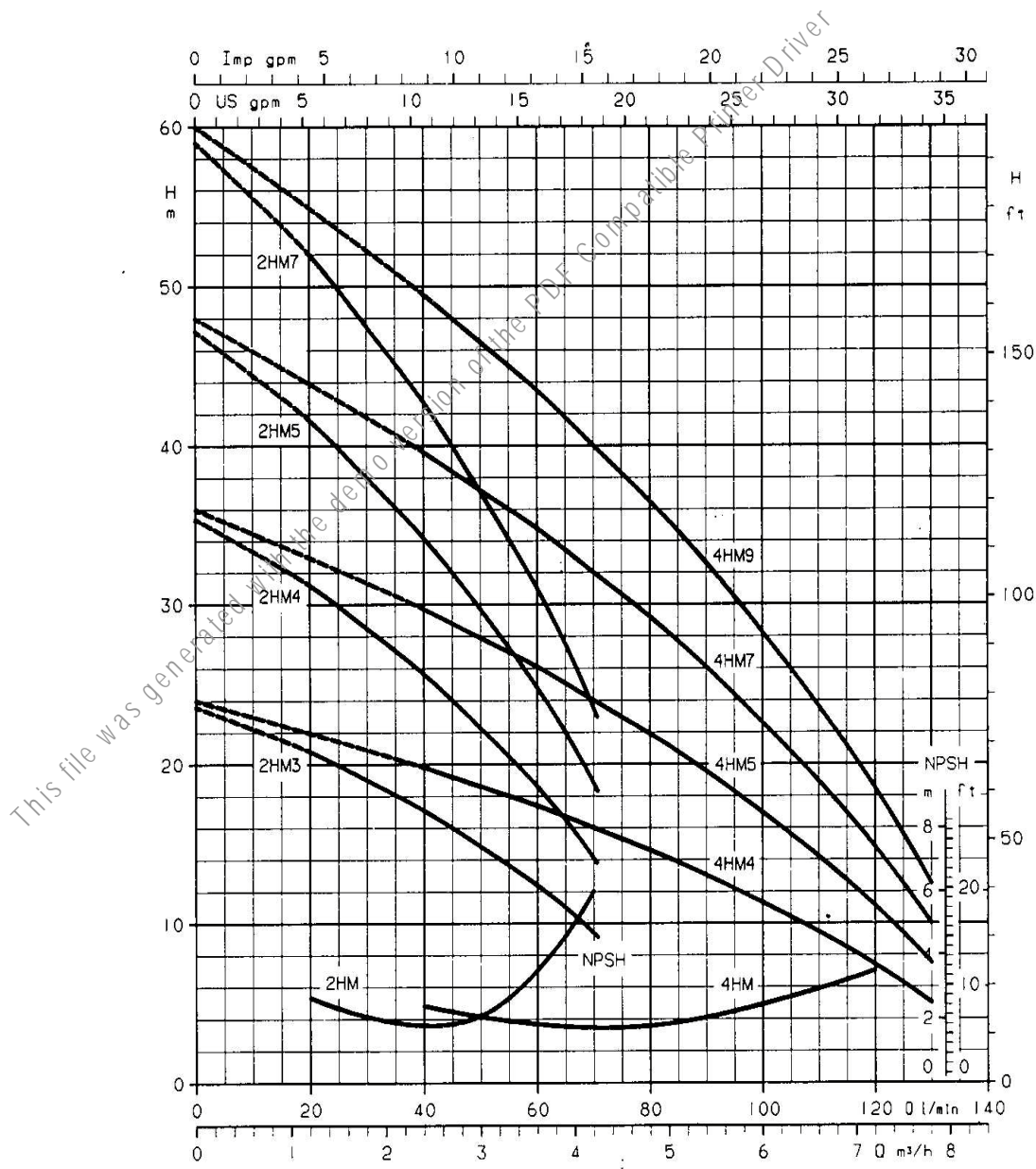


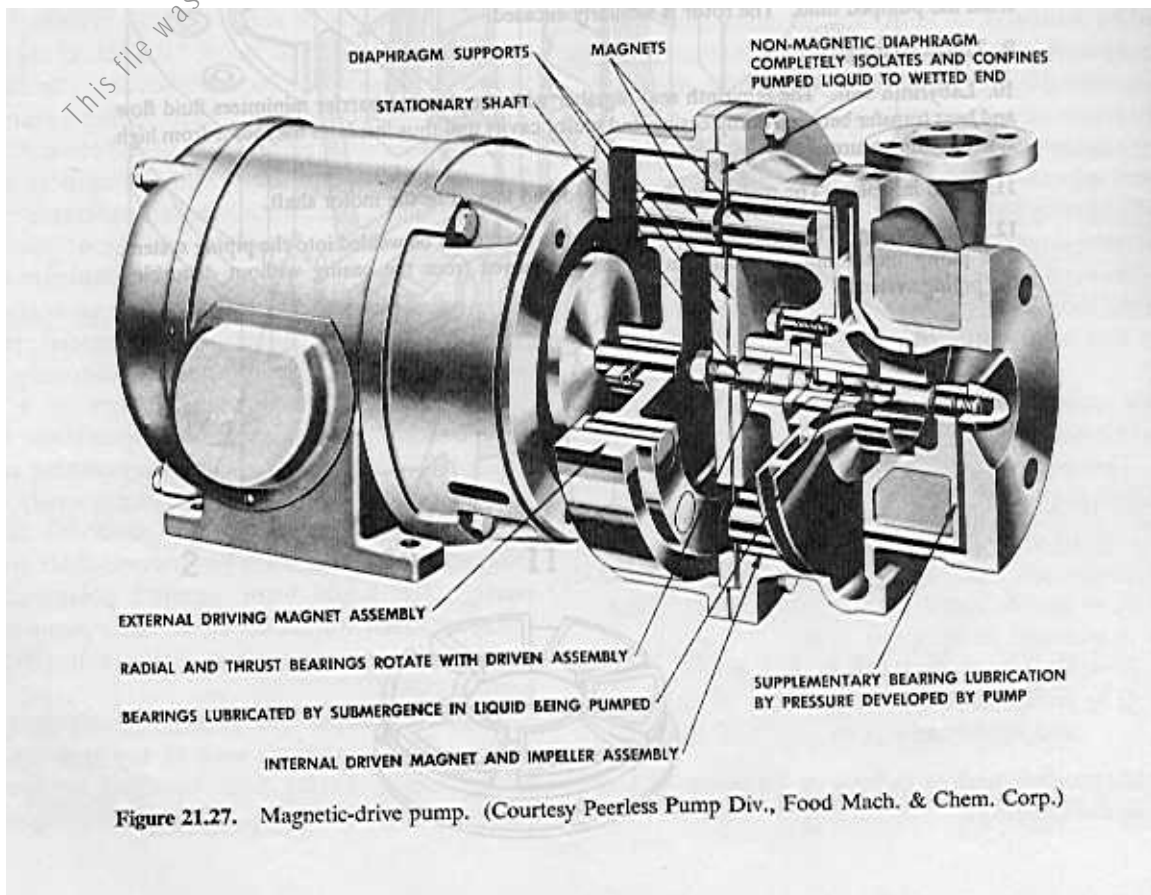
Bomba de um andar



Bomba de três andares (3 rotores)

CURVAS DE FUNCIONAMENTO A 2850 min⁻¹





Trabalho mecânico a fornecer à bomba:

$$W_m \text{ (J/kg)} = -W_s / \eta_m ; \quad \eta_m \text{ factor de eficiência mecânica}$$

Potência mecânica necessária:

$$\text{Pot}_m \text{ (kW)} = W_m \text{ (J/kg)} * \dot{m} \text{ (kg/s)} / 1000 \text{ (W/kW)}$$

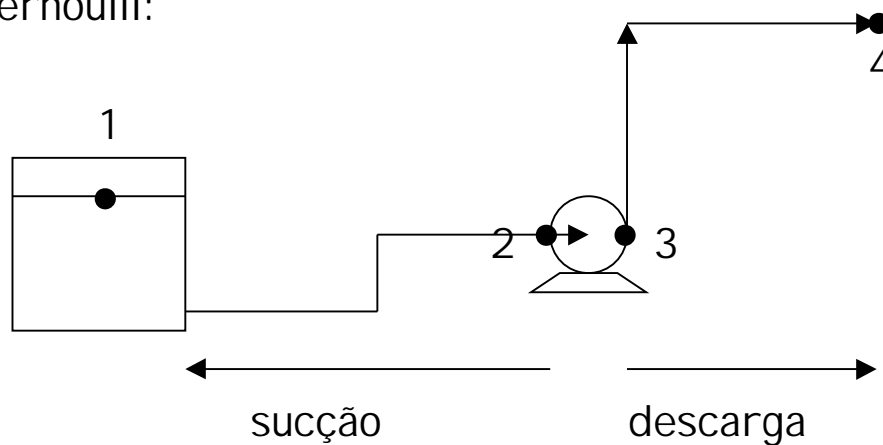
Potência eléctrica necessária:

$$\text{Pot}_{el} = \text{Pot}_m / \eta_{el}$$

O trabalho fornecido pela bomba pode ser expresso em altura ("head") de líquido bombeado (pode-se falar em altura de aspiração e altura de descarga):

$$-W_s = H_b \cdot g = (H_d - H_s) g$$

As alturas de sucção e de descarga podem calcular-se a partir da eq. de Bernoulli:



$$H_s = \frac{1}{2g\alpha} (\bar{v}_2^2) + (z_2) + \frac{p_2}{\rho g} = \frac{1}{2g\alpha} (\bar{v}_1^2) + (z_1) + \frac{p_1}{\rho g} - \frac{\sum F_s}{g}$$

\uparrow $H_{\text{veloc.}}$ \uparrow $H_{\text{pot.}}$ \uparrow $H_{\text{pressão}}$ \leftarrow altura total em 1

De modo que a altura total em 2 (sucção) é igual à altura total em 3 (descarga)

$$H_d = \frac{1}{2g\alpha} (\bar{v}_3^2) + (z_3) + \frac{p_3}{\rho g} = \frac{1}{2g\alpha} (\bar{v}_4^2) + (z_4) + \frac{p_4}{\rho g} + \frac{\sum F_d}{g}$$

\uparrow \uparrow \uparrow \leftarrow \uparrow
 $H_{\text{veloc.}}$ $H_{\text{pot.}}$ $H_{\text{pressão}}$ *altura total em 4*
altura total em 3 (descarga)

Para evitar cavitação (vaporização do fluido na bomba) a altura de sucção tem de ser superior à altura correspondente à pressão de vapor do fluido, $P_v/\rho g$. De facto a diferença entre as duas alturas tem de ser superior a um dado valor característico de cada bomba e que deve ser especificado pelo construtor: NPSH ("net positive suction head"). Este é um requisito muito importante a observar no desenho das tubagens e na selecção das bombas (nomeadamente centrífugas). Isso consegue-se normalmente baixando a bomba para uma cota tal que:

$$H_s - H_{\text{vap}} > \text{NPSH}$$

$$\left(\frac{1}{2g\alpha} (\bar{v}_1^2) + (z_1) + \frac{p_1}{\rho g} - \frac{\sum F_s}{g} \right) - \frac{P_v}{\rho g} > \text{NPSH}$$

Relações aproximadas de capacidade e potência para bombas centrífugas (N - rpm rotor):

Capacidade em m ³ /s :	$\frac{q_1}{q_2} = \frac{N_1}{N_2}$
Altura em m:	$\frac{H_1}{H_2} = \frac{q_1^2}{q_2^2} = \frac{N_1^2}{N_2^2}$
Potência consumida em kW:	$\frac{\text{Pot}_1}{\text{Pot}_2} = \frac{H_1 \cdot q_1}{H_2 \cdot q_2} = \frac{N_1^3}{N_2^3}$

Ventiladores e Compressores

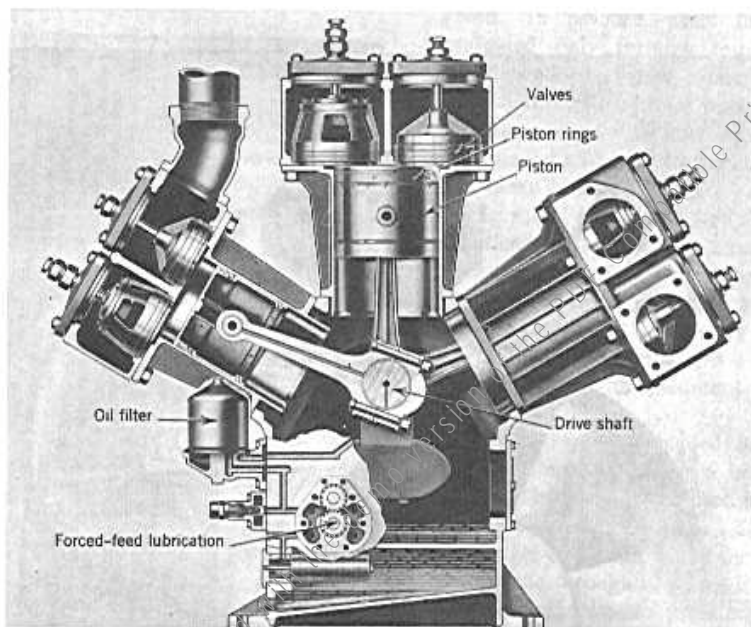


Figure 21.31. Two-stage air-cooled compressor. This two-stage compressor is capable of producing pressures of 80 to 125 psi. It has a piston displacement of 686 cu ft/min and requires 125 hp to drive it. (Courtesy Ingersoll-Rand.)

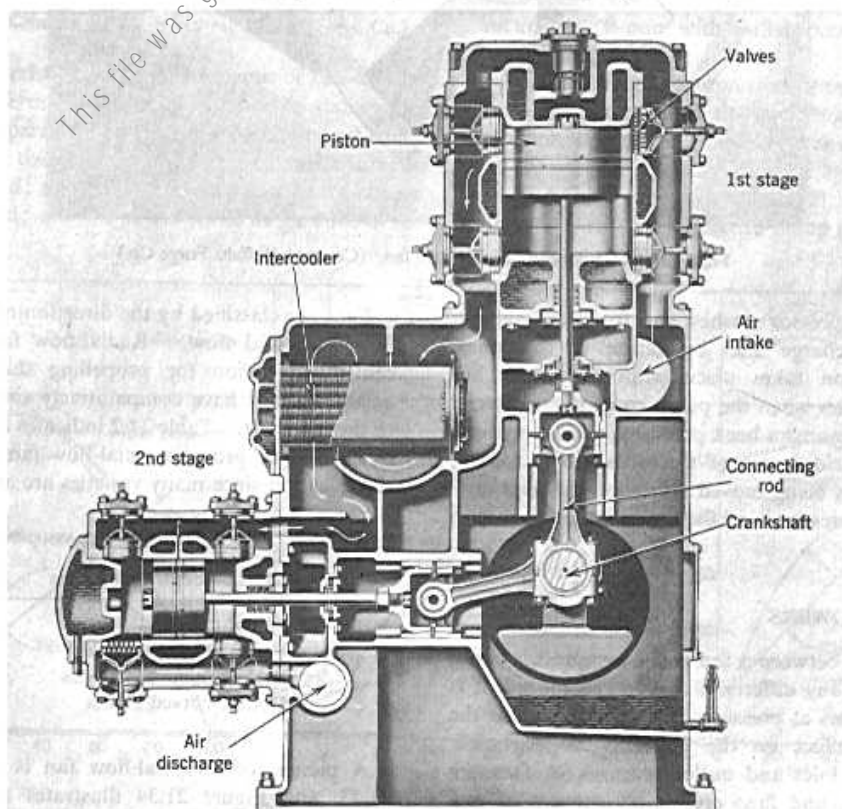
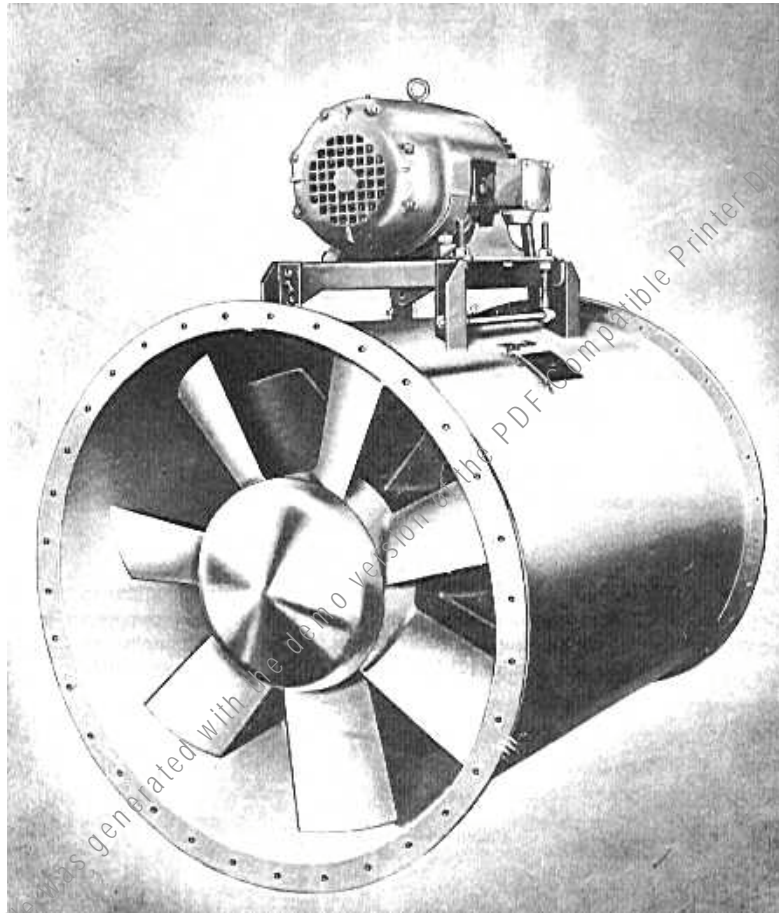
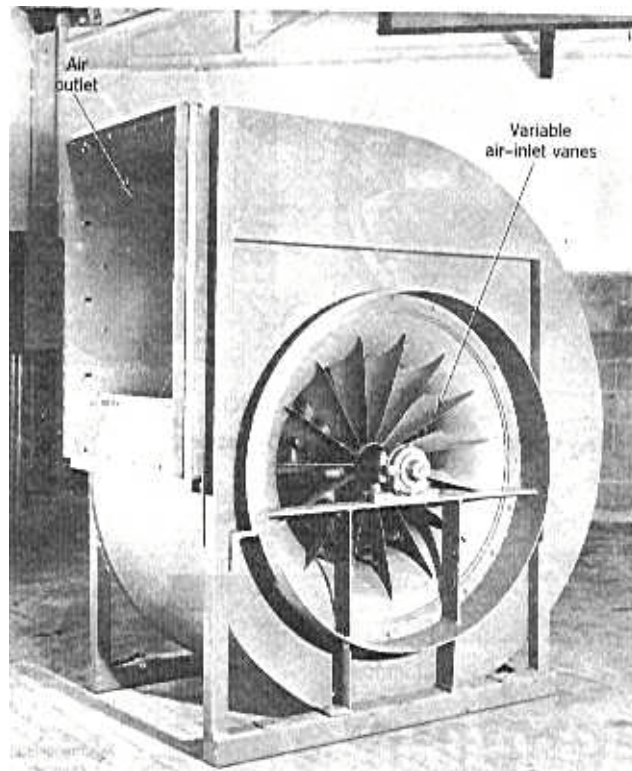


Figure 21.32. Heavy-duty crosshead two-stage compressor. This compressor is available in motor horsepower rating of 125 to 350 hp. It can handle between 800 and 2397 cu ft/min depending upon the cylinder bore and speed and will produce pressures of 100 psi. (Courtesy Ingersoll-Rand.)



This file was generated with the demo version of the PDF Compatible Printer Driver



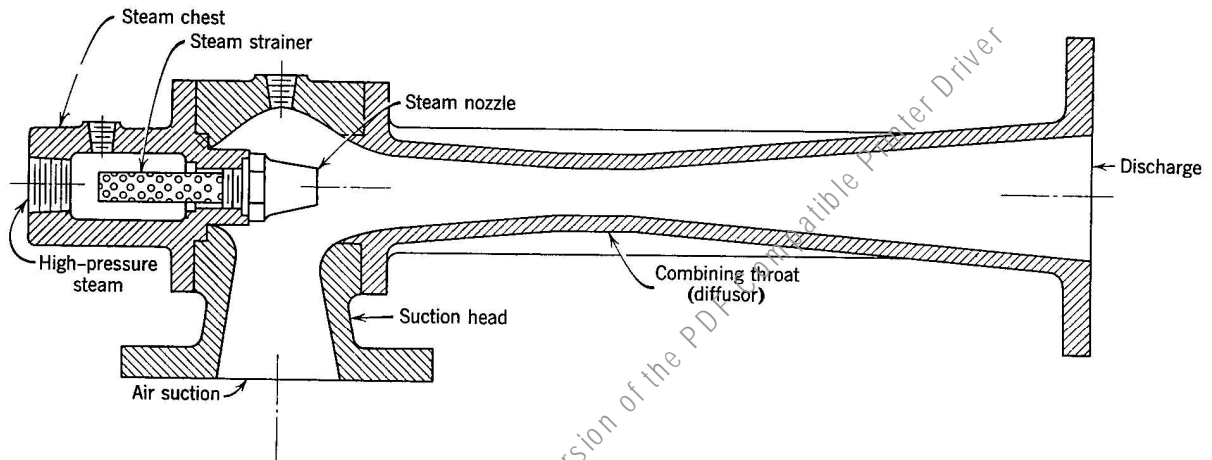


Figure 21.40. Single-stage jet ejector. (Courtesy Croll-Reynolds Co., Inc.)

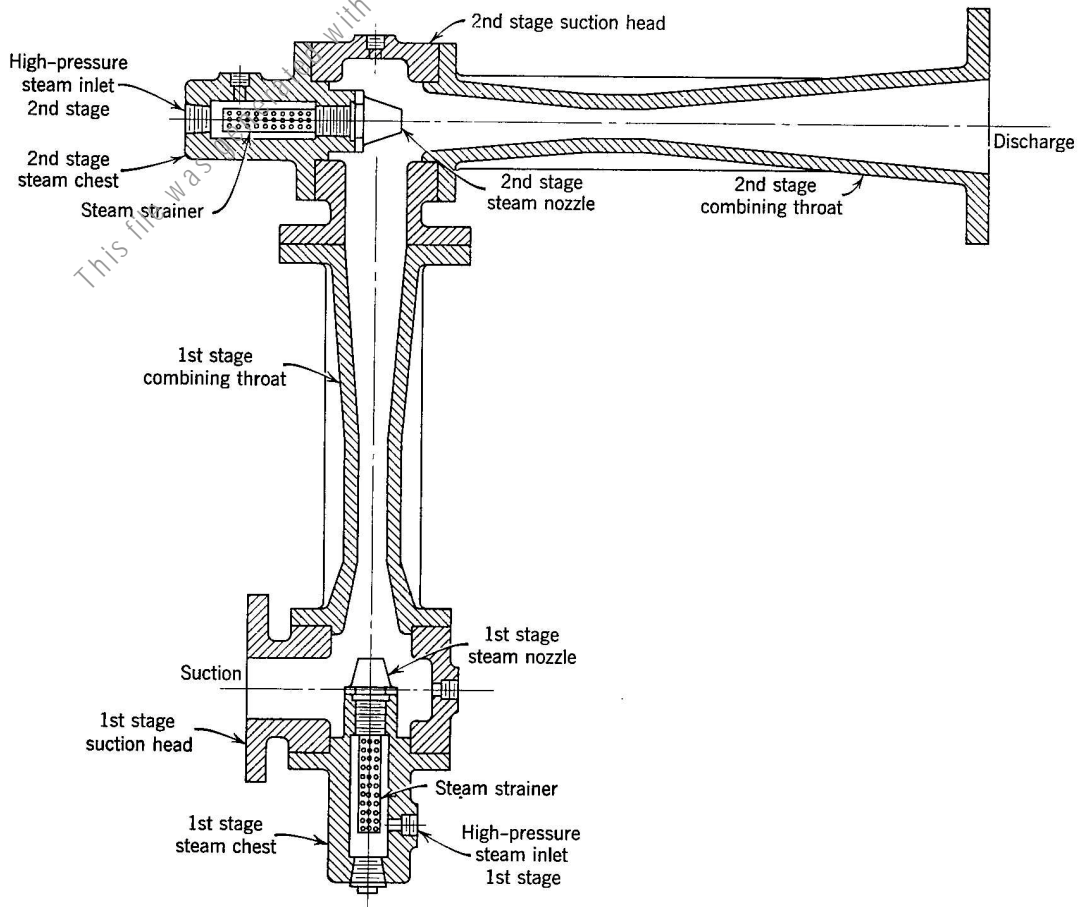


Figure 21.41. Two-stage jet ejector. (Courtesy Croll-Reynolds Co., Inc.)

Energia para a compressão de gases

Aplica-se a equação de Bernoulli na forma diferencial; supondo que os termos de energia cinética, potencial e de atrito podem ser desprezados:

$$d(-W_s) = \frac{dp}{\rho} \quad \text{e} \quad -W_s = \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\rho}$$

fluxo isotérmico: $p/\rho = RT/M = \text{constante} = p_1/\rho_1$

$$-W_s = \frac{p_1}{\rho_1} \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \frac{2.303RT_1}{M} \log\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

Fluxo adiabático: $p/\rho^\gamma = \text{constante} = p_1/\rho_1^\gamma$; $\gamma = c_p/c_v$

	γ		γ
ar	1.40	metano	1.31
SO ₂	1.29	etano	1.20
azoto	1.40		

$$-W_s = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{RT_1}{M} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right)$$

O trabalho necessário em fluxo isotérmico é menor que em fluxo adiabático, razão pela qual normalmente se arrefece o compressor. No fluxo adiabático, a temperatura de saída pode ser estimada por:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

3.4. Agitação e mistura de fluidos; cálculo da potência necessária (3.4).

- Conceito e objectivo da operação

Distinção entre agitação e mistura; exemplos industriais

(agitação na transferência de calor, "blending" de líquidos, dissolução, dispersão, suspensão)

- Equipamento de agitação

Tipos de agitadores (hélice, pás, âncora, turbina, fita helicoidal)

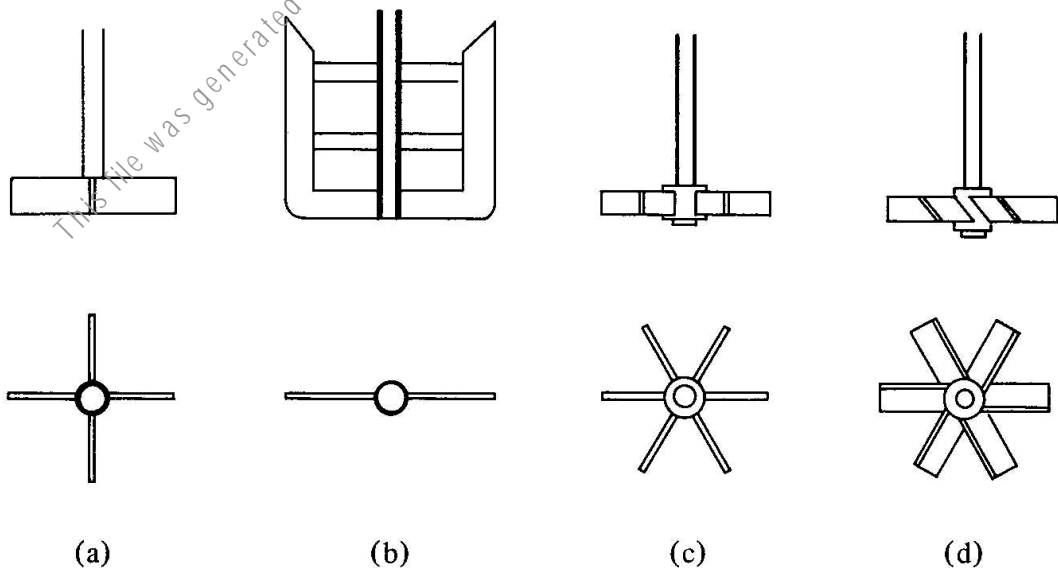


FIGURE 3.4-2. Various types of agitators : (a) four-blade paddle, (b) gate or anchor paddle, (c) six-blade open turbine, (d) pitched-blade (45°) turbine.

	viscosidade	rpm
hélice	< 3 Pa.s (3000 cp)	400-1750
turbinas	< 100 Pa.s	20-200
pás, âncoras	50 – 500 Pa.s	20-200
fita helicoidal ou parafuso	> 500 Pa.s	5-50

- Linhas de fluxo na agitação

Para evitar rotação em bloco do fluido e formação de vortex a velocidade de rotação elevada, usam-se anteparos ('baffles'); para viscosidades superiores a 5 Pa.s (5000 cp) não são necessários.

- Projecto básico de agitadores

Proporções habituais dos agitadores de turbina

$$D_a/D_t = 0.3 - 0.5; \quad H/D_t = 1$$

$$C/D_t = 1/3$$

$$W/D_a = 1/5; \quad D_d/D_a = 2/3; \quad L/D_a = 1/4$$

$$J/D_t = 1/12$$

$$\text{Gap} = 0.10 \text{ a } 0.15.J$$

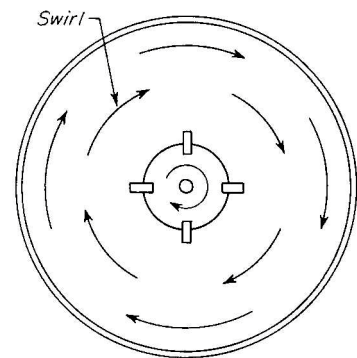
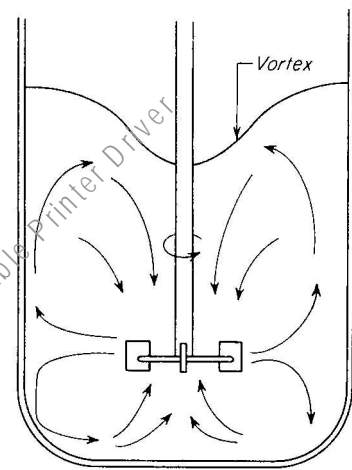


Fig
agi

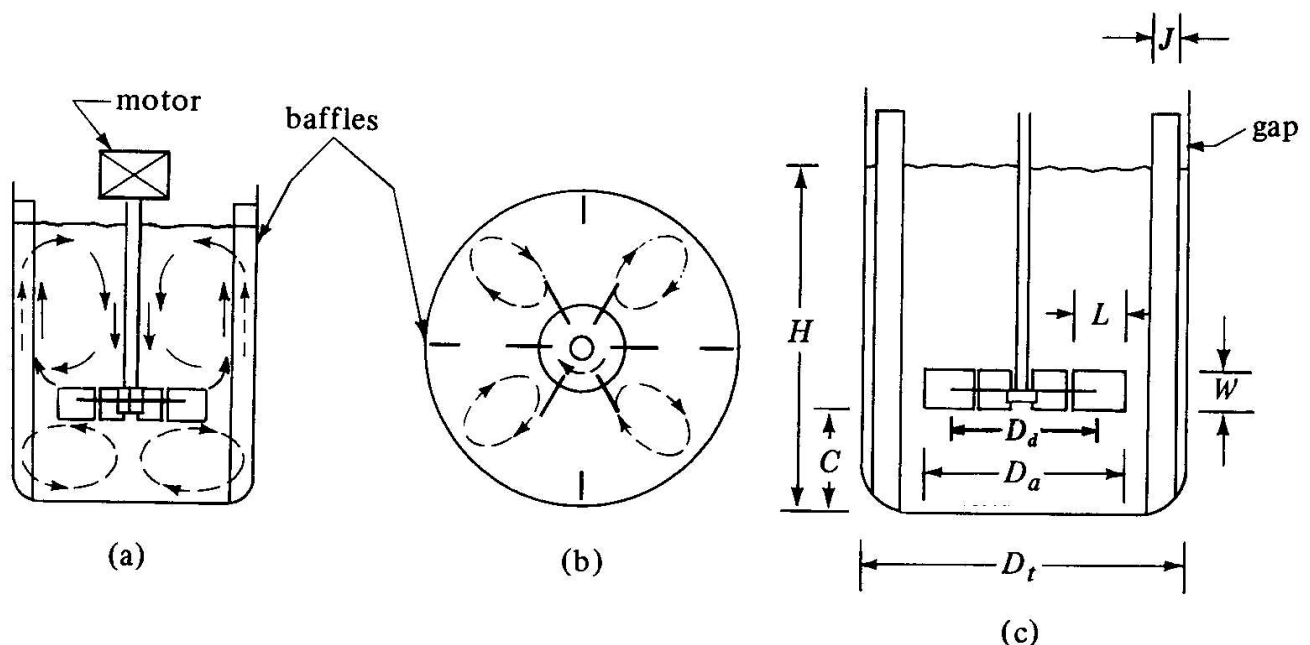


FIGURE 3.4-3. Baffled tank with six-blade turbine agitator with disk showing flow patterns : (a) side view, (b) bottom view, (c) dimensions of turbine and tank.

- Potência necessária na agitação
(nº. Potência vs. nº. Reynolds)

$$N'_{Re} = \frac{D_a^2 N \rho}{\mu} \quad N_{Po} = \frac{P}{\rho N^3 D_a^5}$$

r. laminar: $N'_{Re} < 10$ r. turbulento: $N'_{Re} > 10^4$

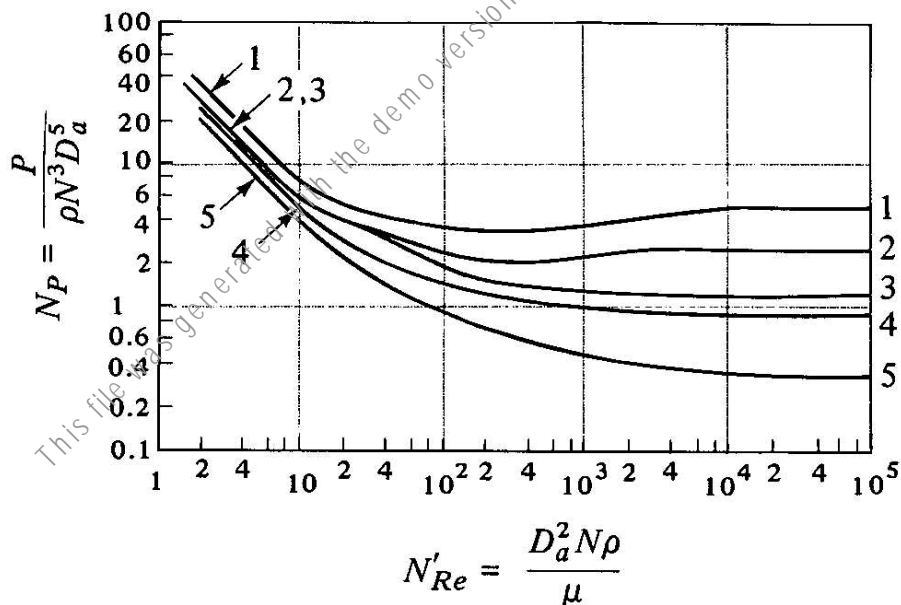


FIGURE 3.4-4. Power correlations for various impellers and baffles (see Fig. 3.4-3c for dimensions D_a , D_t , J , and W).

- Curve 1. Flat six-blade turbine with disk (like Fig. 3.4-3 but six blades); $D_a/W = 5$; four baffles each $D_t/J = 12$.
- Curve 2. Flat six-blade open turbine (like Fig. 3.4-2c); $D_a/W = 8$; four baffles each $D_t/J = 12$.
- Curve 3. Six-blade open turbine but blades at 45° (like Fig. 3.4-2d); $D_a/W = 8$; four baffles each $D_t/J = 12$.
- Curve 4. Propeller (like Fig. 3.4-1); pitch = $2D_a$; four baffles each $D_t/J = 10$; also holds for same propeller in angular off-center position with no baffles.
- Curve 5. Propeller; pitch = D_a ; four baffles each $D_t/J = 10$; also holds for same propeller in angular off-center position with no baffles.

[Curves 1, 2, and 3 reprinted with permission from R. L. Bates, P. L. Fondy, and R. R. Corpstein, *Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev.*, **2**, 310 (1963). Copyright by the American Chemical Society. Curves 4 and 5 from J. H. Rushton, E. W. Costich, and H. J. Everett, *Chem. Eng. Progr.*, **46**, 395, 467 (1950). With permission.]

- 'Scale-up' (extrapolação) de agitadores

semelhança geométrica

r. escala, $R = (V_2/V_1)^{1/3} = D_{t2}/D_{t1}$; restantes dimensões como acima

semelhança cinemática e dinâmica não são possíveis em conjunto

$N_2 = N_1 R^{-n}$; $n=1$ movimentação idêntica
 $= (D_{t1}/D_{t2})^n$ $n= 3/4$ para idêntica suspensão de sólidos
 $n= 2/3$ para igual transferência de massa

calculado N_2 e $(N'_{Re})_2$ estima-se a potência pelo diagrama.

- Tempo para realizar a mistura

("blending" de líquidos miscíveis)

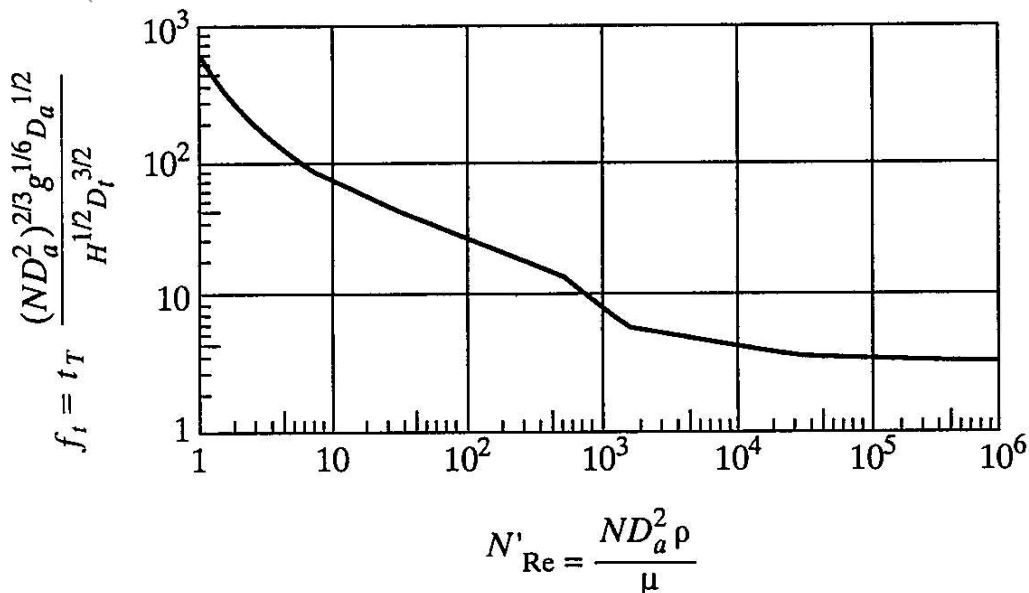


FIGURE 3.4-5. Correlation of mixing time for miscible liquids using a turbine in a baffled tank (for a plain turbine, turbine with disk, and pitched-blade turbine). [From "Flow Patterns and Mixing Rates in Agitated Vessels" by K. W. Norwood and A. B. Metzner, A.I.Ch.E. J., 6, 432 (1960). Reproduced by permission of the American Institute of Chemical Engineers, 1960.]

- Misturadores especiais para sólidos e pastas

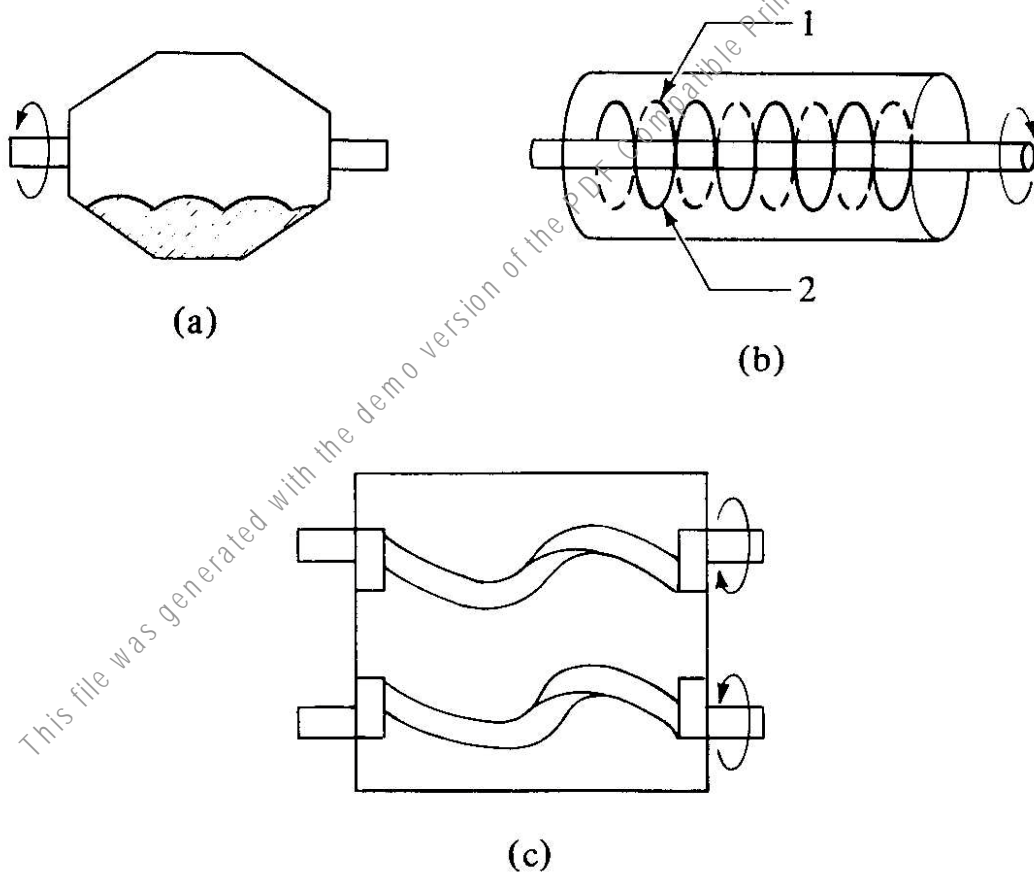


FIGURE 3.4-6. *Mixers for powders and pastes: (a) double-cone powder mixer, (b) ribbon powder mixer with two ribbons, (c) kneader mixer for pastes.*

3.5. Fluidos não-Newtonianos (3.5).

$$\tau_{zx} = - \mu \cdot (dv_x/dz) \quad ; \quad \mu = \text{constante} : \text{fluido Newtoniano}$$

Se $\mu = \mu(\tau, t)$, o fluido é não-Newtoniano

Fluidos independentes do tempo

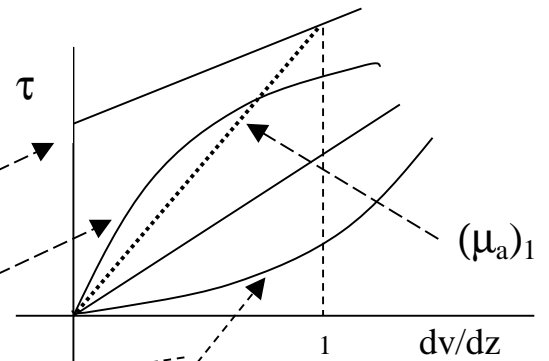
$$\tau_{zx} = - K \cdot (dv_x/dz)^n$$

(lei da potência)

Fluidos de Bingham

Pseudoplásticos ($n < 1$)

Dilatantes ($n > 1$)



Fluidos dependentes do tempo

Tixotrópicos

Reopéticos

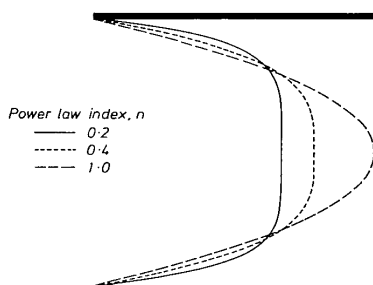
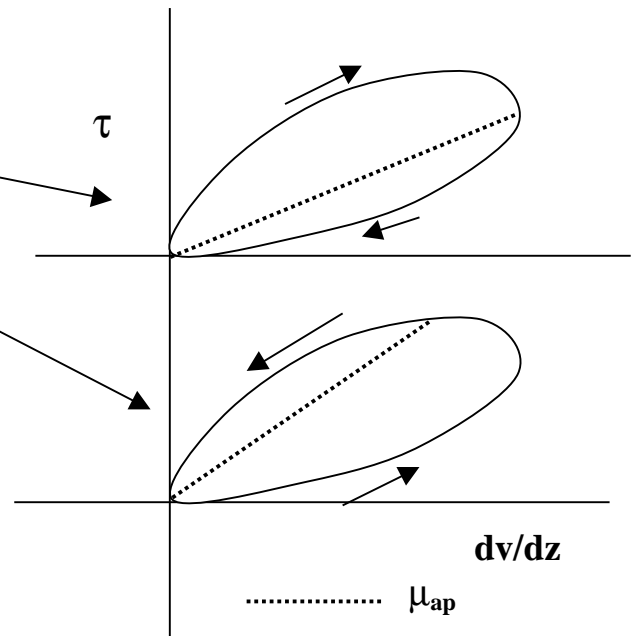


Fig. 2.15. The velocity profiles for the laminar flow of power-law liquids in a straight circular pipe, calculated for the same volumetric throughput. Note the increase in the wall shear rate and the increasingly plug-like nature of the flow as n decreases.

Fluidos viscoelásticos

(comportamento correspondente a uma elasticidade crescente do fluido)

No caso do fluxo em tubagens cilíndricas em regime laminar, a lei da potência pode ser escrita como:

$$\tau_w = \frac{D \Delta P}{4L} = K' \left(\frac{8\bar{v}}{D} \right)^{n'} \quad (3.5-4)$$

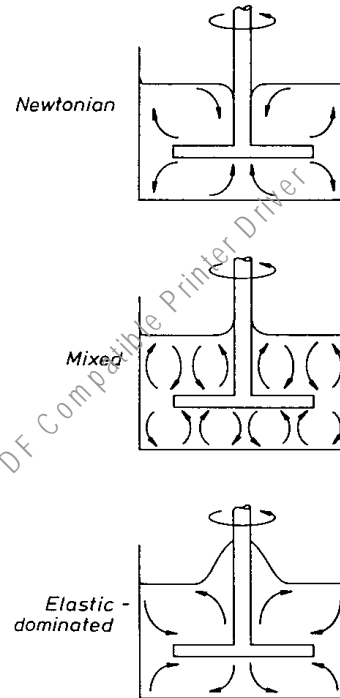
os valores de K' e n' , determinados em viscosímetros de capilar permanecem constantes para alguns fluidos numa gama alargada de valores de $(8\bar{v}/d)$. Nesses casos podem ser relacionados com K e n (determinados normalmente com viscosímetros rotativos):

$$n' = n$$

$$K' = K \left(\frac{3n+1}{4n} \right)^n$$

por vezes define-se um coeficiente generalizado de viscosidade: $\gamma = K' \cdot 8^{(n'-1)}$

A tabela 3.5-1 de Geankoplis, 1993 apresenta valores destes parâmetros para alguns fluidos.



A equação 3.5-4 pode ser resolvida em ordem a Δp e a \bar{v} para resolver problemas de fluxo em tubagens cilíndricas em regime laminar

Define-se neste caso um N_{Re} generalizado por:

$$N_{Re,gen} = \frac{D^{n'} \bar{v}^{(2-n')} \rho}{\gamma} = \frac{D^{n'} \bar{v}^{(2-n')} \rho}{K' \cdot 8^{(n'-1)}} = \frac{D^n \bar{v}^{(2-n)} \rho}{K \cdot 8^{(n-1)} \left(\frac{3n+1}{4n} \right)^n}$$

A definição anterior pode ser usada com a relação $f=16/N_{Re,gen}$ para cálculo do factor de atrito, mas só em regime laminar.

Para o cálculo da energia cinética de fluidos não-Newtonianos que seguem a lei da potência, o valor de α é dado por :

$$\alpha = \frac{(2n+1)(5n+3)}{3(3n+1)^2}$$

no caso de fluxo turbulento, $\alpha = 1$

Perdas por atrito em acessórios e acidentes da tubagem:

As perdas em acessórios e contracções de tubagem no caso de fluidos pseudoplásticos e de Bingham podem ser estimadas como fracção da energia cinética do fluido, usando as equações válidas para fluidos Newtonianos, mas calculando o valor de α como indicado acima; no caso de expansão de tubagem há uma expressão mais complexa (eq. 3.5-16).

Para fluxo turbulento em tubos lisos de fluidos que seguem a lei da potência, o factor de atrito pode ser estimado a partir do $N_{Re,gen}$:

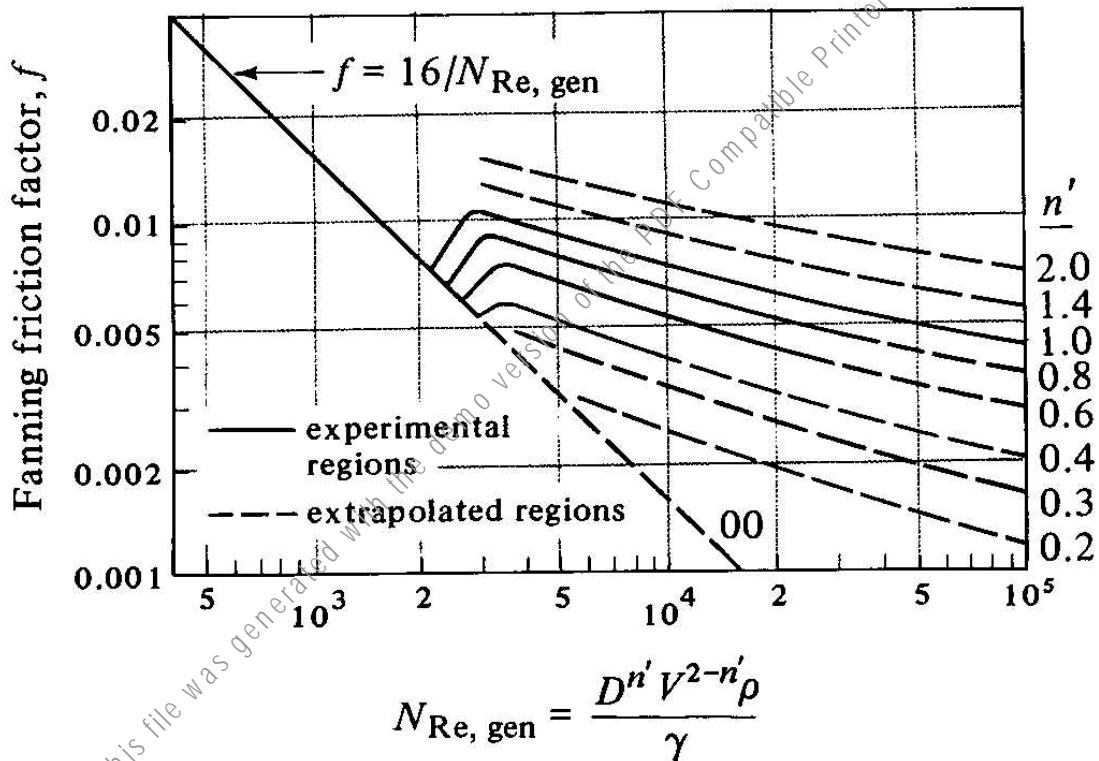


FIGURE 3.5-3. Fanning friction factor versus generalized Reynolds number for time-independent non-Newtonian and Newtonian fluids flowing in smooth tubes. [From D. W. Dodge and A. B. Metzner, *A.I.Ch.E. J.*, 5, 189 (1959). With permission.]

Requisitos de potência de agitação e mistura

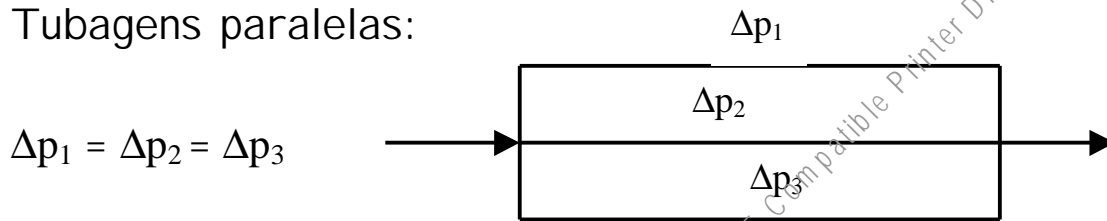
No caso de fluidos pseudoplásticos, o N'_{Re} para agitação é redefinido como $N'_{Re,n}$:

$$N'_{Re,n} = \frac{D_a^2 N^{2-n} \rho}{11^{n-1} K}$$

para efeito de estimativa pode usar-se a fig. 3.4-4

3.6 Fluxo em sistemas de tubagens paralelas, ramificadas e em rede

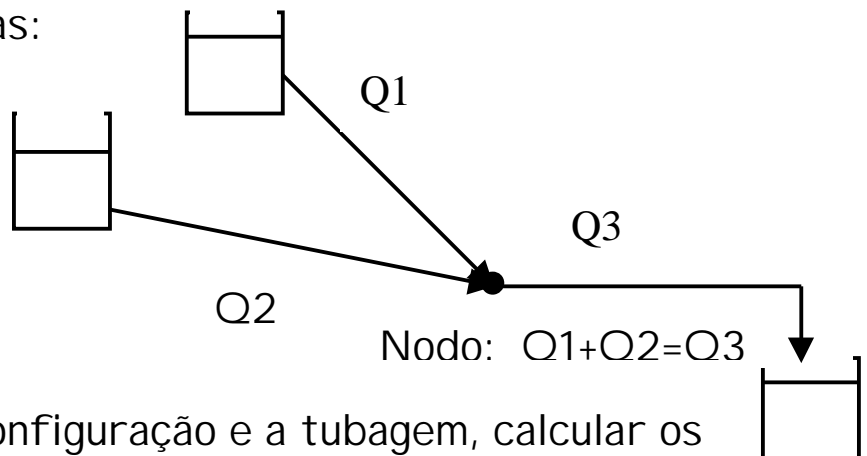
Tubagens paralelas:



Problema: Sabido Q_{tot} , calcular Q_1 , Q_2 e Q_3

1. arbitrar Q_1^1
2. calcular Δp_1^1
3. Calcular Q_2^1 e Q_3^1 de modo a que $\Delta p_2^1 = \Delta p_3^1 = \Delta p_1^1$
4. Calcular $Q_{tot}^1 = Q_1^1 + Q_2^1 + Q_3^1$
5. Corrigir o caudal $Q_1^2 = Q_1^1 \frac{Q_{tot}}{Q_{tot}^1}$ e repetir a partir de 2. até convergir

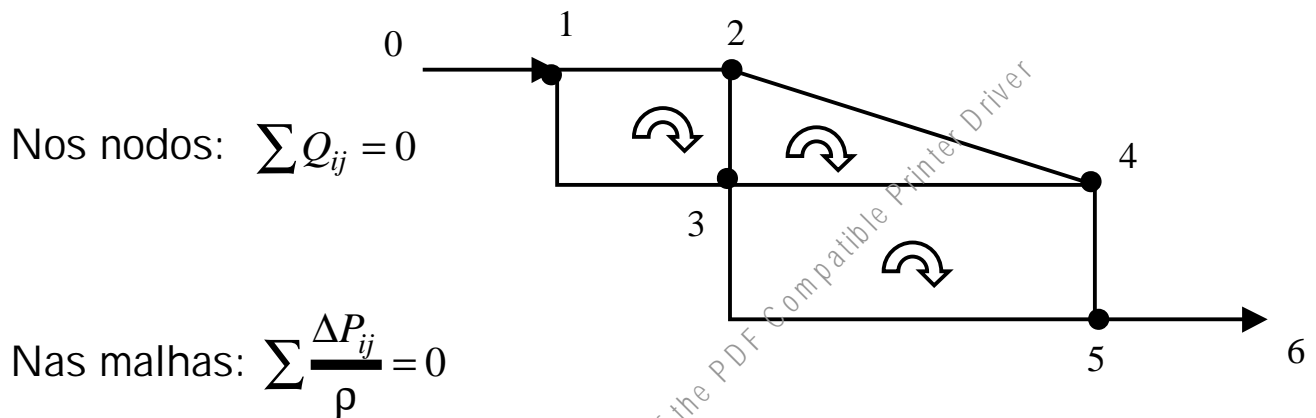
Tubagens ramificadas:



Problema: fixada a configuração e a tubagem, calcular os caudais

1. arbitrar a altura total (ou energia total) no nodo, h_{nodo}
2. calcular os caudais; se $Q_1 + Q_2 > Q_3$, aumentar a h_{nodo} ou vice-versa
3. repetir até $Q_1 + Q_2 = Q_3$

Redes de tubagens:



$$\frac{\Delta P_{ij}}{\rho} = \frac{P_i - P_j}{\rho} = \frac{v_j^2 - v_i^2}{2\alpha} \rho + (z_j - z_i) g \rho + \sum F + W_s$$

Q_{ij} e ΔP_{ij} são positivos se têm orientação que coincide com o sentido de circulação e negativos se têm sentido oposto.

Problema: fixada a configuração e a tubagem, calcular os caudais na rede

1. escrever as equações nos nodos, nas malhas e equações adicionais aplicáveis;
2. resolver numericamente o sistema algébrico não linear.