

Introdução às Máquinas de Fluxo

Parte 2

Ref. White F.M., Mecânica dos Fluidos,
McGraw-Hill

Equações Energia e QDMA

- Temos então para a potência a ser fornecida à bomba:
- Bomba centrífuga

$$P_w = \rho g Q H = \dot{m}(U_2 V_{2t} - U_1 V_{1t})$$

- Bomba axial

$$P_w = \rho g Q H = \dot{m} U (V_{2t} - V_{1t})$$

Estas equações são conhecidas como Equações de Euler

Bomba centrífuga

- Vimos que:

$$\frac{P_w}{\rho g Q} = H = \frac{1}{g} (U_2 V_{2t} - U_1 V_{1t})$$

- E que:

$$u V_t = \frac{1}{2}(V^2 + u^2 - w^2)$$

- Logo:

$$H = \frac{1}{2g} [(V_2^2 - V_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) - (w_2^2 - w_1^2)]$$

- A carga ideal da bomba relaciona as variações de energia cinética das velocidades absoluta, ponta das pás e relativa.

Bomba centrífuga

- Substituindo a expressão de H, obtemos:

$$\frac{p}{\rho g} + z + \frac{w^2}{2g} - \frac{r^2 \omega^2}{2g} = \text{const}$$

- OBS: podemos relacionar V_t e V_n

$$V_n = V_t \tan \alpha$$

- De forma que

$$P_w = \rho Q (u_2 V_{n2} \cot \alpha_2 - u_1 V_{n1} \cot \alpha_1)$$

- Onde

$$V_{n2} = \frac{Q}{2\pi r_2 b_2} \qquad V_{n1} = \frac{Q}{2\pi r_1 b_1}$$

Bomba centrífuga

- Também, é comum utilizar inicialmente em projetos:

$$\alpha_1 = 90^\circ \quad V_{n1} = V_1$$

Bombas centrífugas

- Diferenças em relação ao comportamento real
 - Recirculação de fluido no rotor (perdas por recirculação)
 - Perdas hidrodinâmicas por atrito viscoso
 - Perdas por “choque” na entrada
 - Causadas por ângulos de pás na entrada mal dimensionados
- Estes efeitos podem ser levados em conta com:
 - Resolução das Eqs. diferenciais
 - Solução numérica
 - CFD (Computational Fluid Dynamics)
 - Experimentos

Efeito do ângulo da pá na carga vs vazão

- Considerando $\alpha_1 = 90^\circ$ $V_{n1} = V_1$

Temos $P_w = \rho Q u_2 V_{t2}$

onde $V_{t2} = u_2 - V_{n2} \cot \beta_2$ e $V_{n2} = \frac{Q}{2\pi r_2 b_2}$

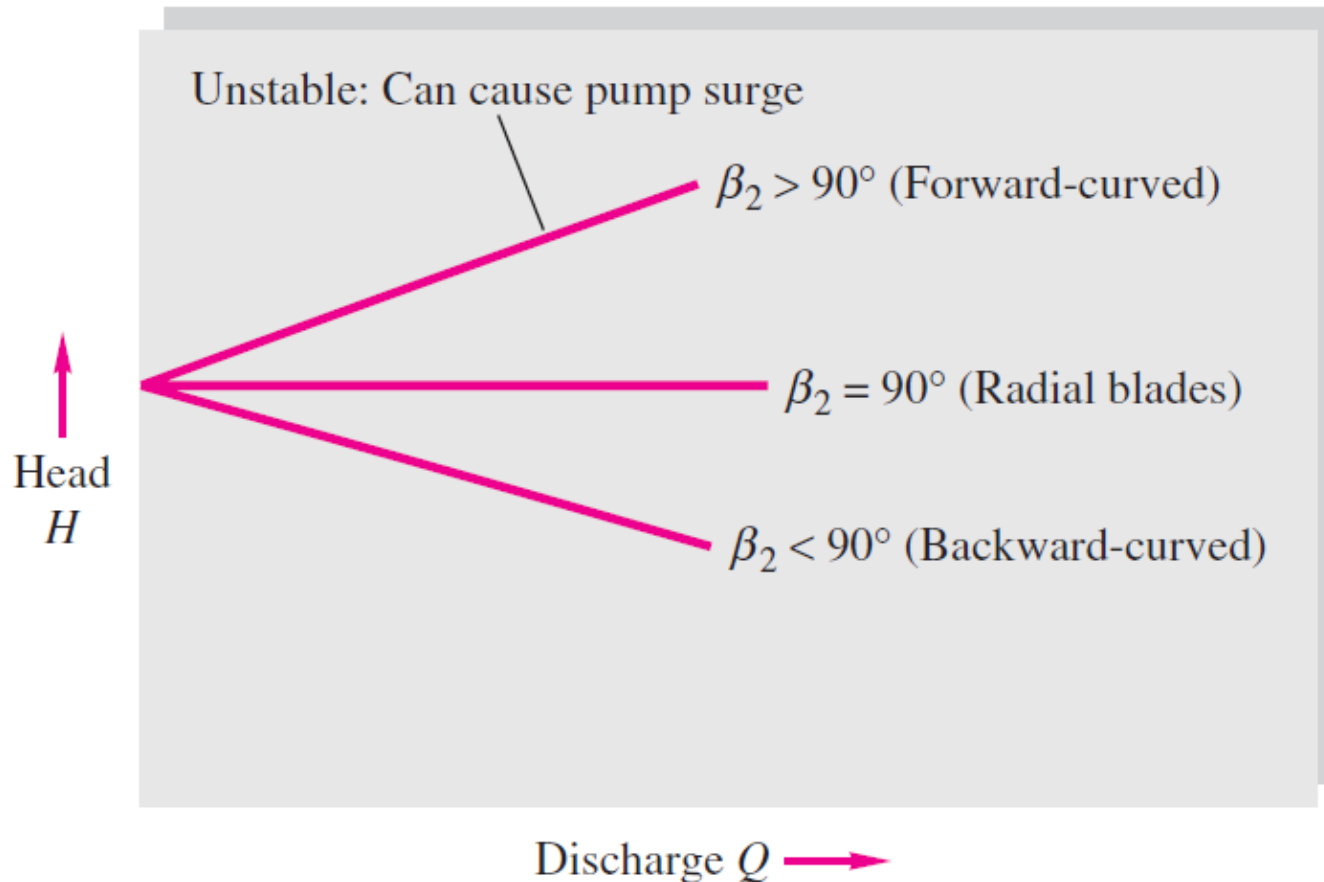
e, de $H = \frac{1}{g} (U_2 V_{2t} - U_1 V_{1t})$

$$H \approx \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cot \beta_2}{2\pi r_2 b_2 g} Q$$

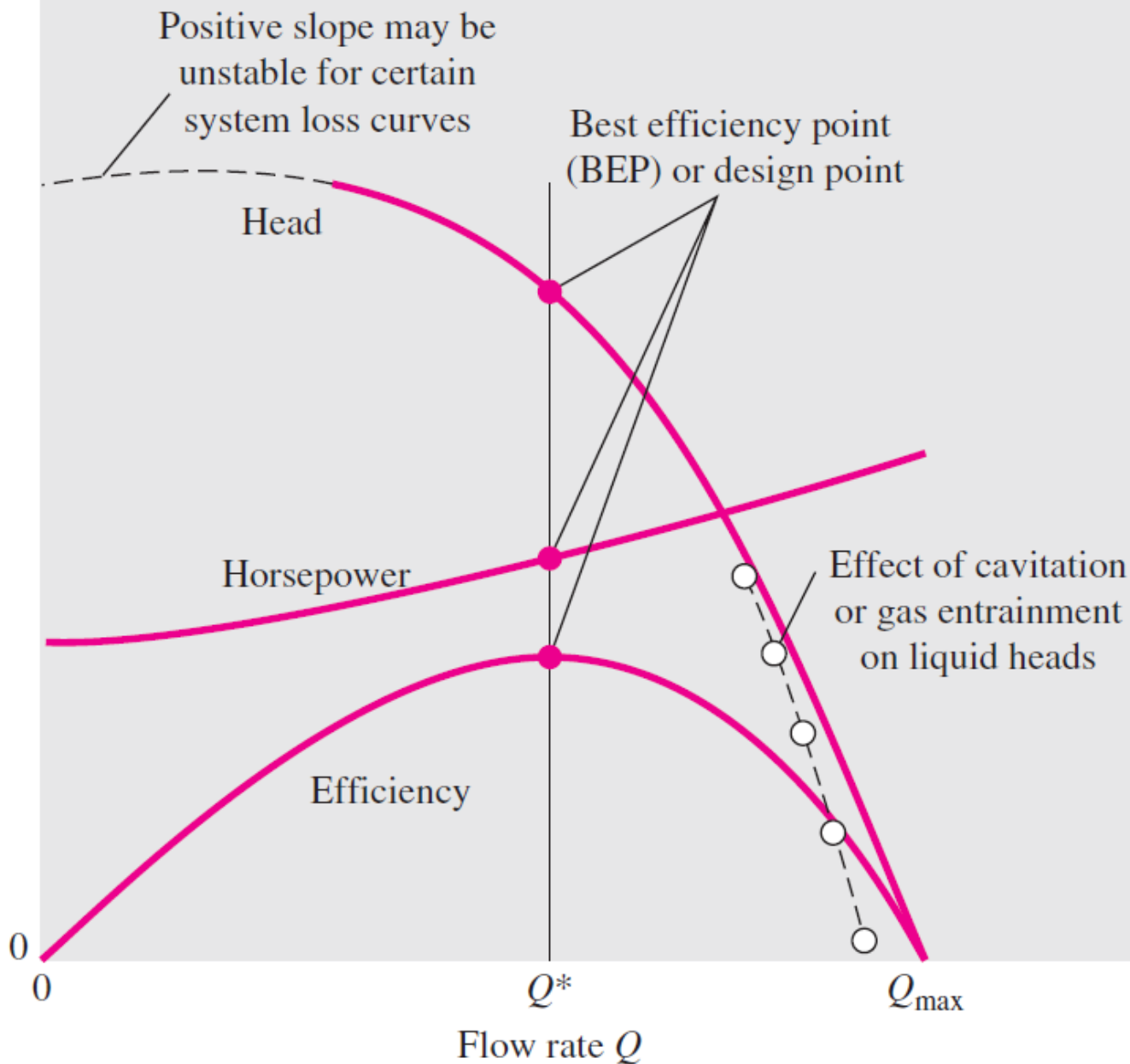
Efeito do ângulo da pá na carga vs vazão

$$H \approx \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cot \beta_2}{2\pi r_2 b_2 g} Q$$

- Para pás curvadas para trás ($\beta_2 < 90^\circ$) => inclinação negativa
- Para pás curvadas para frente ($\beta_2 > 90^\circ$) => inclinação positiva

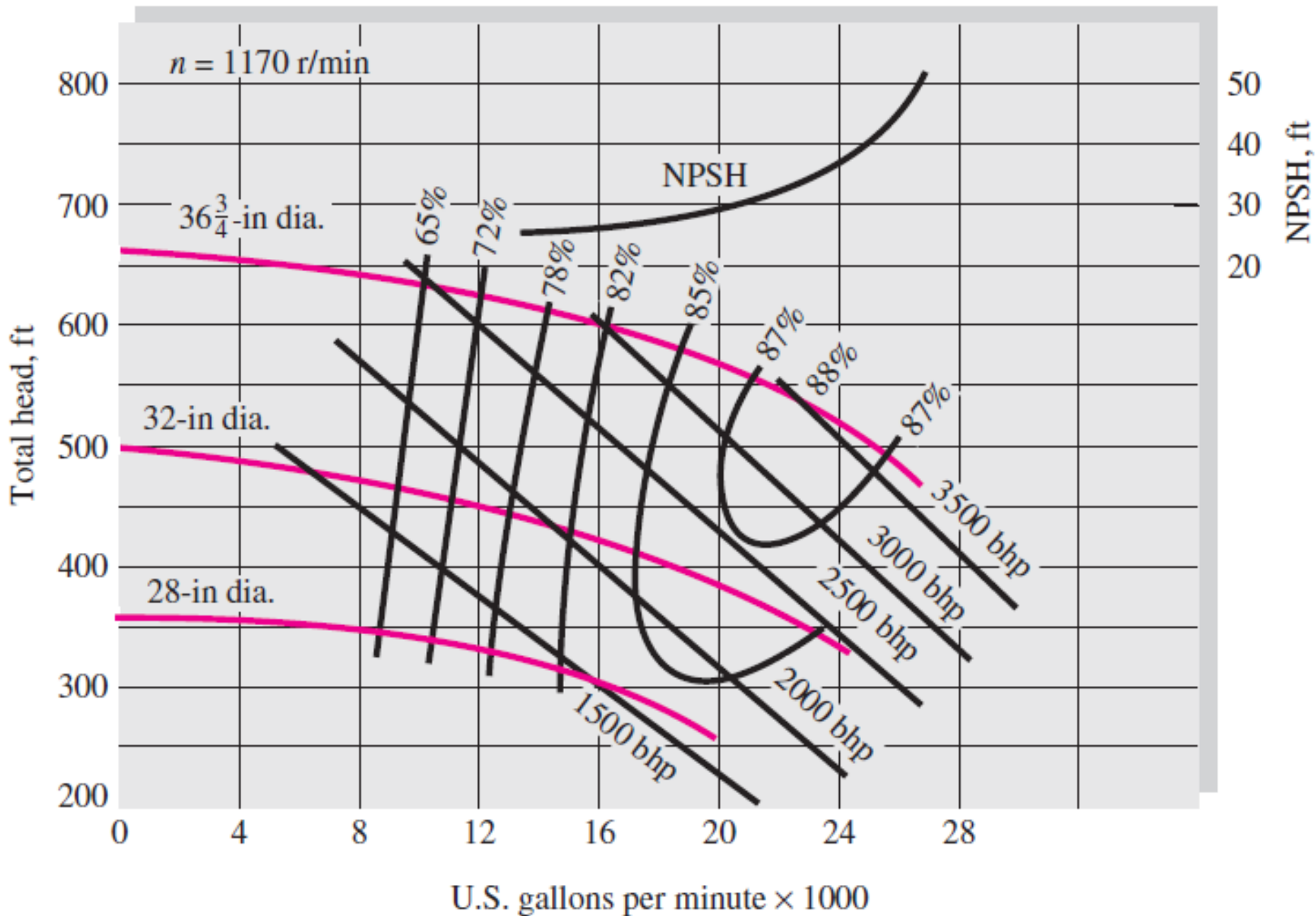


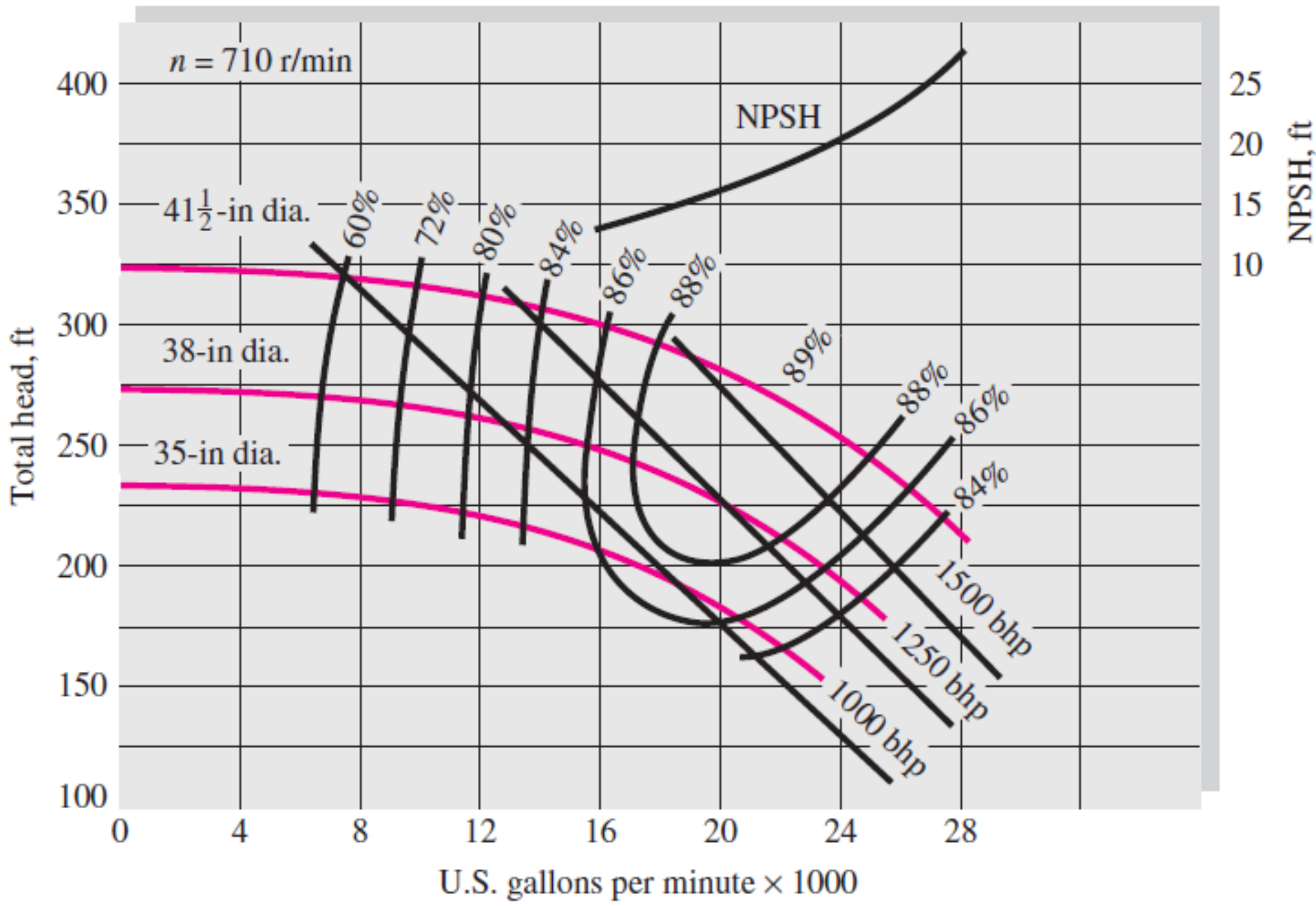
Curvas de bombas centrífugas



BEP – Ponto de máxima eficiência

- Condição de operação em que a bomba possui eficiência máxima
- Normalmente os parâmetros nesta condição são simbolizados por um asterisco
 - P^* , H^* , Q^* , etc.





Net positive-suction head

- Carga necessária na sucção para não haver cavitação

$$\text{NPSH} = \frac{p_i}{\rho g} + \frac{V_i^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g}$$

- Assim, para uma bomba cuja sucção esteja a uma altura Z_i da superfície livre de um reservatório (pressão atmosférica)

$$\text{NPSH} = \frac{p_a}{\rho g} - Z_i - h_{fi} - \frac{p_v}{\rho g}$$

Onde h_{fi} é a perda de carga do tubo entre o reservatório e a entrada da bomba.

Este NPSH deve ser maior que o indicado no gráfico da bomba para não haver cavitação.

Análise Dimensional de bombas

$$\text{bhp} = f_2(Q, D, n, \rho, \mu, \epsilon)$$

$$gH = f_1(Q, D, n, \rho, \mu, \epsilon)$$

- E o Teorema Pi nos mostra que:

$$\frac{gH}{n^2 D^2} = g_1\left(\frac{Q}{nD^3}, \frac{\rho n D^2}{\mu}, \frac{\epsilon}{D}\right)$$

$$\frac{\text{bhp}}{\rho n^3 D^5} = g_2\left(\frac{Q}{nD^3}, \frac{\rho n D^2}{\mu}, \frac{\epsilon}{D}\right)$$

$$\text{Capacity coefficient } C_Q = \frac{Q}{nD^3}$$

$$\text{Head coefficient } C_H = \frac{gH}{n^2 D^2}$$

$$\text{Power coefficient } C_P = \frac{\text{bhp}}{\rho n^3 D^5}$$

Análise dimensional de bombas

- Normalmente analisamos o que ocorre com pequenas modificações em bombas do mesmo tipo
 - Variações de tamanho, rotação e fluido
 - Nestes casos, costumamos desprezar o efeito da rugosidade do material
- Isto nos permite utilizar os dados de uma bomba levantados com água, a dada rotação, para outras aplicações.
 - Por exemplo, se aumentarmos a rotação, o que acontece com a vazão e com a carga?
 - Por exemplo, se quisermos bombear óleo, qual rotação devemos impor para dada vazão e carga?
- Para tanto, regras de transposição (leis de semelhança)

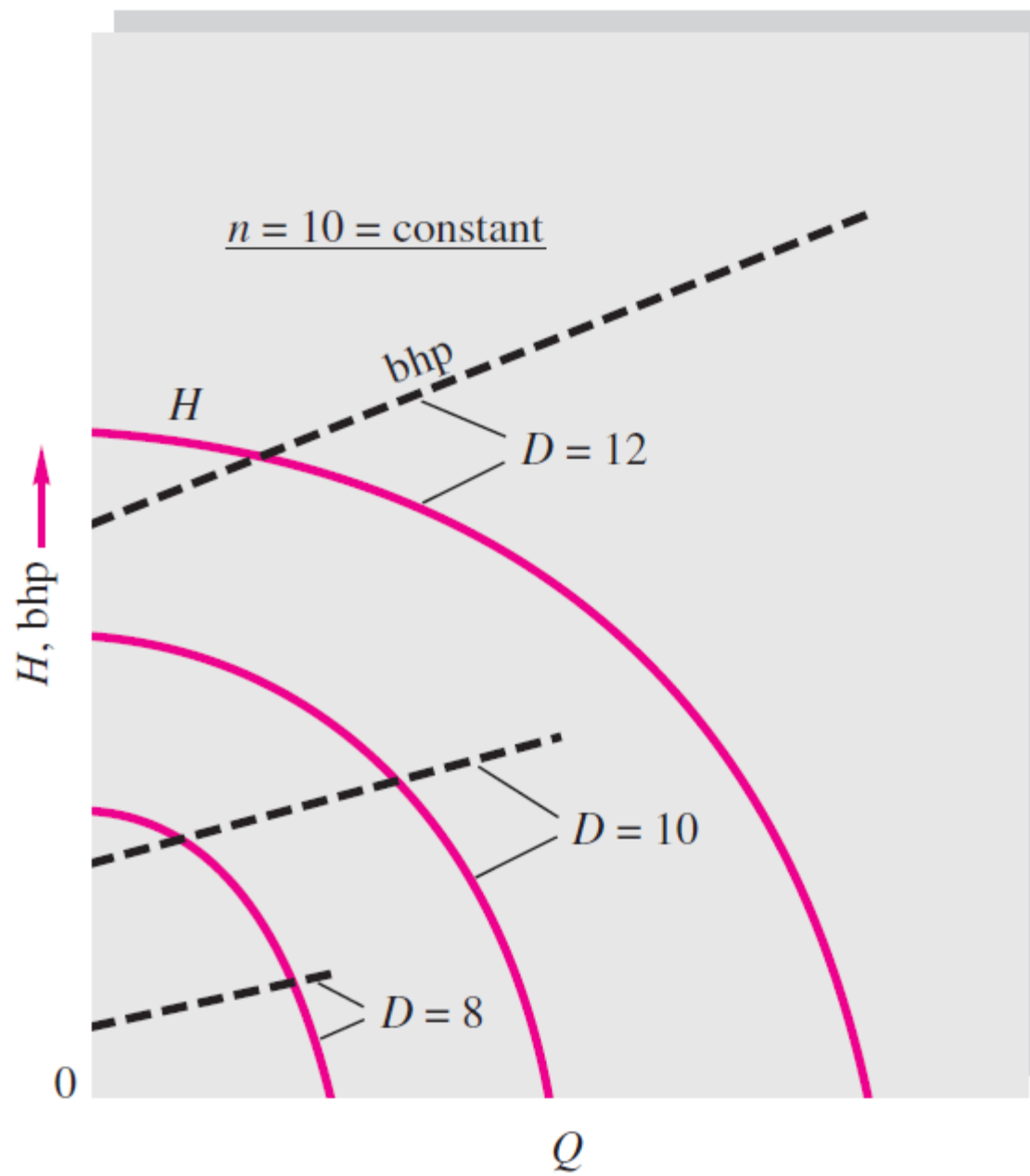
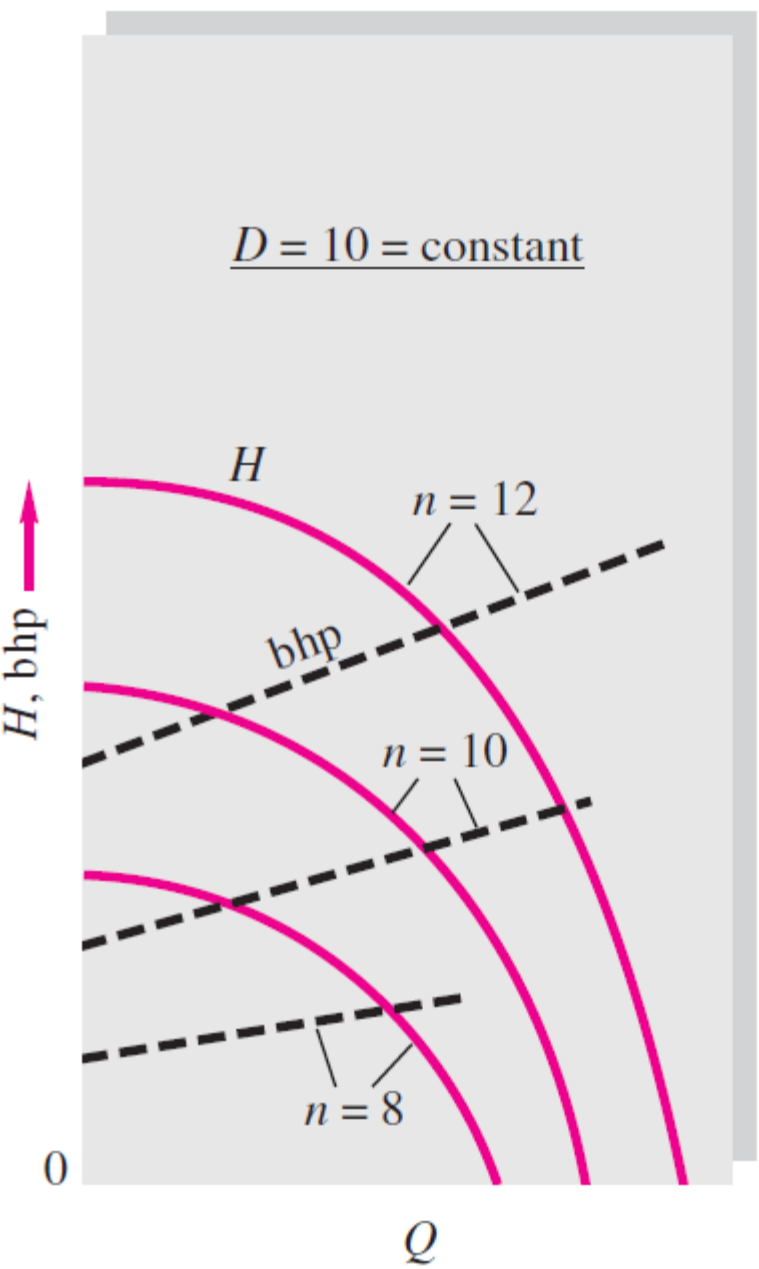
Leis de Transposição

- Regras de transposição (leis de semelhança) sem se considerar efeitos de viscosidade:

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

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

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5$$



Leis de transposição

- Para a eficiência, é proposto:

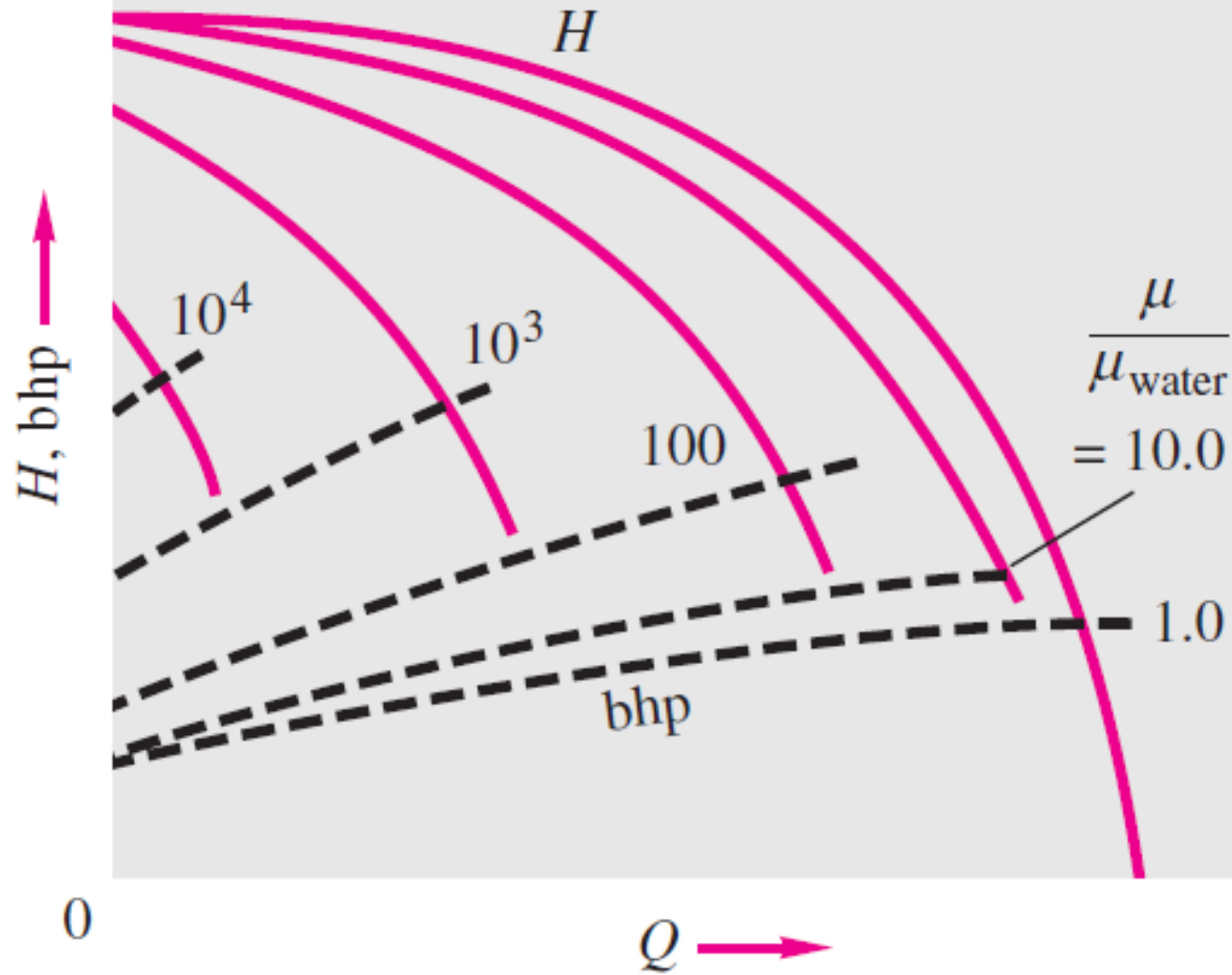
Size changes $\frac{1 - \eta_2}{1 - \eta_1} \approx \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^{1/4}$

Flow rate changes $\frac{0.94 - \eta_2}{0.94 - \eta_1} \approx \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^{0.32}$

Leis de Transposição

- Efeito da viscosidade: funciona bem apenas para pequenas variações.
 - Utiliza-se o número de Reynolds $\frac{\rho n D^2}{\mu}$
- Para variações muito grandes, há forte degradação da operação em bombas centrífugas
 - Leis de transposição deixam de funcionar

Efeito da viscosidade

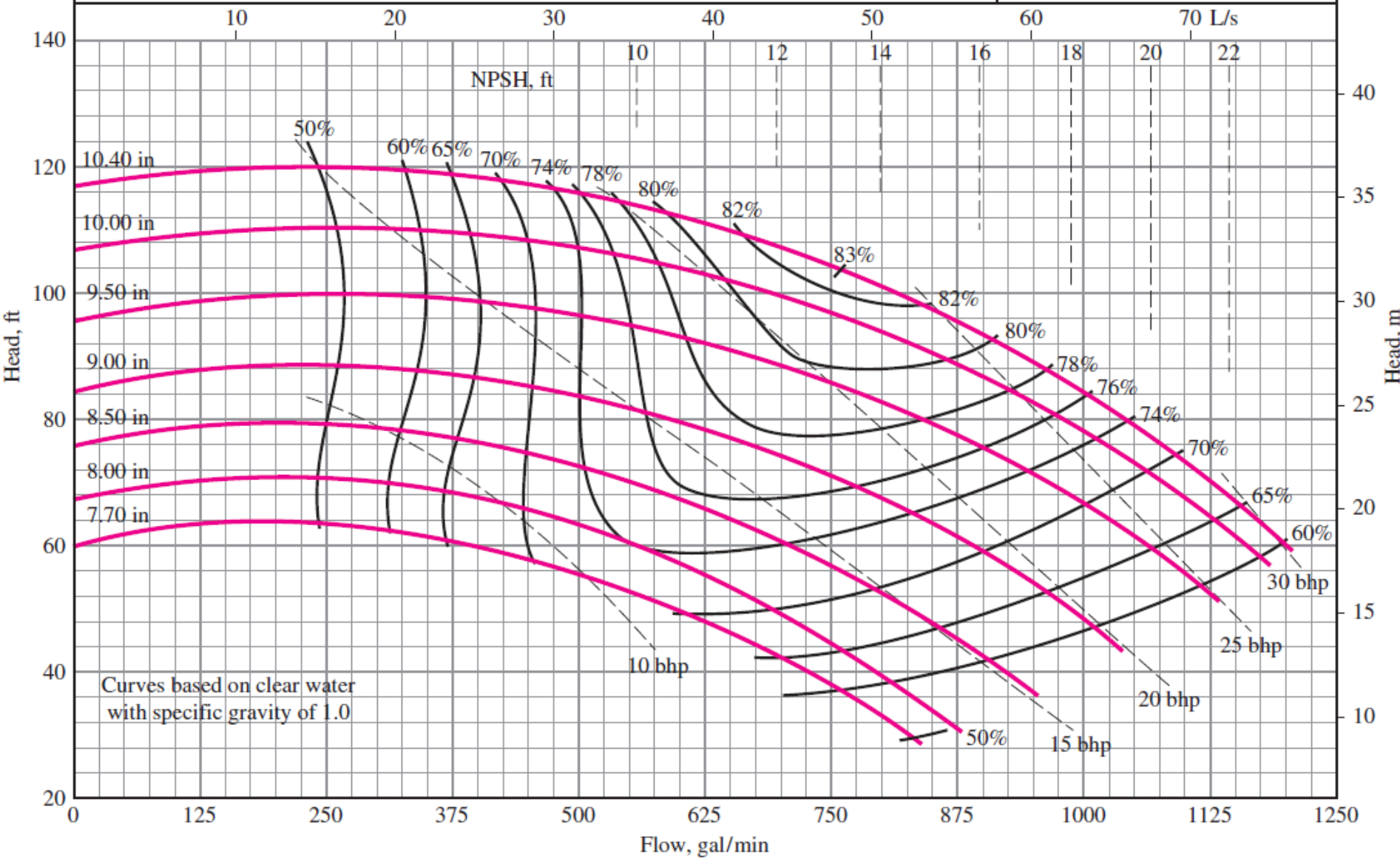




Model 4010 CM & FM Series

1760 RPM

Curve No. 756
Min. Imp. Dia. 7.70
Sizes 5 x 4 x 10



You are asked to consider a pump geometrically similar to the 9-in-diameter Taco pump of Fig. P11.34 to deliver 1200 gal/min at 1500 r/min. Determine the appropriate (a) impeller diameter, (b) BEP horsepower, (c) shutoff head, and (d) maximum efficiency. The fluid is kerosene, not water.

- Da Figura: $Q^* = 675 \text{ gal/min}$, $H^* = 75 \text{ ft}$, $P^* = 21 \text{ bhp}$ e $\eta = 0,77$
- $\rho_{\text{quer}} = 1,56 \text{ slug/ft}^3$ e $\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1,94 \text{ slug/ft}^3$
- $C_{Q1} = C_{Q2} \Rightarrow D_2 = 11.5 \text{ in}$
- $C_{H1} = C_{H2}$ com $H_o \Rightarrow H_{o2} = 100 \text{ ft}$
- $\frac{1 - \eta_2}{1 - \eta_1} \approx \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^{1/4} \Rightarrow \eta_2 = 0,784$
- $C_{P1} = C_{P2} \Rightarrow P_2 = 28 \text{ bhp}$