

Experiência de bomba

Segundo semestre de 2013

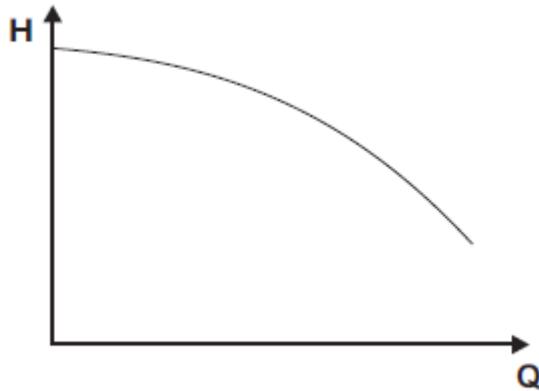


Vamos inicialmente
mencionar os tipos
de curvas que
podemos ter



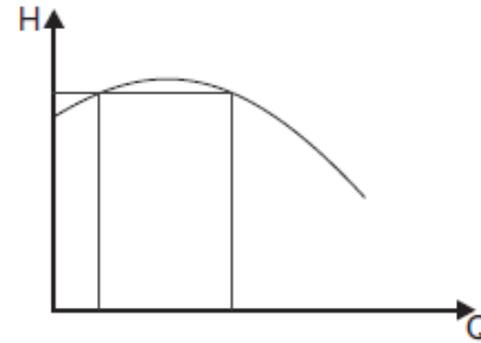
Tipos de curvas de bomba

CURVA TIPO ESTÁVEL OU TIPO RISING



Neste tipo de curva, a altura aumenta continuamente com a diminuição da vazão. A altura correspondente a vazão nula é cerca de 10 a 20% maior que a altura para o ponto de maior eficiência.

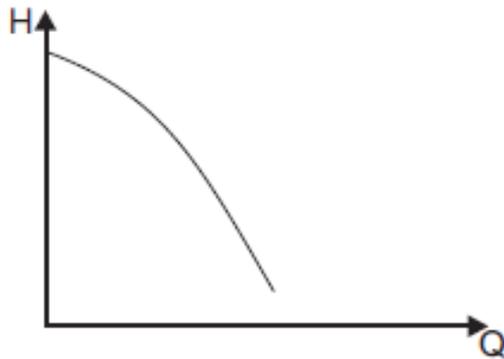
CURVA TIPO INSTÁVEL OU TIPO DROOPING



Nesta curva, a altura produzida com a vazão zero é menor do que as outras correspondentes a algumas vazões. Neste tipo de curva, verifica-se que para alturas superiores ao shut-off, dispomos de duas vazões diferentes, para uma mesma altura.

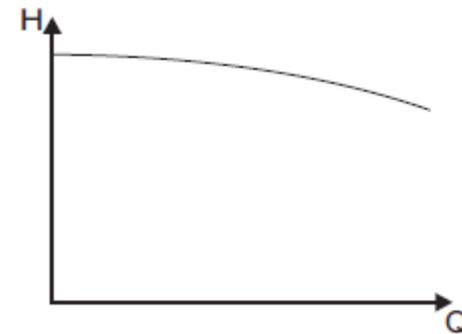
Tipos de curvas de bomba

CURVA TIPO INCLINADO ACENTUADO OU TIPO STEEP



É uma curva do tipo estável, em que existe uma grande diferença entre a altura desenvolvida na vazão zero (shut-off) e a desenvolvida na vazão de projeto, ou seja, cerca de 40 a 50%.

CURVA TIPO PLANA OU TIPO FLAT

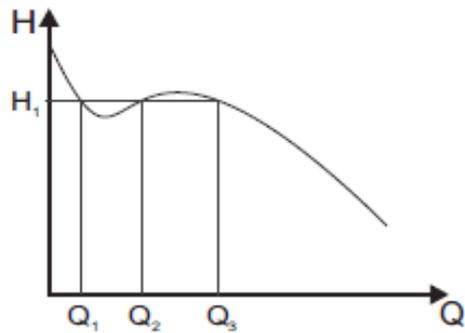


Nesta curva, a altura varia muito pouco com a vazão, desde o shut-off até o ponto de projeto.

O fabricante considera o ponto de projeto o ponto com maior rendimento

Tipos de curvas de bomba

CURVA TIPO INSTÁVEL

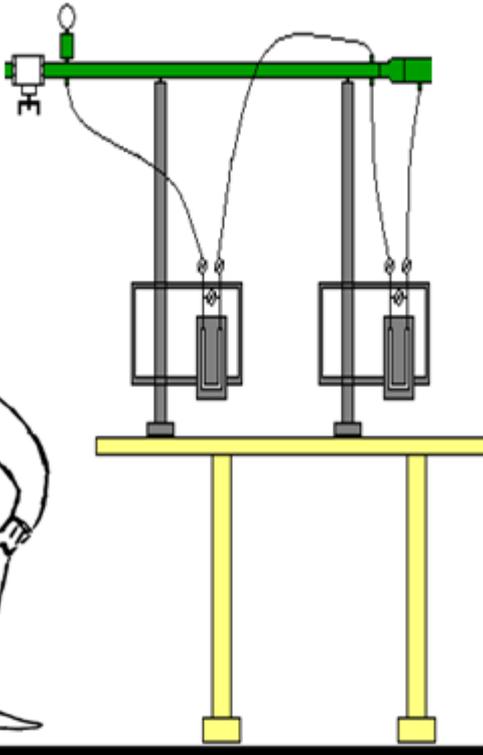


É a curva na qual para uma mesma altura, corresponde duas ou mais vazões num certo trecho de instabilidade. É idêntica a curva drooping.

QUE TIPO
DE CURVA
TEM A
BOMBA
ENSAIADA?

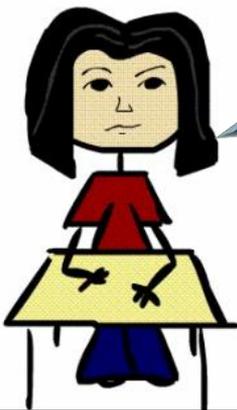


Apresentando as curvas da
bomba fornecidas pelos seus
fabricantes

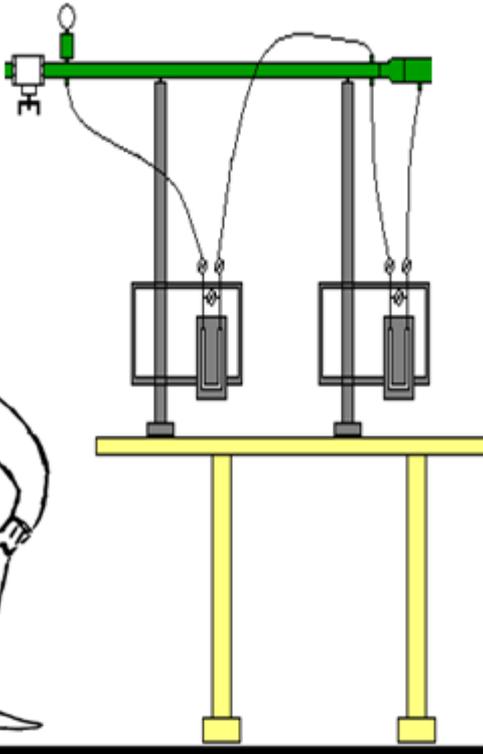


Não temos dois tipos,
da bancada 1 a 6
temos a RUDC RF5
de 1,5CV e nas
bancadas 7 e 8 a
GRUNDFOS MARK
NDF-6 de 2 CV

No laboratório só
temos um tipo de
bomba?



Sabendo o fabricante da bomba e o seu modelo, podemos localizar as curvas fornecidas pelo fabricante!



E aí devemos obter as curvas experimentais para comparar com as fornecidas pelo fabricante

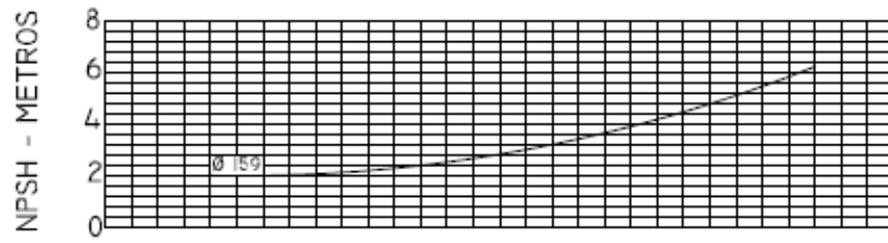
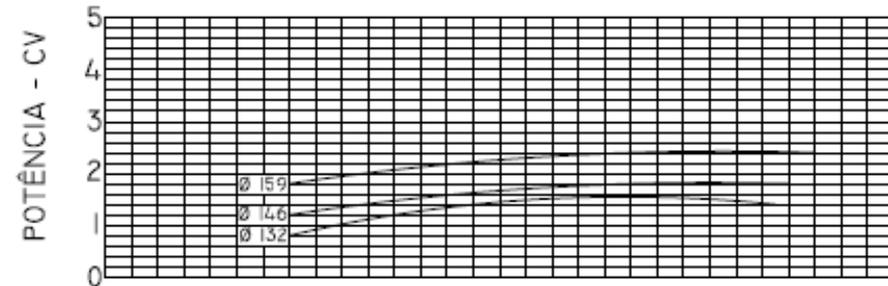
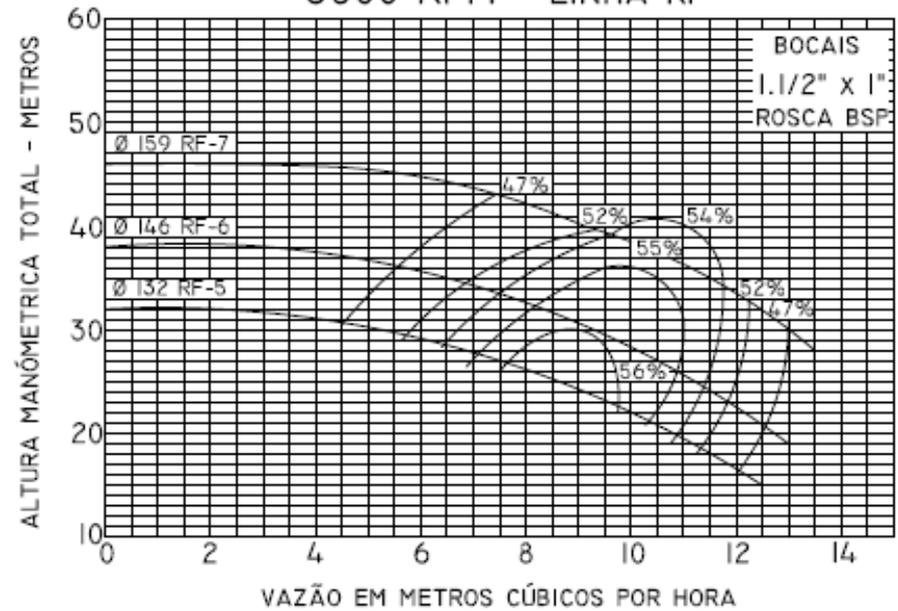




RUDC INDÚSTRIA E COMÉRCIO LTDA

3500 RPM - LINHA RF

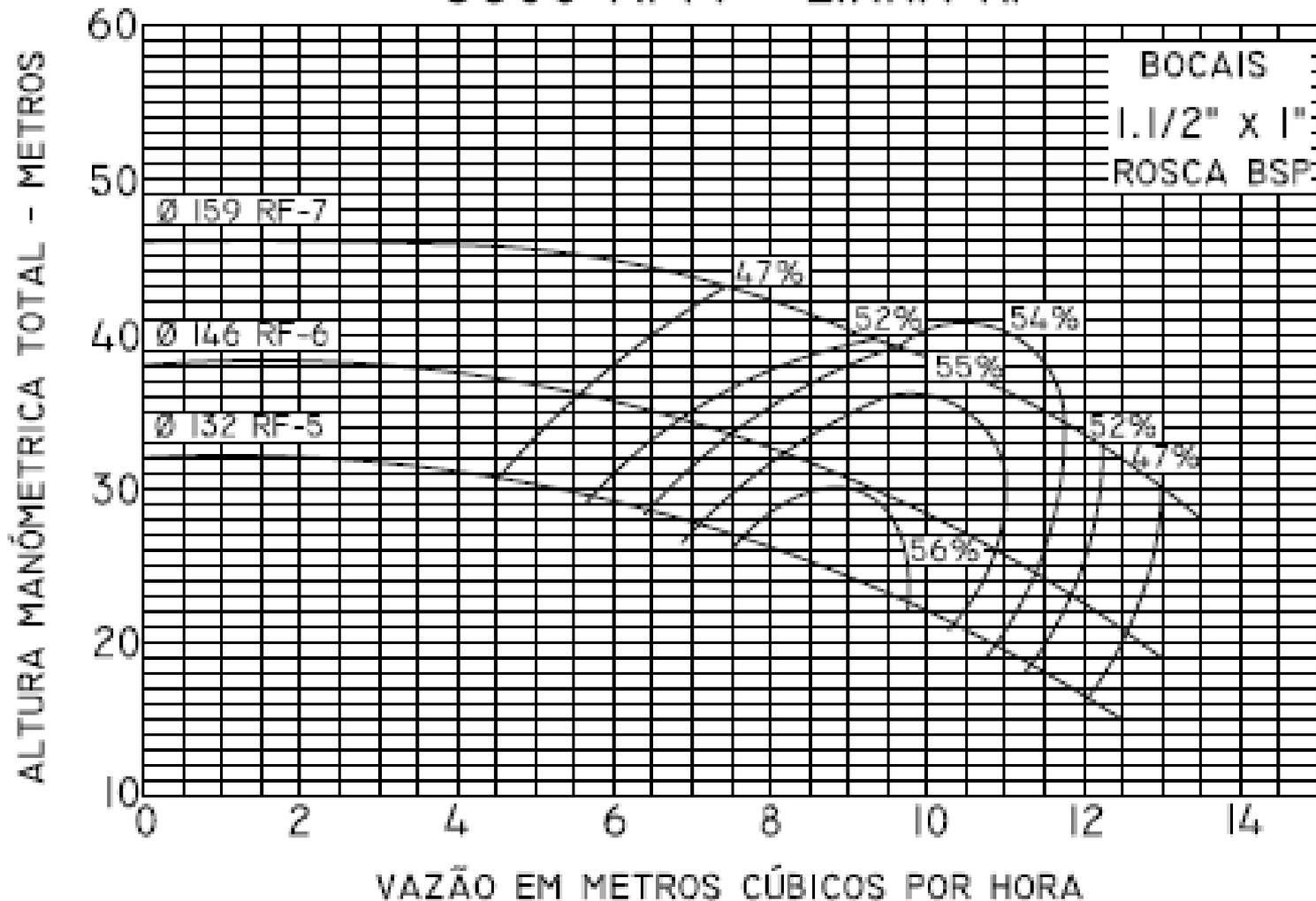
Curvas da bomba para as bancadas de 1 a 6





RUDC INDÚSTRIA E COMÉRCIO LTDA

3500 RPM - LINHA RF

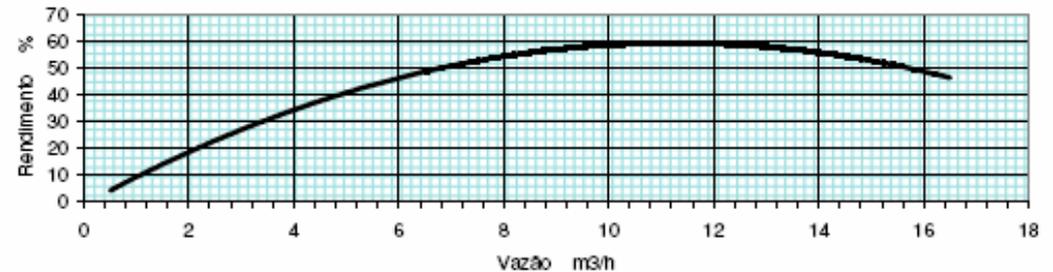
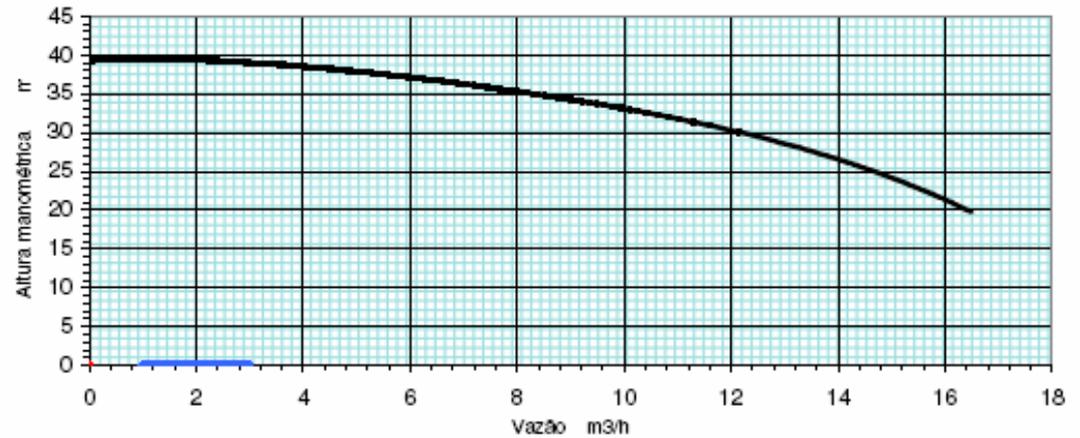


		MARK GRUNDFOS LTDA.					MODELO DF	
		Bomba Centrífuga Monoestágio					RPM 3.500	
Rotor	146	mm	Número de estágios	1	Sucção	Recalque	Válido para água limpa a 20 C.	
Ponto de trabalho					1.1/2"	1"		
Q		Hm			Vedação	Roscas		
cv		%			Selo mecânico	BSP		

Curvas da bomba para as bancadas de 7 e 8



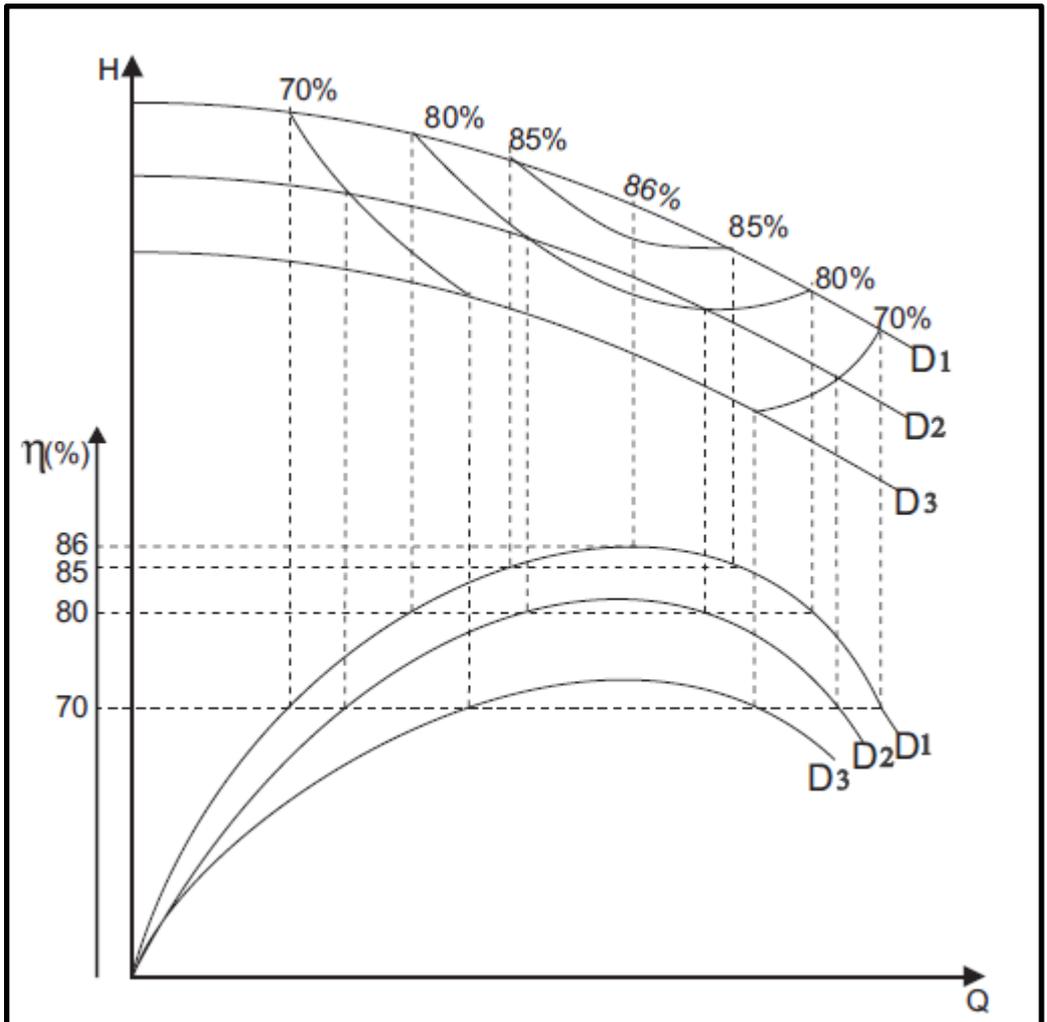
Testes e Aceleração conforme Norma ISO 9906:1999 Anexo A



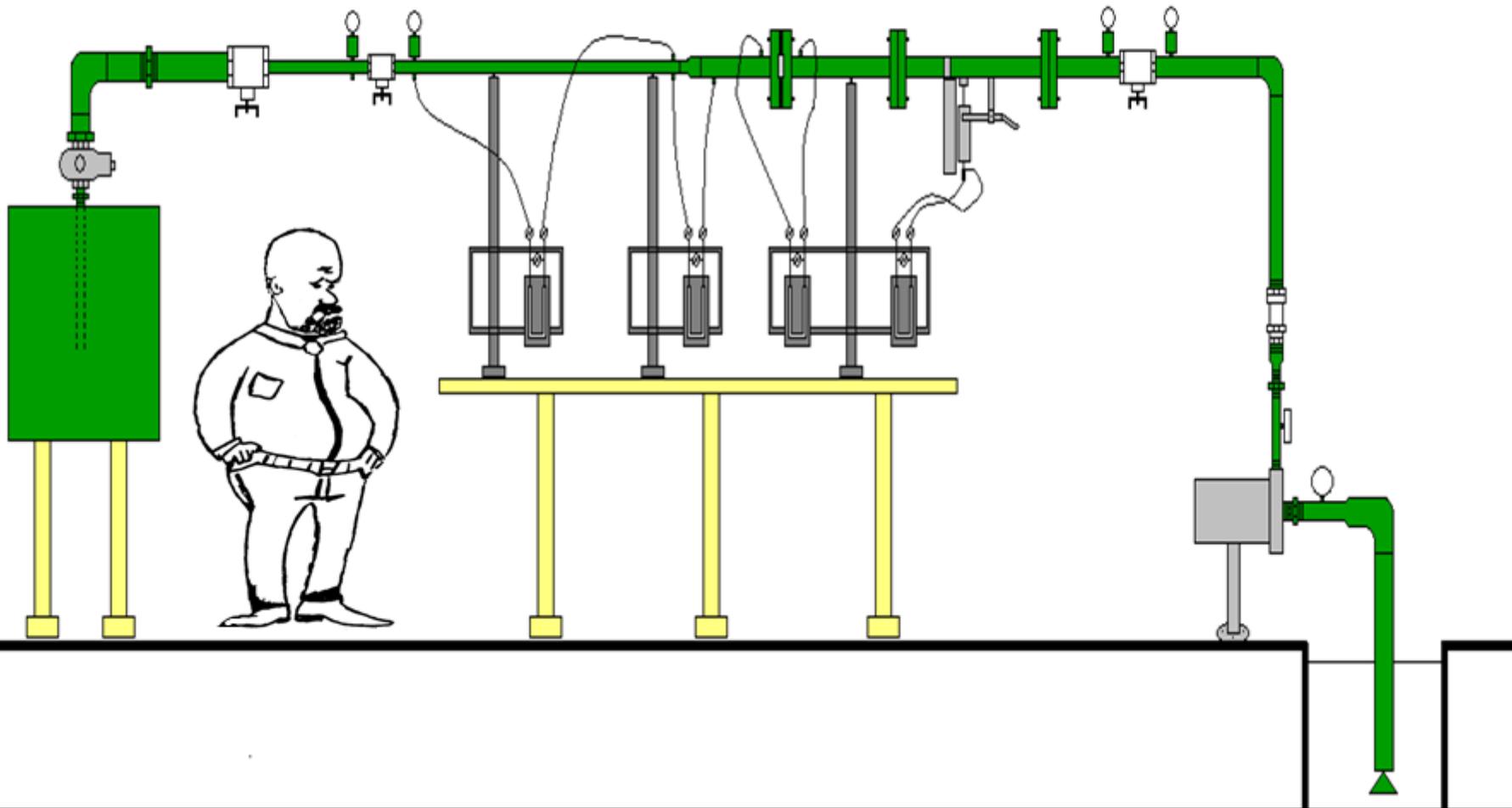


Observem que as curvas do rendimento estão representadas de forma diferente e nesta experiência objetivamos obter a representação similar a fornecida pela GRUNDFOS MARK, porém é importante compreender como saindo desta representação chegamos a uma similar à fornecida pela RUDC

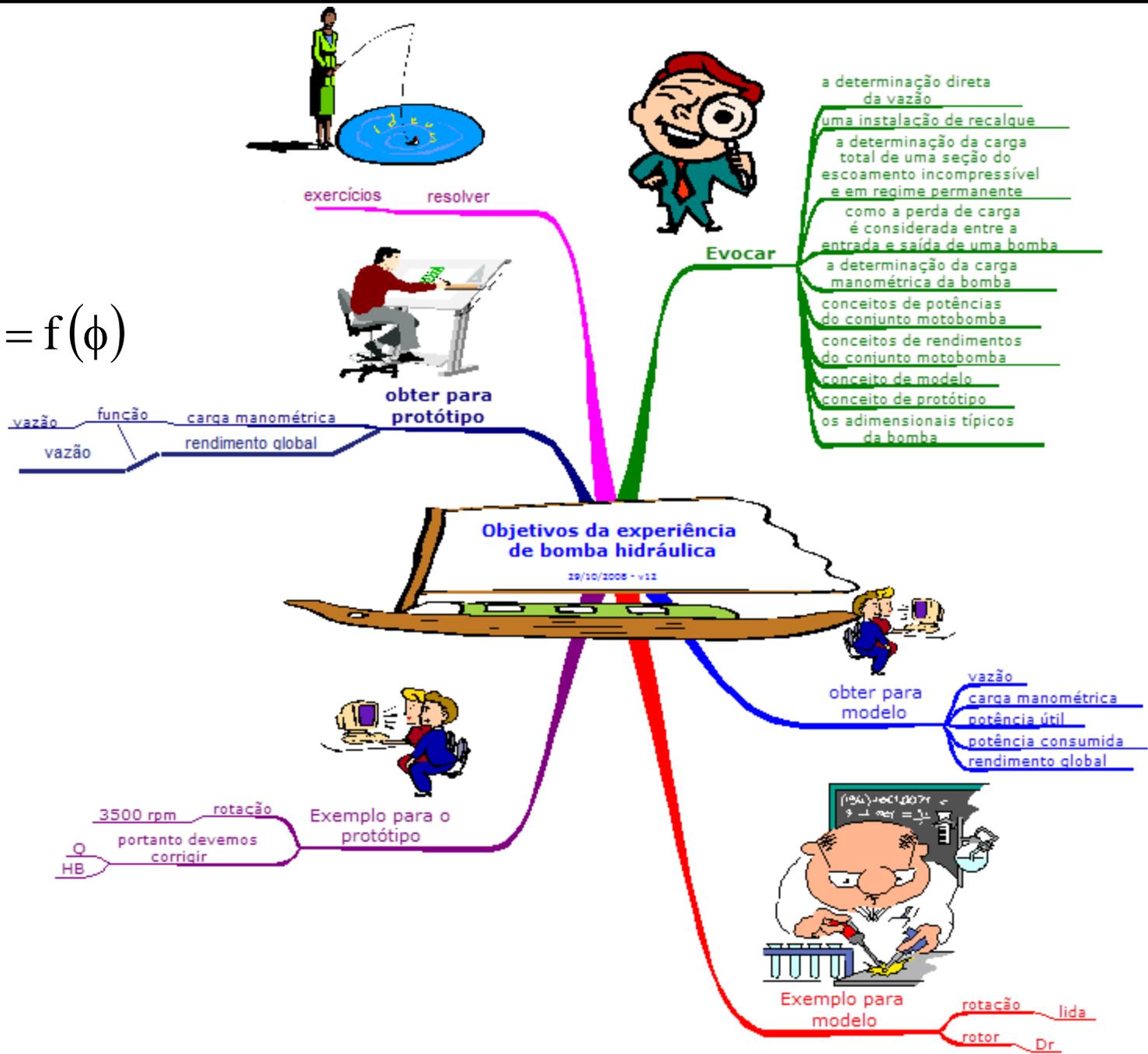
OBSERVEM COMO SÃO
GERALMENTE
REPRESENTADOS OS
RENDIMENTOS PELOS
FABRICANTES (CURVAS
DE ISORENDIMENTOS)



Na nossa experiência a bomba é aplicada a uma instalação de recalque, que é uma instalação particular de bombeamento aonde o fluido é bombeado de uma cota inferior para uma cota superior, com no caso da bancada do laboratório.



$$\psi = f(\phi)$$





A experiência hoje será:
obtenção da curva $H_B = f(Q)$
para a rotação de 3500 rpm; a
curva do $\eta_B = f(Q)$ e obtenção
da sua curva universal, ou seja,
do coeficiente manométrico em
função do coeficiente de vazão.

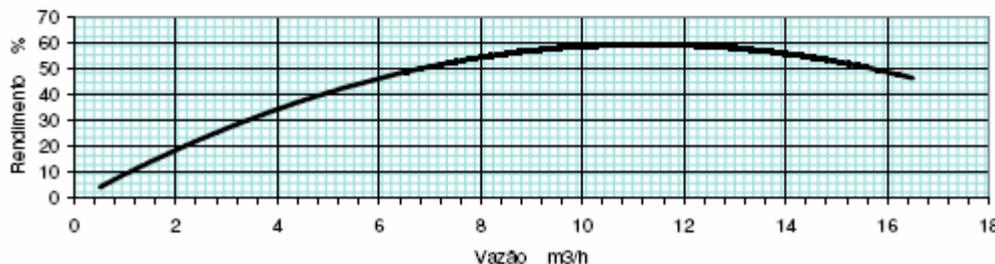
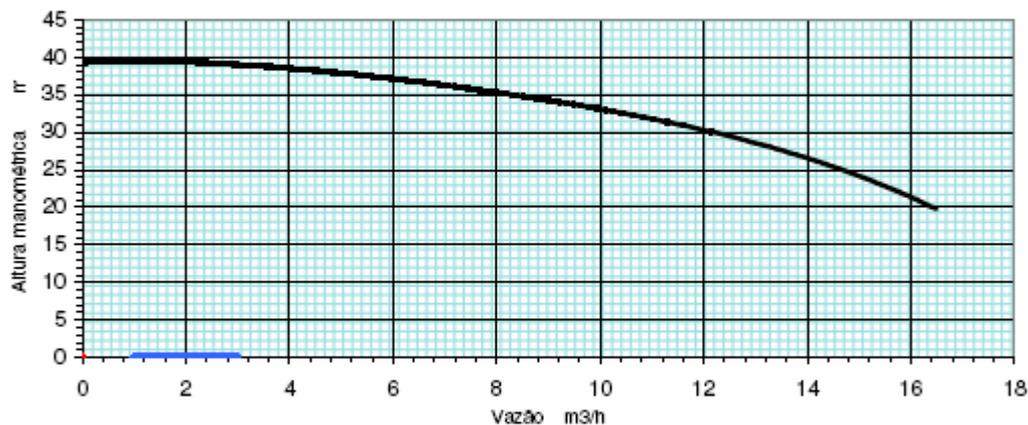
Importante observar que todos os pontos da curva de HB em função da vazão estão na mesma rotação.



Que rotação é esta?

GRUNDFOS		MARK GRUNDFOS LTDA.					MODELO	
MARK		Bomba Centrífuga Monoestágio					DF	
Rotor	146	mm	Número de estágios	1	Sucção	Recalque	RPM	
Ponto de trabalho					1.1/2"	1"	3.500	
Q	Hm				Vedação	Roscas	Valido para agua limpa a 20 C.	
cv	%				Selo mecânico	BSP		

Testes e Aceleração conforme Norma ISO 9906:1999 Anexo A



Para responder a pergunta que rotação é dada nas curvas do fabricante devemos entender o conceito de velocidade síncrona.



Velocidade de rotação síncrona (n_s)



$$n_s = \frac{120 \times f}{p} \rightarrow [f] = \text{Hz}$$

p = número de pólos

2 pólos = 3600 rpm

4 pólos = 1800 rpm

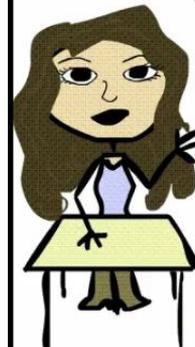
6 pólos = 1200 rpm

8 pólos = 900 rpm

Geralmente os motores síncronos só são usados para potências > que 500CV



Pelo decreto número 4508 de 11 de dezembro de 2002 do Ministério de Minas e Energia teríamos os motores elétricos com uma frequência nominal igual a 60 Hz.

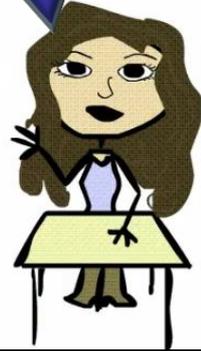


E os motores assíncronos?



Nos motores assíncronos a velocidade de rotação não coincide exatamente com a velocidade de sincronismo.

Ela é menor?



Sim e a diminuição é originada pelo escorregamento (escor.), que geralmente é da ordem de 2,5 a 5%

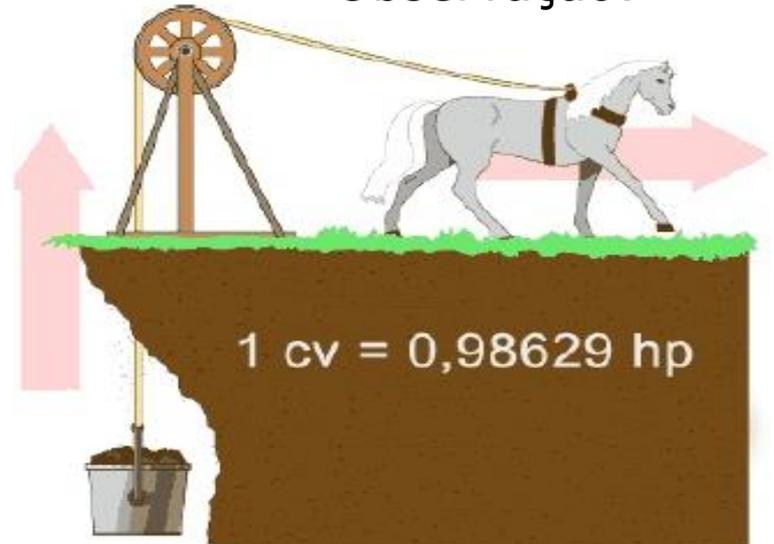
$$n = n_s \times \left(1 - \frac{\text{escor.}}{100} \right)$$

Para a rotação de 3500 rpm o escorregamento é aproximadamente igual a 2,8%, já que:

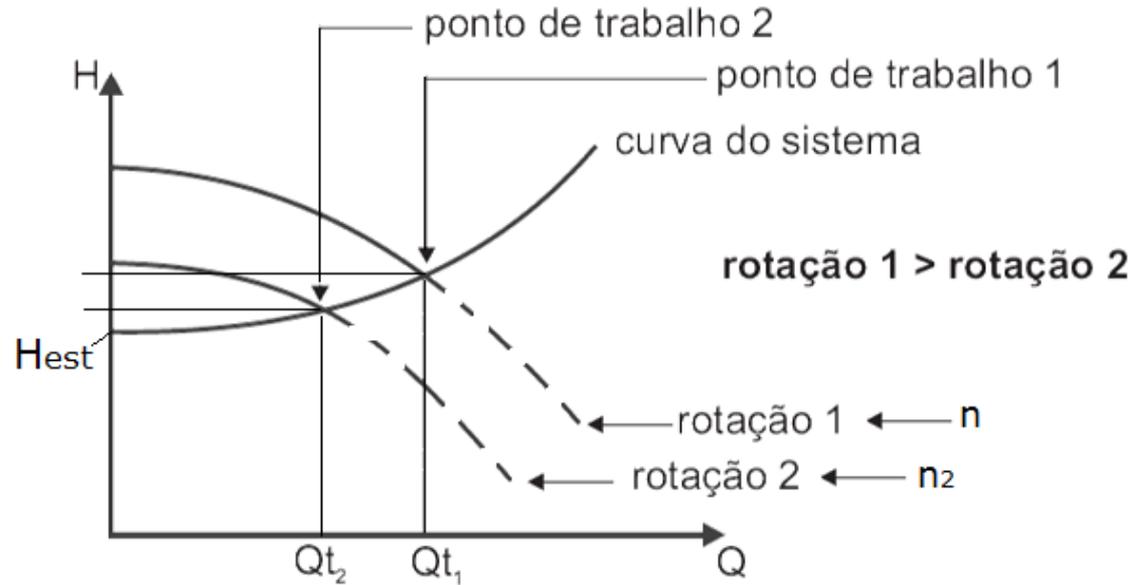


$$3500 = 3600 \times \left(1 - \frac{\text{escor.}}{100} \right)$$

Observação:



A rotação n influencia o ponto de trabalho!



Na experiência para cada posição da válvula globo devemos calcular a HB; a Q; o η_{global} o coeficiente manométrico e coeficiente de vazão



E também a rotação (n_{lida})





Lemos também as pressões manométricas de entrada e saída





Para a construção da CCB O primeiro passo é saber determinar a carga manométrica (H_B)

Determinação da
carga
manométrica



$H_{\text{inicial}} + H_B = H_{\text{final}} + H_{p_i-f} \therefore H_{\text{entrada}} + H_B = H_{\text{saida}}$
não se leva em conta a perda porque ela já é considerada
no rendimento da bomba

$$Z_e + \frac{p_e}{\gamma} + \frac{v_e^2}{2g} + H_B = Z_s + \frac{p_s}{\gamma} + \frac{v_s^2}{2g}$$

PHR na entrada da bomba

Determinação das
cargas potenciais.



Se o mesmo for adotado no eixo da
bomba, tem-se:

$$Z_e =$$

$$Z_s =$$





Leituras das pressões para a determinação da carga de pressão e para isto temos:

- vacuômetro (poderia ser também um manovacuômetro) na seção de entrada;
- manômetro na seção de saída

Cuidado!





EXISTEM
DIFERENÇAS!



A leitura do aparelho pode ser diferente da pressão que se deseja determinar na seção.

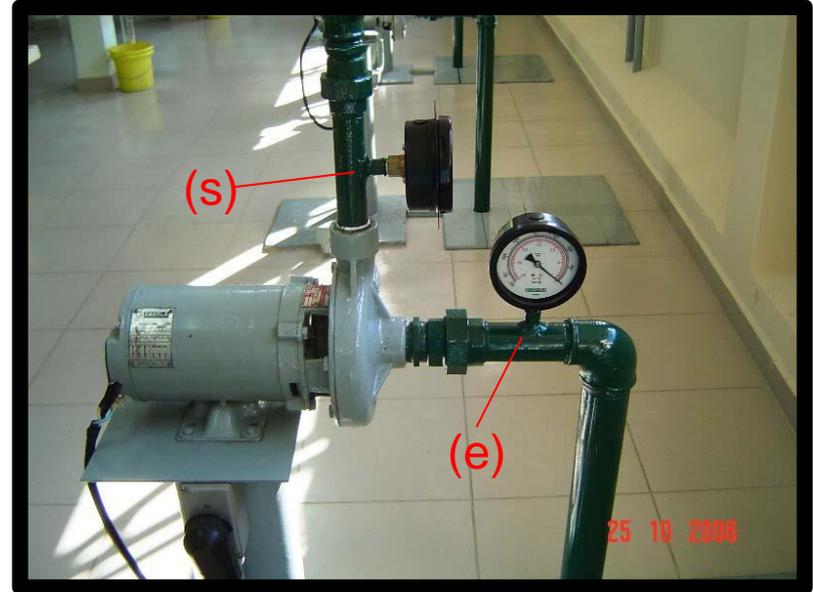
$$P_{\text{seção}} = P_{\text{manométrica}} + \gamma \times h_{\text{correção}}$$

E ela é obtida pelo teorema de Stevin

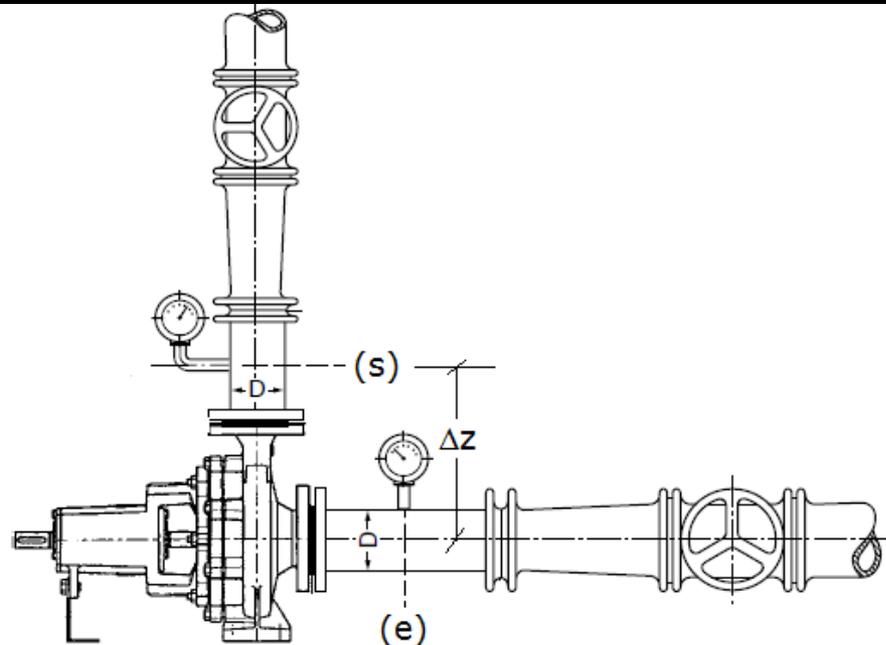




Para a situação
descrita ao
lado temos:
 $p_e = p_{me} + \gamma * h_e$
e $p_s = p_{ms}$



Já na situação
ao lado ambas
as pressões
devem ser
corrigidas!



Para cada posição da válvula globo determina-se a vazão no reservatório superior





Com a vazão é possível calcular a velocidade média do escoamento, tanto na seção de entrada, como na seção de saída da bomba, já que:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2}$$



A curva $H_B = f(Q)$ deve ser obtida para a rotação de 3500 rpm e não para a rotação lida, portanto devemos corrigir a vazão e a carga manométrica obtidas para a rotação da experiência para 3500 rpm, isto para que possamos comparar com as curvas fornecidas pelo fabricante.

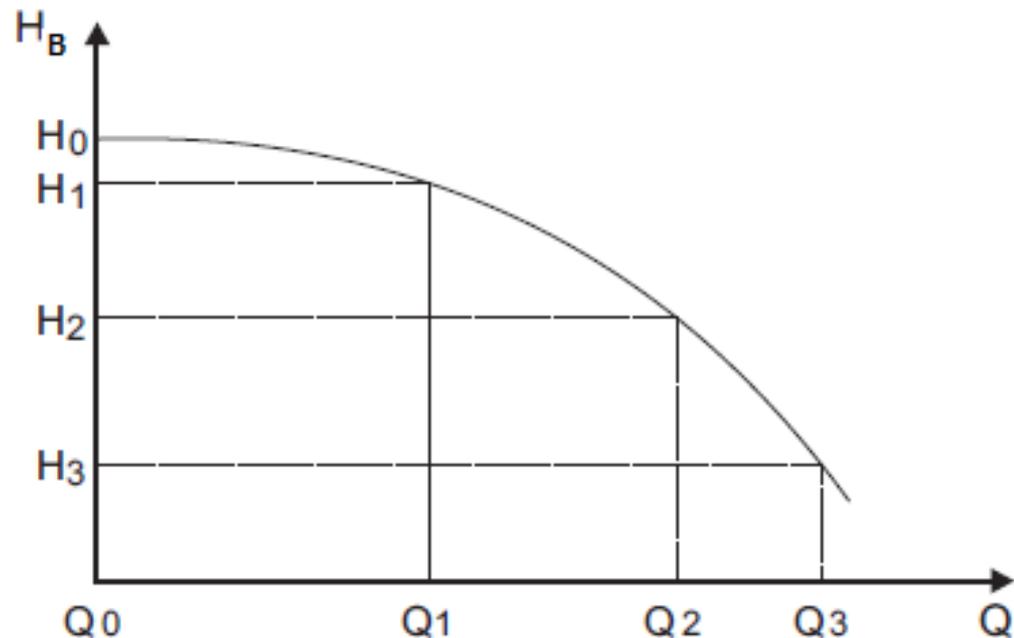
$$\frac{Q_{3500}}{3500/60} = \frac{Q_{\text{experiência}}}{n_{\text{experiência}}/60} \Rightarrow \frac{Q_{3500}}{3500} = \frac{Q_{\text{experiência}}}{n_{\text{lida}}}$$

$$\frac{H_{B_{3500}}}{(3500/60)^2} = \frac{H_{B_{\text{experiência}}}}{\left(n_{\text{experiência}}/60\right)^2} \Rightarrow \frac{H_{B_{3500}}}{3500^2} = \frac{H_{B_{\text{experiência}}}}{n_{\text{lida}}^2}$$

Importante salientar que foi suposto o coeficiente de energia cinética igual a 1,0 ($\alpha = 1,0$), o que resultou:

$$H_B = (Z_s - Z_e) + \left(\frac{p_s - p_e}{\gamma} \right) + \left(\frac{v_s^2 - v_e^2}{2g} \right)$$

Com a carga manométrica e a vazão, traça-se a CCB para o modelo, rotação 3500 rpm e diâmetro do rotor igual a mm



Para obter o rendimento global
devemos iniciar lendo a
potência consumida da rede
pelo conjunto do motor e
bomba





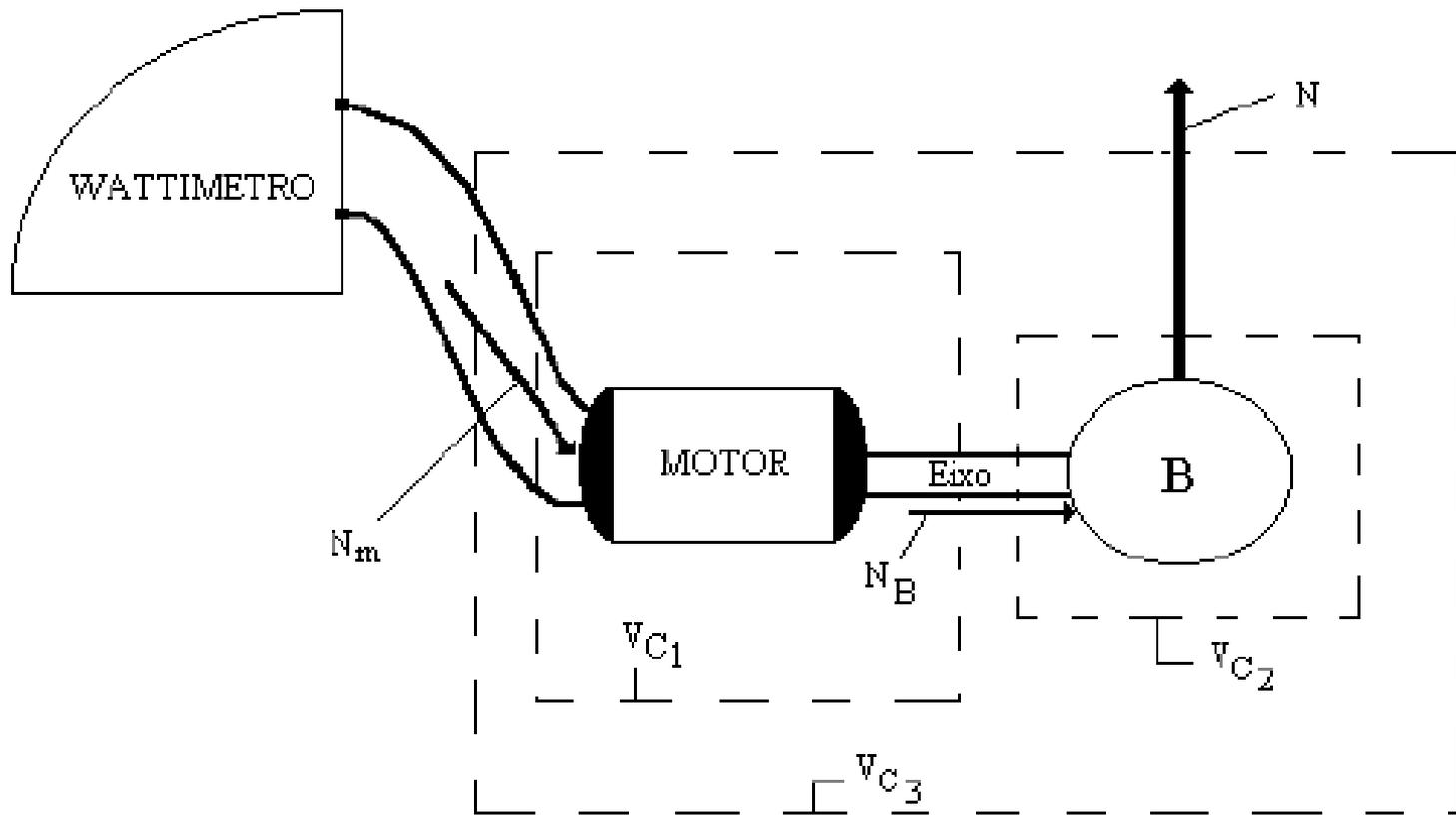
8



2 6 2004

Depois evocando o conceito de potência e rendimento para uma bomba hidráulica, temos:





Conceito de rendimento:

$$\eta_{VC} = \frac{\text{potência que saí}}{\text{potência que entra}}$$

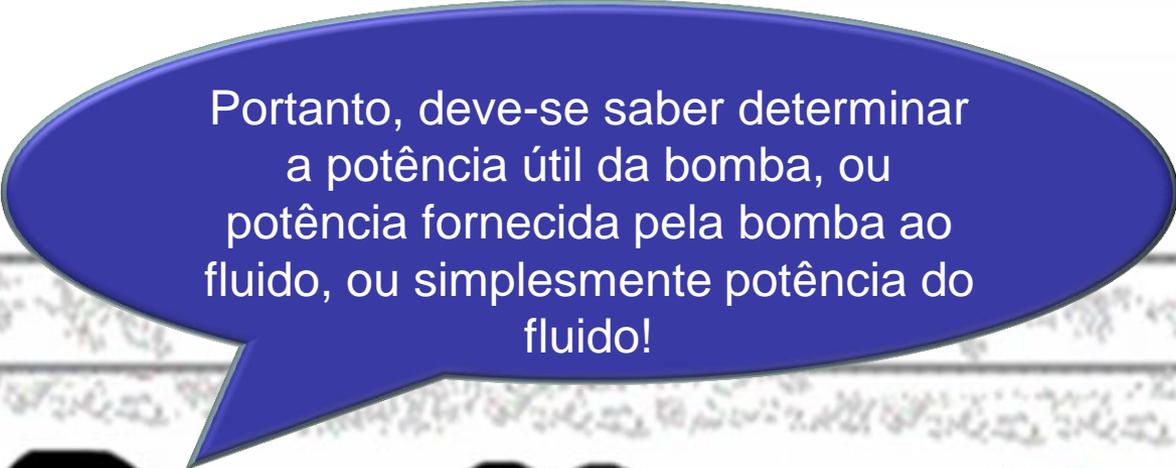
$$\eta_{\text{motor}} = \frac{N_B}{N_m}$$

$$\eta_{\text{bomba}} = \eta_B = \frac{N}{N_B}$$

$$\eta_{\text{global}} = \frac{N}{N_m}$$



Exatamente!



Portanto, deve-se saber determinar a potência útil da bomba, ou potência fornecida pela bomba ao fluido, ou simplesmente potência do fluido!

Determinação de N

$$H_B = \frac{\text{energia fornecida pela bomba ao fluido}}{\text{peso do fluido}} = \frac{E}{G}$$

$$\therefore E = G \times H_B = \gamma \times V \times H_B$$

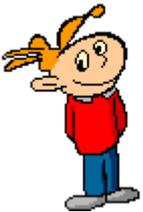
$$\frac{E}{t} = N = \frac{\gamma \times V \times H_B}{t} = \gamma \times Q \times H_B$$

$$\text{Se } [\gamma] = \frac{\text{kgf}}{\text{m}^3} \rightarrow [Q] = \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \rightarrow [H_B] = \text{m} \therefore [N] = \frac{\text{kgf} \times \text{m}}{\text{s}}$$

$$1\text{CV} = 75 \frac{\text{kgf} \times \text{m}}{\text{s}} = 75 \times 9,8 \frac{\text{N} \times \text{m}}{\text{s}} (\text{ou } w) = \frac{75 \times 9,8}{1000} \text{kw}$$

Agora vamos ver como se
determina a curva universal

$$\psi = f(\phi)$$



Isto mesmo, o coeficiente
manométrico – ψ
coeficiente de vazão - ϕ

Para isto deve-se evocar alguns dos
adimensionais típicos da bomba
hidráulica:



Onde para o modelo se
temos:

$$\psi_m = \frac{g \times H_B}{n^2 \times D_r^2} = \frac{9,8 \times H_B}{\left(\frac{n_{\text{modelo}}}{60}\right)^2 \times (D_{r_{\text{modelo}}})^2}$$

$$\phi_m = \frac{Q}{n \times D_r^3} = \frac{Q}{\left(\frac{n_{\text{modelo}}}{60}\right) \times (D_{r_{\text{modelo}}})^3}$$

Tabela de dados:

N_m (kw)	n (rpm)	p_{me} (mmHg ou bar)	p_{ms} (kPa)	Δh (mm)	t (s)

$A_{\text{tan que}} = \dots\dots$

$t_{\text{água}} = \dots\dots$

$h_{\text{entrada}} = \dots\dots \rightarrow D_{\text{int}_{\text{entrada}}} = \dots\dots$

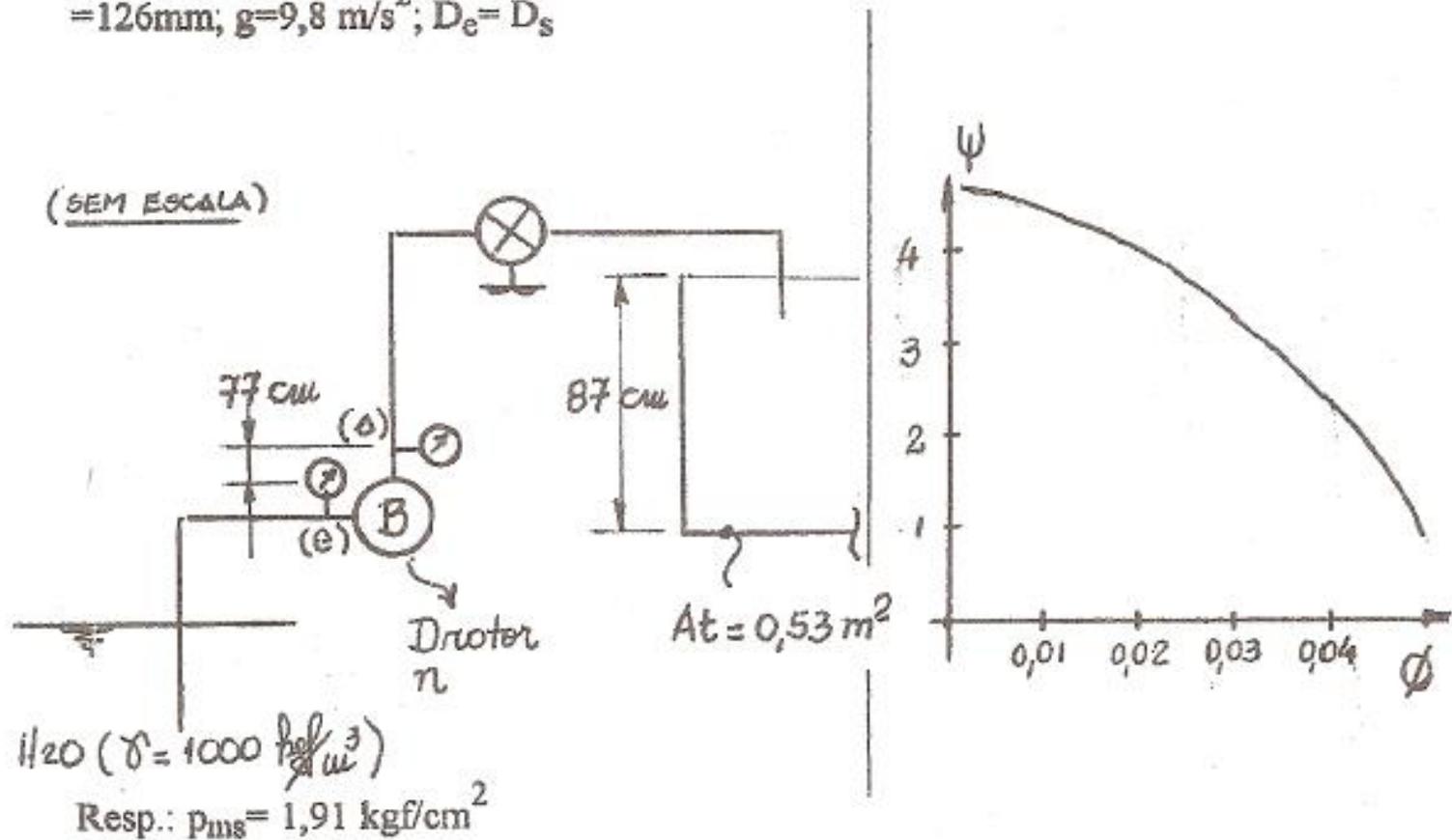
$h_{\text{saída}} = \dots\dots \rightarrow D_{\text{int}_{\text{saída}}} = \dots\dots$

$g = \dots\dots$

Exercícios

1

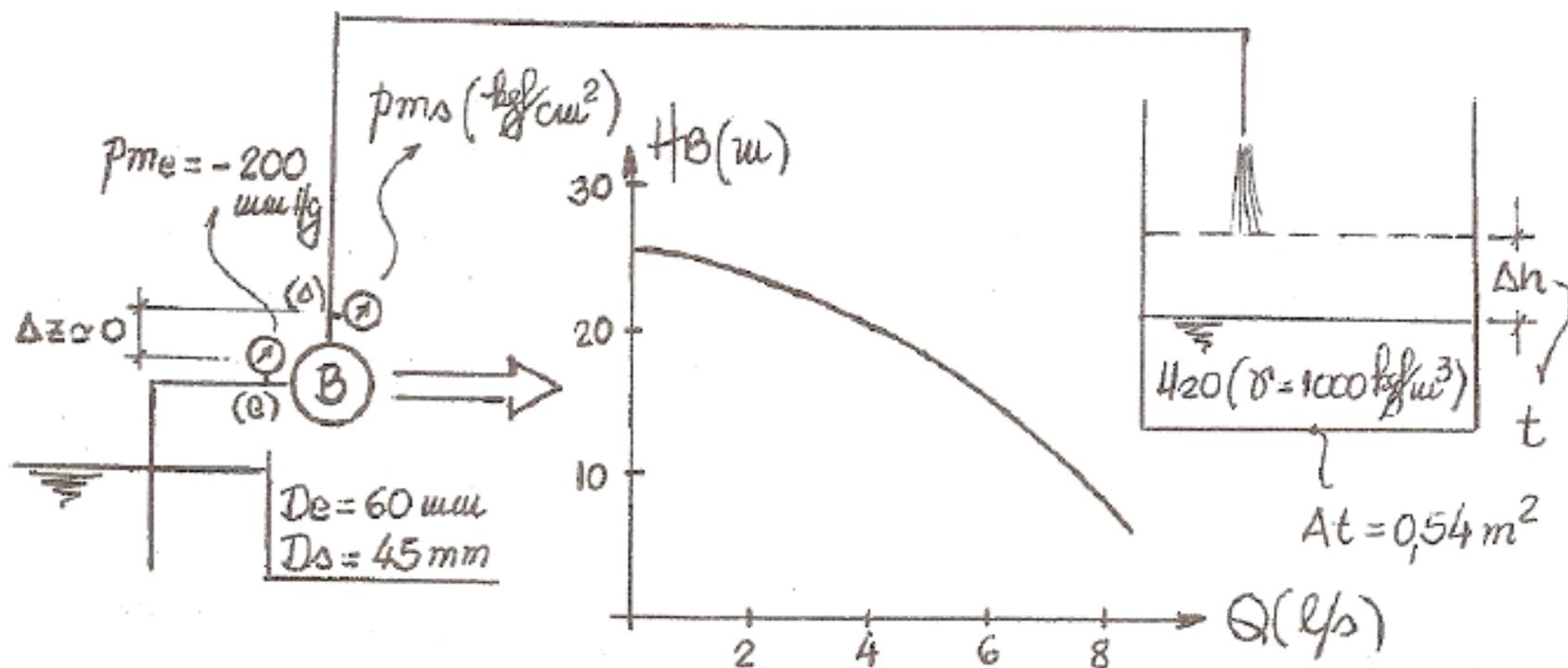
Conhecendo-se a curva universal da bomba da instalação da figura, e sabendo-se que o tanque enche em 200 s a partir de vazio, determinar a leitura do manômetro de saída da bomba. Dados: $p_{me} = -1,5 \text{ mca}$; $n = 3450 \text{ rpm}$; $D_r = 126 \text{ mm}$; $g = 9,8 \text{ m/s}^2$; $D_e = D_s$



2

Sabendo-se que o tempo cronometrado para um $\Delta h = 15\text{cm}$ no tanque é 20s, determinar a leitura do manômetro de saída da bomba.

Resp.: $p_{ms} = 1,71 \text{ kgf/cm}^2$

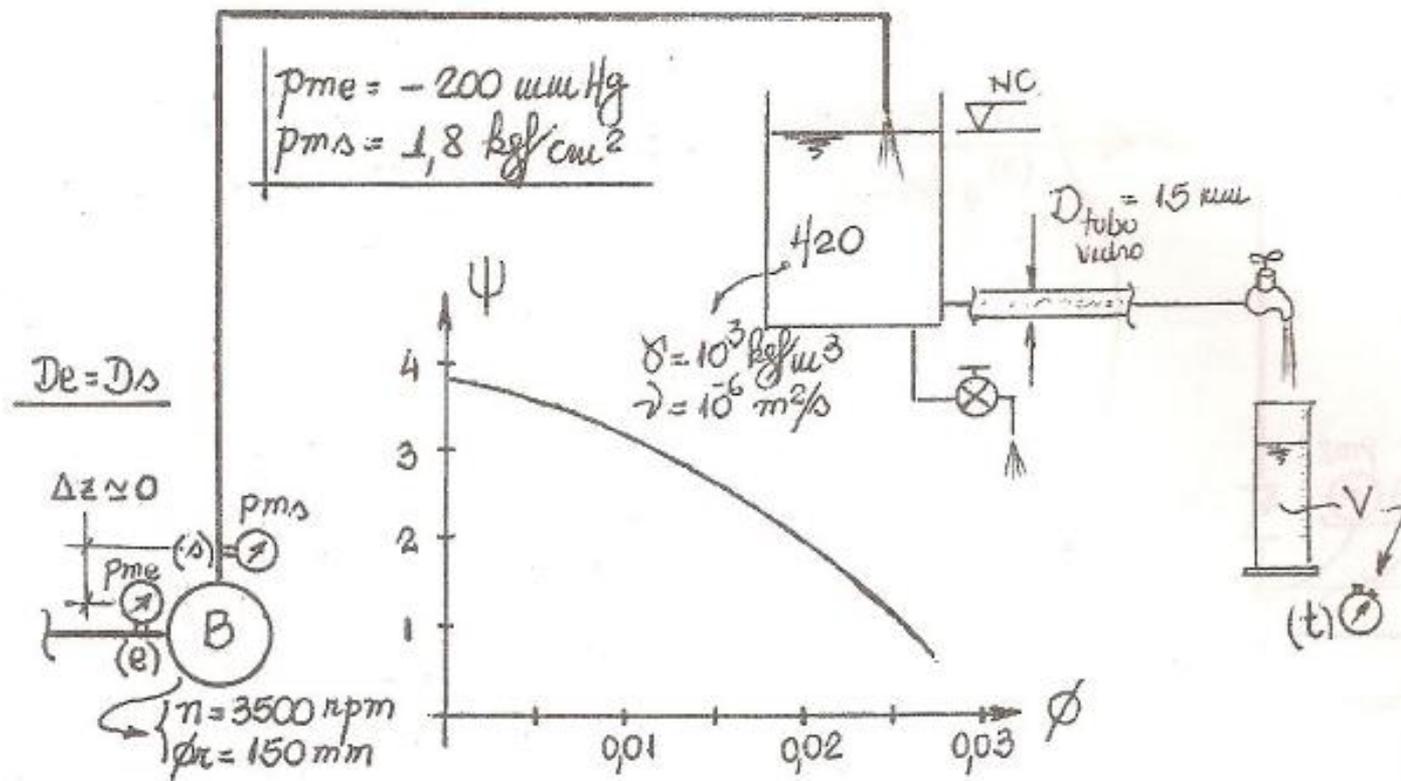


3

Um grupo realiza a Experiência de Reynolds no laboratório. A bomba, de curva universal conhecida, alimenta o tanque da figura, que permanece a nível constante. Sabendo-se que no ensaio o tipo de escoamento no tubo de vidro está passando para turbulento, determinar:

- a) a vazão fornecida pela bomba;
 b) o volume coletado no tubo graduado em 35s.

Resp.: a) 2,9L/s; b) 0,98L



4

É dada a curva universal, válida para todas as bombas semelhantes à bomba da instalação da figura. Qual a leitura do manômetro (2) em kPa, quando um desnível de 15cm, no tanque de área da seção transversal de 2m^2 , é preenchido em 20s? Dados: diâmetro do rotor da bomba $D_R = 230\text{mm}$; rotação do rotor da bomba $n = 3600\text{rpm}$; $\gamma = 10000\text{N/m}^3$; $g = 10\text{m/s}^2$.

Se o registro for completamente fechado, qual a diferença de pressão entre a entrada e a saída da bomba?

Adimensionais de uma bomba: $\phi = \frac{Q}{nD_R^3}$; $\Psi = \frac{gH_B}{n^2D_R^2}$

