

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO – UFES
Departamento de Engenharia Mecânica – DEM

EDUARDO PIASSI NICOLI
ANDERSON JUSTINO GILSON

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DE CURVAS DE BOMBAS
CENTRIFUGAS RADIAIS**

VITÓRIA
2004

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DE CURVAS DE BOMBAS
CENTRIFUGA RADIAL**

BANCA EXAMINADORA

Prof. Juan Sérgio Romero Saenz
Orientador

Prof. Marcos Paulo Leite Pinheiros
Examinador

Prof. Elias Antônio Dalvi
Examinador

Vitória, 27 de setembro de 2004.

Dedicatória

Aos Nossos Pais, Irmãos e Amigos pelo apoio e oportunidade de crescimento nesta caminhada rumo ao sucesso profissional e a Deus que é a fonte de luz em nossas vidas.

Agradecimentos

Ao nosso Orientador Prof. Juan Sérgio Romero Saenz, ao Departamento de Engenharia Mecânica representado pelo seu Chefe, Prof. Luiz Marcos Donatelli, e a todo o corpo docente da Engenharia Mecânica - Centro Tecnológico. – UFES.

SUMÁRIO

1. OBJETIVO DO PROJETO.....	7
2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	7
2.1. Turbobombas.....	8
2.2. Classificação das Turbobombas.....	11
2.2.1. Classificação Segundo a Trajetória do líquido no rotor.....	11
2.2.2. Classificação Segundo o Número de Rotores Empregados.....	14
2.2.3. Classificação Segundo o Número de Entradas para a Aspiração.....	14
2.2.4. Classificação Segundo o modo pelo qual é obtida a Transformação da Energia Cinética em Energia de Pressão.....	14
2.3. Curvas Características de Bombas.....	15
2.4. Variação das Curvas Características.....	16
2.5. Curva Característica do Sistema.....	17
2.6. NPSH.....	22
2.6.1. Cavitação.....	22
3. BANCADA DE TESTE DE BOMBAS DO LABORATÓRIO DE MÁQUINAS DE FLUXO.....	25
3.1. Componentes Principais.....	25
3.2. Princípio de Funcionamento.....	28
3.3. Dados Técnicos da Bomba Centrífuga Analisada.....	28
4. ESPECIFICAÇÃO DO VARIADOR DE VELOCIDADE ELETROMAGNÉTICO E MOTOR.....	30
4.1. Componentes Principais.....	30
4.2. Princípio de Funcionamento.....	31
4.3. Dados Técnicos.....	32
5. TABELA DE IDENTIFICAÇÃO DE NECESSIDADES (Reconhecimento).....	33
6. MANUTENÇÃO NO EQUIPAMENTO.....	33
6.1. Procedimento de Calibração do Medidor Eletromagnético de Vazão.....	35

7. DETERMINAÇÃO EXPERIMENTALMENTE DA CURVA

CARACTERÍSTICA.....	38
7.1. Cálculo da Altura Manométrica (H_{man}).....	38
7.2. Cálculo Potência de Eixo (Fornecida pelo Motor/Variador).....	39
7.3. Cálculo do Rendimento da Bomba.....	40
7.4. Cálculo do NPSH Requerido.....	41
7.5. Curva da Altura Recalcada x Vazão da Bomba, com rotação variável.....	42
7.6. Curva da Potência do Motor x Vazão, com rotação variável.....	43
7.7. Curva do Rendimento x Vazão, com rotação variável.....	44
7.8. Curva da NPSH x Vazão da Bancada, com rotação variável.....	46
8. CONCLUSÃO FINAL.....	48
9. SUGESTÕES DE MELHORIA.....	50
10. BIBLIOGRAFIA.....	53
11. ANEXOS.....	54

1. OBJETIVO DO PROJETO

O presente trabalho foi concebido para recuperar e dispor a Bancada de Testes de Bombas do Laboratório de Fluidos para utilização em fins didáticos pelo departamento de engenharia mecânica ou outro afins.

Seu objetivo é o levantamento das curvas características da bomba centrífuga da referida bancada de teste e comparação destas com as curvas fornecidas em catálogo pelo fabricante. A toda esta etapa chamamos de Análise Experimental.

Ainda neste trabalho mostraremos todas as etapas de manutenção em componentes do equipamento como um todo, a coleta de dados em planilha específica, traçado das curvas e comparação com as curvas do fabricante, conclusão final e sugestões de melhoria em geral.

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Bombas são máquinas geratrizes, isto é, que recebem trabalho mecânico, geralmente fornecido por uma máquina motriz e o transformam em energia hidráulica, comunicando ao líquido um acréscimo de energia potencial de pressão e cinética. O modo pelo qual é feito a transformação do trabalho em energia hidráulica e o recurso para cedê-la ao líquido aumentando sua pressão e/ou sua velocidade permitem classificar as bombas em:

- Bombas de deslocamento positivo;
- Turbobombas, chamadas também hidrodinâmicas ou rotodinâmicas ou simplesmente dinâmicas;
- Bombas Especiais (bomba com ejetor; pulsômetro; bomba de emulsão de ar).

A energia adicionada:

- Compensa perdas por atrito;
- Contribui para aumento da velocidade, pressão ou altura do fluido;

Esta energia depende:

- Da altura que o fluido é elevado (ΔZ);
- Do comprimento da tubulação (L);
- Do diâmetro da tubulação (D);
- Da vazão (Q);
- Das propriedades físicas do fluido (μ , ρ).
- Outros fatores (material da tubulação, rugosidade, acessórios, etc)

$$E=f(\Delta Z,L,D,Q,\mu,\rho) \quad (1)$$

As bombas, compressores e ventiladores são avaliados em função de quatro características:

- Capacidade: quantidade de fluido descarregado por unidade de tempo, vazão (Q).
- Pressão: freqüentemente expressa em altura ($h=\Delta P/\rho.g$).
- Potência: energia consumida por unidade de tempo, P .
- Eficiência: $\eta_{\text{global}} = \text{energia suprida ao fluido} / \text{energia absorvida pela bomba}$.

2.1. Turbobombas

As turbobombas, também chamadas bombas rotodinâmicas e “kinetic pumps” pelo “Hydraulic Institute”, são caracterizadas por possuírem um órgão rotatório dotados de pás, chamado rotor, que exerce sobre o líquido forças que resultam da aceleração que lhe imprime. Essa aceleração, ao contrário do que se

verifica nas bombas de deslocamento positivo, não possui a mesma direção e o mesmo sentido do movimento do líquido em contato com as pás. As forças geradas são as de inércia e do tipo μv . A descarga gerada depende das características da bomba, do número de rotações e das características dos sistemas de encanamento ao qual estiver ligada:

A finalidade do rotor, também chamado “impulsor” ou “impelidor”. É comunicar à massa líquida aceleração, para que adquira energia cinética e se realize, assim, a transformação de energia mecânica de que está dotado. É, em essência, um disco ou uma peça de formato cônico dotado de pás. O rotor pode ser:

- Fechado quando, além do disco onde se fixam as pás, existe uma coroa circular também presa às pás. Pela abertura dessa coroa, o líquido penetra no rotor. Usa-se para líquidos sem substâncias em suspensão.
- Aberto quando não existe essa coroa circular anterior. Usa-se para líquidos contendo pastas, lamas, areia, esgotos sanitários e para outras condições.

Rotor Fechado



Figura 1. Rotores fechados de turbobombas.

Rotor Aberto



Figura 2. Rotor aberto de turbobombas.

As turbobombas necessitam de um outro órgão, o difusor, também chamado recuperador, onde é feita a transformação da maior parte da elevada energia cinética com que o líquido sai do rotor, em energia de pressão. Desse modo, ao atingir a boca de saída da bomba, o líquido é capaz de escoar com velocidade razoável, equilibrando a pressão que se opõe ao seu escoamento. Esta transformação é operada de acordo com o teorema de Bernoulli, pois o difusor sendo, em geral, de seção gradativamente crescente, realiza uma contínua e progressiva diminuição da velocidade do líquido que por ele escoa, com o simultâneo aumento da pressão, de modo que esta tenha valor elevado e a velocidade seja reduzida na ligação da bomba ao encanamento de recalque. Ainda assim, coloca-se uma peça troncônica na saída da bomba, para reduzir ainda mais a velocidade na tubulação de recalque, quando isso for necessário.

Dependendo do tipo de turbobomba, o difusor pode ser:

- De tubo reto troncônico, nas bombas axiais.
- De caixa com forma de caracol ou voluta, nos demais tipos de bomba. Chamado neste caso, simplesmente, de coletor ou caracol.

Entre a saída do rotor e o caracol, em certas bombas, colocam-se palhetas devidamente orientadas, as (pás guias), para que o líquido que sai do rotor seja conduzido ao coletor com velocidade, direção e sentido, tais que, a transformação da energia cinética em energia potencial de pressão, se processe com um mínimo de perdas por atrito ou turbulências.

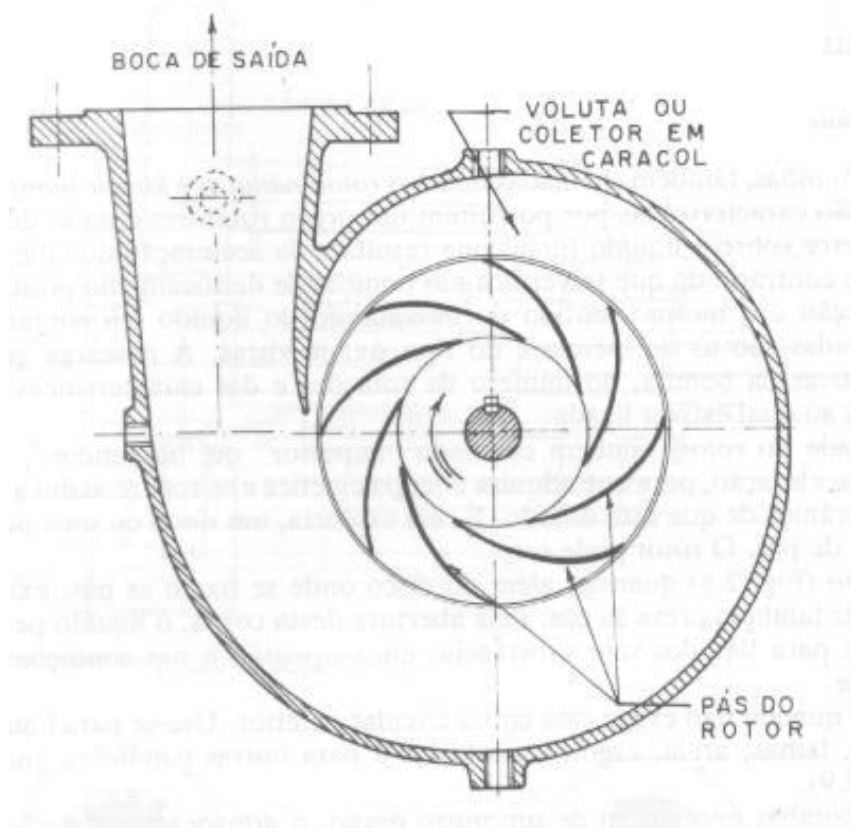


Figura 3. Bomba centrífuga em caixa caracol ou voluta.

2.2. Classificação das Turbobombas

2.2.1. Classificação segundo a trajetória do líquido no rotor

a. Bomba centrífuga pura ou radial

O líquido penetra no rotor paralelamente ao eixo, sendo dirigido pelas pás para a periferia, segundo trajetórias contidas em planos normais ao eixo. As trajetórias são, portanto, curvas praticamente planas contidas em planos radiais.

Bombas deste tipo possuem pás cilíndricas (simples curvatura), com geratrizes paralelas ao eixo de rotação, sendo essas pás fixadas a um disco e a uma coroa circular (rotor fechado) ou a um disco apenas (rotor aberto).

Nas bombas radiais bem projetadas, a região inicial das pás pode apresentar-se com a forma de superfície de dupla curvatura, para melhor

atender à transição das trajetórias das partículas líquidas, da direção axial para a radial, sem provocar choques (mudanças bruscas no sentido do escoamento) nem turbulências excessivas.

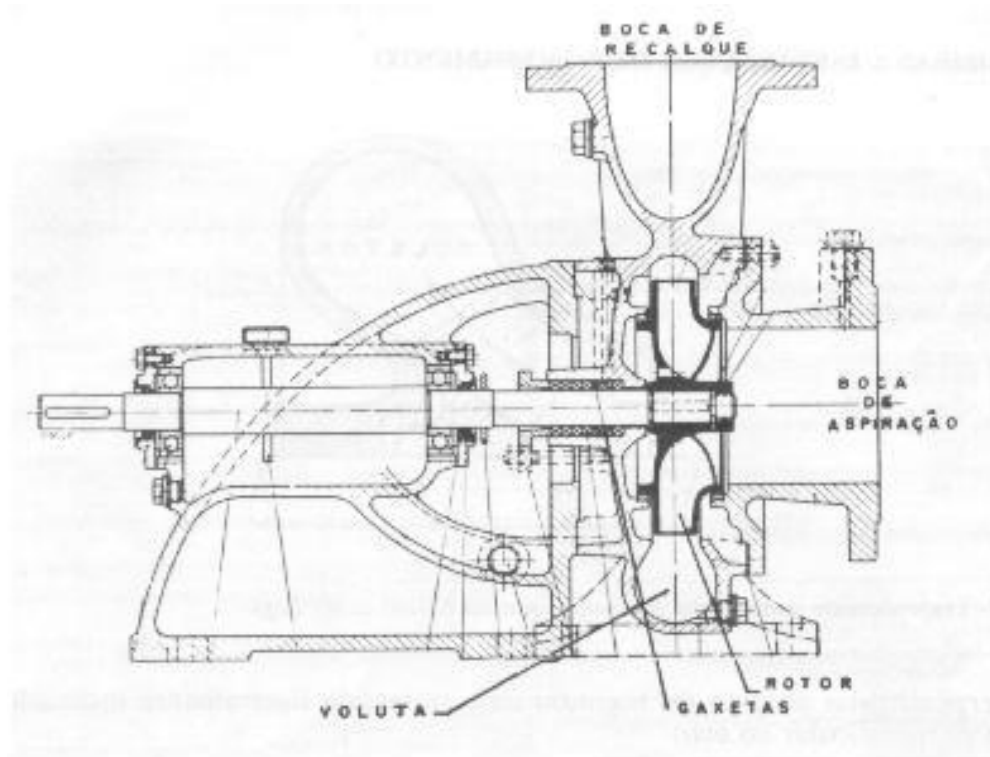


Figura 4. Bomba centrífuga “ETA”. Rotor fechado (KSB)

As bombas do tipo radial, pela sua simplicidade, se prestam à fabricação em série, sendo generalizada sua construção e estendida sua utilização à grande maioria das instalações comuns de água limpa, descargas de 5 a 500 l/seg e até mais, e para pequenas, médias e grandes alturas de elevação.

Notemos que essas indicações são vagas e algo imprecisas, e que a escolha do tipo de rotor dependerá da noção de “velocidade específica”. Quando se tratam de descargas grandes e pequenas alturas de elevação, o rendimento das bombas radiais torna-se baixo, e o seu custo se eleva em virtude das dimensões que assumem suas peças, tornando-se pouco conveniente empregá-las.

As bombas centrífugas são usadas no bombeamento de água limpa, água do mar, condensados, óleos, lixívias, para pressões de até 16 kgf.cm^{-2} e temperatura de até 140°C .

Existem bombas centrífugas também de voluta, para a indústria química e petroquímica, refinarias, indústria açucareira, para água quente até 300°C e pressões de até 25 kgf.cm^{-2} (Bombas MZ da Sulzer-Weise). As bombas de processo podem operar com temperatura de até 400°C e pressões de até 45 kgf.cm^{-2} (Bombas MZ da Sulzer-Weise).

Obs.: Nos tipos de bombas a seguir pouca ênfase será dada em virtude de não se enquadrarem no foco deste trabalho.

b. Bomba de fluxo misto ou bomba diagonal

i. Bomba hélico-centrífuga

O líquido penetra no rotor axialmente, atinge as pás cujo bordo de entrada é curvo e inclinado em relação ao eixo; segue uma trajetória que é uma curva reversa, pois as pás são de dupla curvatura, e atinge o bordo de saída que é paralelo ao eixo ou ligeiramente inclinado em relação a ele.

ii. Bomba helicoidal ou semi-axial

O líquido atinge o bordo das pás que é curvo e bastante inclinado em relação ao eixo; a trajetória é uma hélice cônica, reversa, e as pás são superfícies de dupla curvatura.

c. Bomba axial ou propulsora

A trajetória das partículas líquidas, pela configuração que assumem as pás do rotor e as pás guias, começa paralelamente ao eixo e se transforma em hélice cilíndrica. Forma-se uma hélice de vórtice forçado, pois, ao escoamento axial, superpõe-se um vórtice forçado pelo movimento das pás. Não são propriamente bombas centrífugas, pois a força centrífuga decorrente da rotação das pás não é a responsável pelo aumento da energia da pressão.

Possuem difusor de pás guias, isto é, coletor troncônico com pás guias. O eixo em geral é vertical, e por isso são conhecidas como bombas verticais de coluna, porém, existem modelos com o eixo inclinado e até mesmo horizontal.

2.2.2. Classificação Segundo o número de rotores empregados

a. Bomba de simples estágio

Nela existe apenas um rotor, e, portanto, o fornecimento da energia ao líquido é feito em um único estágio (constituído por um rotor e um difusor).

b. Bomba de múltiplos estágios

Quando a altura de elevação é grande, faz-se o líquido passar sucessivamente por dois ou mais rotores fixados ao mesmo eixo e colocados em uma caixa, cuja forma, permite esse escoamento.

2.2.3. Classificação segundo o número de entradas para a aspiração

a. Bomba de aspiração simples ou de entrada unilateral

A entrada do líquido se faz de um lado e pela abertura circular na coroa do rotor.

b. Bomba de aspiração dupla ou entrada bilateral

O rotor é de forma tal que permite receber o líquido por dois sentidos opostos, paralelamente ao eixo de rotação.

2.2.4. Classificação segundo o modo pelo qual é obtida a transformação da energia cinética em energia de pressão

a. Bomba de difusor com pás guias ou diretrizes colocadas entre o rotor e o coletor

b. Bomba com coletor em forma de caracol ou voluta

c. Bomba com difusor axial troncônico, com pás guias.

2.2.5. Poderíamos ainda classificar as bombas conforme

- A velocidade específica (rotação da bomba semelhante em operação à vazão de $1 \text{ m}^3/\text{s}$ em uma instalação de $H_m = 1 \text{ m}$)
- A finalidade ou destinação
- A posição do eixo
- O líquido a ser bombeado, e outros critérios.

O nome bomba centrífuga dado a esse tipo se deve ao fato de ser a força centrífuga a responsável pela maior parte da energia que o líquido recebe ao atravessar a bomba.

2.3. Curvas Características de Bombas

Servem para descrever as características operacionais de uma bomba.

Permitem relacionar:

- Altura manométrica. H_m .
- Capacidade, Q .
- Eficiência, η .
- Potência, P .

Altura Manométrica: é uma medida de altura de uma coluna de líquido que a bomba poderia criar resultante da energia cinética que a bomba dá ao fluido.

A principal razão para usar altura ao invés de pressão para medir a energia de uma bomba é que a pressão varia dependendo da densidade (ρ) do fluido, mas a altura permanecerá a mesma.

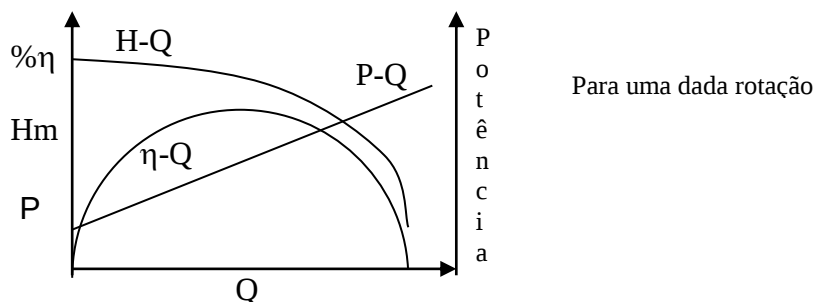


Figura 5. Aspectos de Curvas de Bombas Radiais.

- Aumentando a vazão (Q), aumenta potência (Pot), até o ponto de funcionamento normal.
- Aumentando a vazão (Q), aumenta eficiência (η) até um ponto máximo, após o qual acontece o escorregamento do fluido.
- Aumentando a vazão (Q), diminui altura manométrica (Hm) que se consegue bombear, para as bombas com pás curvadas para trás.

Para uma mesma voluta, a intensidade das forças centrífugas geradas no rotor varia com as dimensões, forma e número de giros do rotor.

Para determinado rotor, com forma, diâmetro e rotação definidos, a curva característica da bomba não muda, qualquer que seja o fluido bombeado.

Curva Característica: depende somente da forma, diâmetro e velocidade de rotação (rpm), e dependo da viscosidade do fluido. Para uma bomba operando com um fluido incompressível, sem cavitação, onde a geometria da bomba é específica, o aumento da pressão pode ser expressa como:

$$\Delta P = \Delta P(Q^a, \mu^b, \rho^c, N^d, D^e) \quad (2)$$

onde: **a, b, c, d, e**, são coeficientes empíricos.

2.4. Variação das Curvas Características

a) Diâmetro do rotor (D): forma e velocidade de rotação constante (rpm)

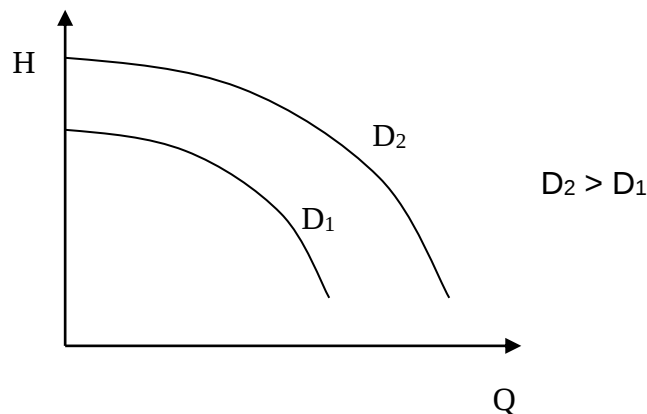


Figura 6. Gráfico de H x Q, para diâmetros diferentes.

$$Q_2 / Q_1 \approx (D_2 / D_1)^2 \Rightarrow D, Q \quad (a)$$

$$H_2 / H_1 \approx (D_2 / D_1)^2 \Rightarrow D, H \quad (b)$$

$$P_2 / P_1 \approx (D_2 / D_1)^3 \Rightarrow D, P \quad (c)$$

b) Rotação (Equações de “Rateaux”)

$$Q_2 / Q_1 \approx N_2 / N_1 \Rightarrow N, Q \quad (d)$$

$$H_2 / H_1 \approx (N_2 / N_1)^2 \Rightarrow N, H \quad (e)$$

$$P_2 / P_1 \approx (N_2 / N_1)^3 \Rightarrow N, P \quad (f)$$

c) Forma do rotor:

Bombas para grandes alturas e pequenas vazões: rotores grandes, mas aletas estreitas.

Bombas para pequenas alturas e grandes vazões: rotores pequenos e aletas longas.

2.5. Curvas Características do Sistema

A curva característica do sistema é obtida da equação da altura manométrica, na qual a parcela relativa às perdas de carga é calculada para diversos valores de vazão.

$$H_m = H_g + \Delta h \quad (3)$$

H_m = altura manométrica de elevação da instalação.

H_g = altura geométrica ou estática de elevação.

Δh = soma das perdas de carga verificadas na tubulação.

Onde:

$$H_g = h_s + h_r \quad (4)$$

h_s = altura estática de sucção

h_r = altura estática de recalque

e

$$\Delta h = \Delta h_s + \Delta h_r \quad (5)$$

Δh_s = perda de carga na sucção

Δh_r = perda de carga no recalque

- Curva característica do sistema:

Vazões Q , abscissa

H_m : ordenada.

a) Altura Geométrica Nula ($H_g = 0$)

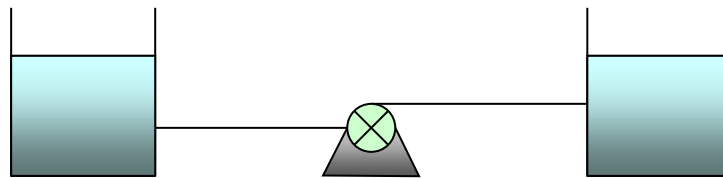


Figura 7. Altura Geométrica Nula

$H_g = 0$ ($h_s = 0$, $h_r = 0$)

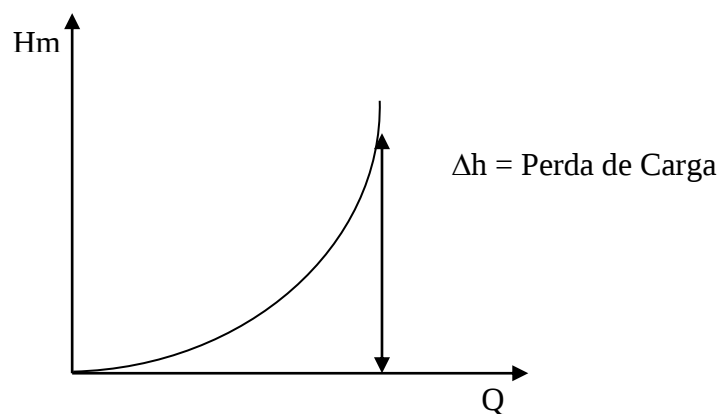


Figura 8. Curva Altura Geométrica Nula

b) Curva Típica ($H_g > 0$)

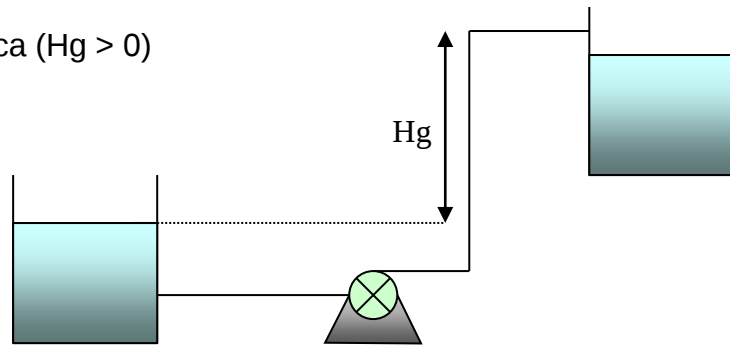


Figura 9. Altura Geométrica ($H_g > 0$)

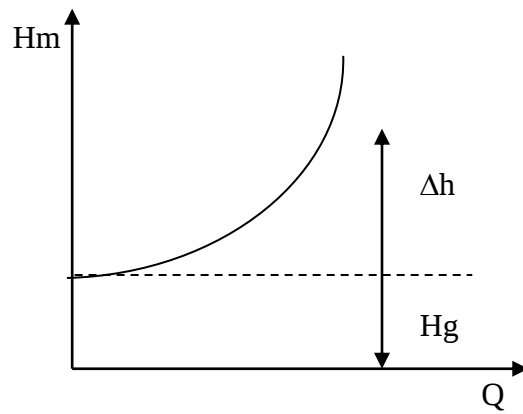


Figura 10. Curva Altura Geométrica ($H_g > 0$)

c) Sistema por Gravidade ($H_g < 0$)

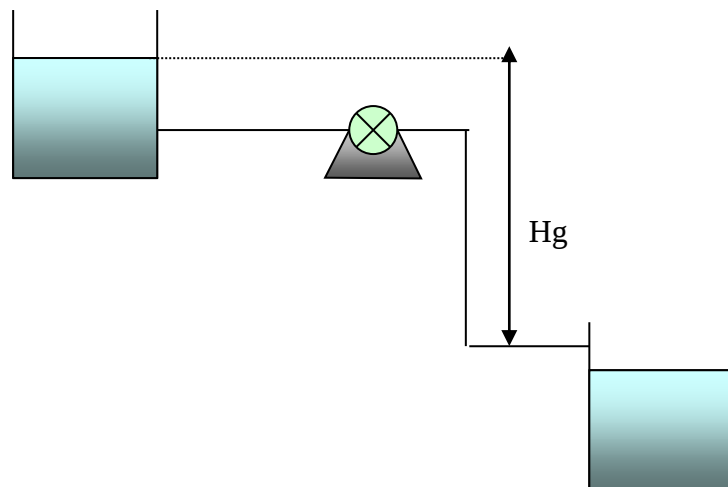


Figura 11. Altura Geométrica ($H_g < 0$)

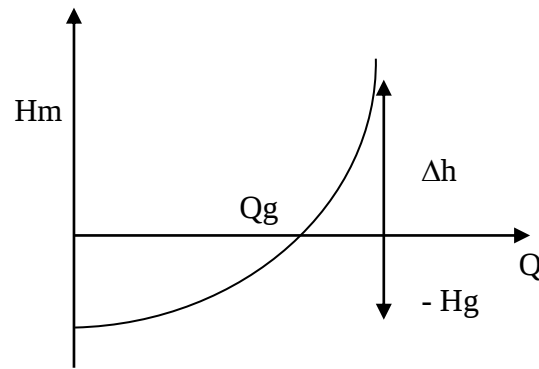


Figura 12. Curva Altura Geométrica ($H_g < 0$)

Obtêm-se vazões até o valor de Q_g . Para maiores vazões, instalar uma bomba para vencer as perdas de carga adicionais.

d) Tubulações em Série:

- A vazão é a mesma em todo percurso.
- As curvas são traçadas separadamente.
- A perda de carga total do sistema $\Rightarrow$ somatório das perdas de carga para cada tubo de diâmetro D_i .

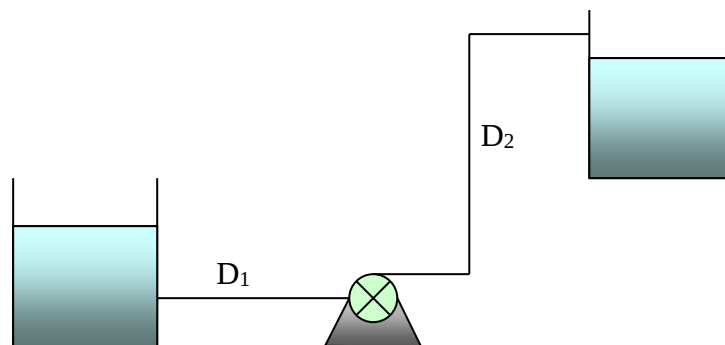


Figura 13. Tubulação em Série

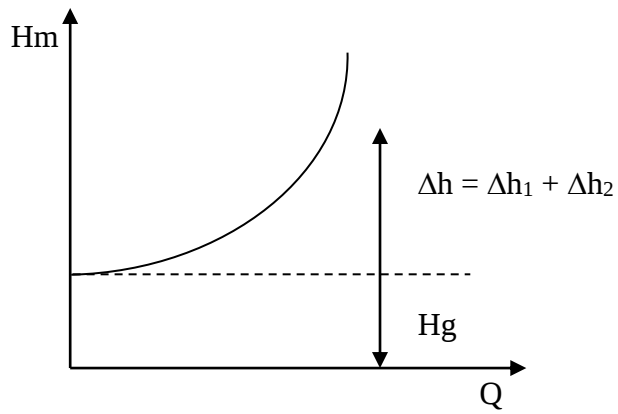


Figura 13. Curva para Tubulação em Série

e) Tubulação em Paralelo:

$$\text{Vazão Total} = \sum i . Q_i$$

(6)

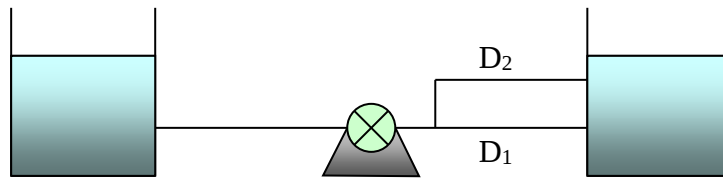


Figura 14. Tubulação em Paralelo

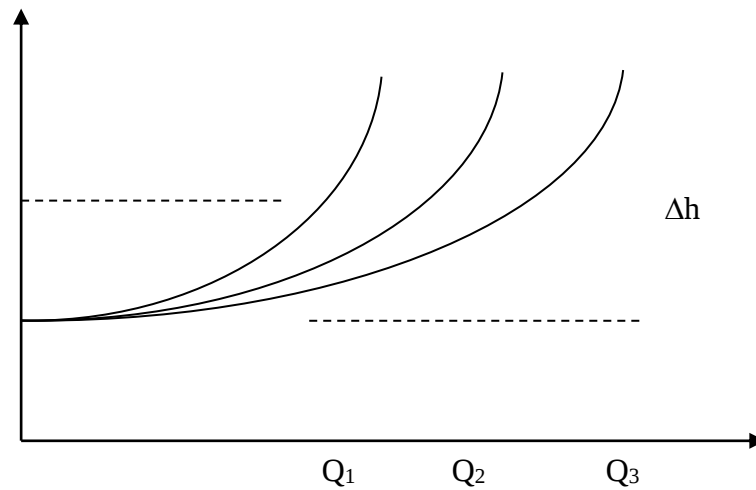


Figura 15. Curvas para Tubulação em Paralelo

$$Q_3 = Q_1 + Q_2$$

(7)

Ponto de Trabalho:

Altura manométrica em $Q = 0$, isto é, as bombas trabalham com as suas rotações nominais, mas com registro de recalques fechados (perda de carga nula).

Abrindo gradualmente o registro a água começa a escoar $\rightarrow$ aumenta a perda de carga (Δh) na altura manométrica da instalação $\rightarrow$ logo a altura que se consegue bombear (H_m da bomba) vai diminuindo progressivamente até o ponto de equilíbrio PT.

$Q \Rightarrow$ de 0 até Q_t

$H \Rightarrow H_g$ até o valor de regime.

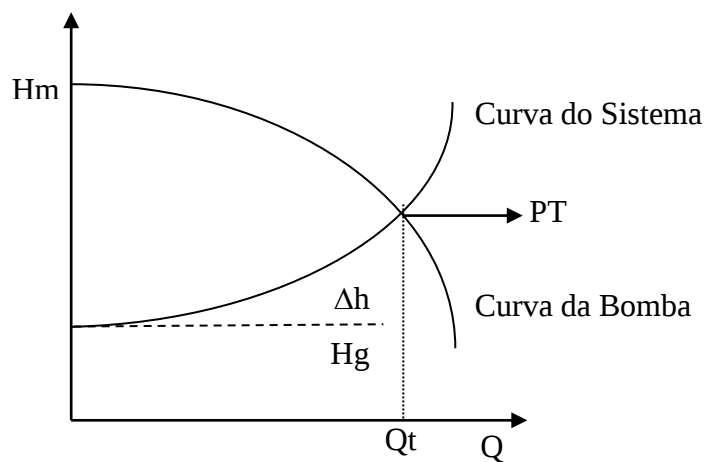


Figura 16. Curva para determinação do Ponto de Trabalho.

2.6. NPSH - “Net Positive Suction Head” – Saldo Positivo de Carga de Sucção.

2.6.1. Cavitação:

Se pressão absoluta baixar até atingir a pressão de vapor do líquido na temperatura em que se encontra, inicia-se um processo de vaporização do mesmo, inicialmente nas regiões mais rarefeitas formam-se pequenas bolsas, bolhas ou cavidades (daí o nome de cavitação) no interior das quais o líquido se vaporiza. Em seguida conduzidas pela corrente líquida provocada pelo movimento do rotor e com grande velocidade, atinge regiões de elevada pressão onde se processa seu colapso com a condensação de vapor e retorno ao estado líquido.

Nas tubulações de sucção para elevar água a alturas manométricas de sucção positivas ($h_s > 0$) $\Rightarrow$ funcionar com pressão na entrada da bomba menor que a atmosférica.

Se na entrada da bomba for menor que a pressão de vapor do líquido, acontecem fenômenos prejudiciais ao funcionamento e à vida útil da máquina. Bolhas de vapor poderão ser formadas, capazes de interromper a circulação do fluido.

As bolhas são arrastadas em direção à saída do rotor, ocorrendo violentas implosões que provocam ruídos desagradáveis (golpes ou marteladas), que destroem as paredes da carcaça e as paletas do rotor, provocando queda acentuada do rendimento da bomba. Para evitar cavitação: todos os pontos do fluido, a pressão de vapor do líquido deve ser menos que a pressão na entrada da bomba.

Balanco de Energia Mecânica:

Índice zero (0): superfície livre do reservatório inferior

Índice um (1): entrada da bomba

Se: $u_0 = 0$

$P_0 = P_{atm}$

$Z_0 = 0$

$Z_1 = h_s$

$\Delta Z = h_s$ (altura estática de sucção)

Seja:

$I_{wf} \Rightarrow \Delta h_s$ = perda de carga por atrito na sucção

Δh^* = perda ligada à geometria e tipo de rotor

No lado da sucção:

$$\frac{P_0}{\rho} + Z_0 \cdot g + \frac{u_0^2}{2} = \frac{P_1}{\rho} + Z_1 \cdot g + \frac{u_1^2}{2} + I_{wf} \quad (Z_0 = u_0 = 0 \text{ e } Z_1 = h_s) \quad (8)$$

$$\frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_{atm}}{2g} + h_s + \frac{u_1^2}{2} + \Delta h_s + \Delta h^* = 0 \quad (9)$$

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2} = \frac{P_{atm}}{2g} - h_s - \Delta h_s - \Delta h^* \quad (10)$$

Definimos os seguintes parâmetros:

- NPSH: disponibilidade de energia com que o líquido penetra na boca de entrada da bomba, e que a ele permitira atingir o bordo a pá do rotor.
- NPSH_d (disponível): diferença entre a carga estática na sucção e a carga correspondente à pressão de vapor do líquido na entrada da bomba. É a carga residual disponível na instalação para sucção do fluido.
- NPSH_r (requerido): (pela bomba) é a carga exigida pela bomba para aspirar o fluido do poço de sucção, dado do fabricante. (pode ser calculado)

$$NPSH = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2} - \frac{P_v}{\gamma} \quad (11)$$

$$NPSH = \frac{P_0}{\gamma} - \left(h_s + \frac{P_v}{\gamma} + \Delta h_s + \Delta h^* \right) \quad (12)$$

$$(NPSH)_d = \frac{P_0}{\gamma} - \left(h_s + \frac{P_v}{\gamma} + \Delta h_s \right) \quad (13)$$

$$(NPSH)_r = \frac{P_0}{\gamma} - \left(h_s + \frac{P_v}{\gamma} + \Delta h^* \right) \rightarrow (NPSH)_r = \Delta h^* \quad (14)$$

$$(NPSH)_d - \Delta h^* = (NPSH)_r - \Delta h_s \quad (15)$$

Normalmente: $\Delta h^* > \Delta h_s$ Então: $(NPSH)_d > (NPSH)_r$, condição para não ocorrer cavitação

$$\text{Definindo coeficiente de cavitação} \Rightarrow \tau_{\text{lim}} = \frac{NPSH_{\text{req}}}{H_m} \quad (16)$$

Altura máxima de sucção:

Da equação (10)

$$hs = \frac{P_{atm}}{\gamma} - \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} + I_{wf} \right) \quad \therefore \text{onde } I_{wf} = \Delta h^* \quad (17)$$

$$hs = \frac{P_{atm}}{\gamma} - \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} + \Delta hs + \cancel{\Delta h^*} \right) \quad (18)$$

$$\text{Se } P_1 = P_v \Rightarrow hs_{\max}$$

$$hs_{\max} = \frac{P_{atm}}{\gamma} - \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} + h_{wf} \right) \quad (19)$$

Da equação (13):

$$hs_{\max} = \frac{P_0 - P_v}{\gamma} - \text{NPSH} - \Delta hs \quad (20)$$

OBS.: Bibliografia: www.eng.ufsc.br/disci/ega5313/bombas.htm, desenvolvida pela Prof. Regina de Fátima Peralta Muniz Moreira.

3. BANCADA DE TESTE DE BOMBAS DO LABORATÓRIO DE MÁQUINAS DE FLUXO:

A finalidade da bancada de testes de bombas centrífugas do laboratório de máquinas de fluxo é mostrar de forma didática e simples ao aluno o funcionamento de uma bomba interligada a um reservatório de água em circuito fechado. Com as leituras de grandezas físicas importantes (pressões, vazão, rotação e etc), é possível a determinação de curvas características da bomba juntamente com as variações de rotação do motor elétrico geradas por um variador eletromagnético de velocidade (VARIMOT) que fica entre o motor e a bomba.



Figura 17. Vista da Bancada antes da Manutenção

3.1. Componentes Principais:



Figura 18. Conjunto Motor e Varimot

Motor: conferir potência ao eixo e velocidade angular constante.

Varimot: variar a velocidade angular do eixo, variando assim o torque e velocidade do eixo na bomba.

Análise Experimental de Curvas de Bombas Centrifugas Radiais.



Figura 19. Bomba Centrifuga

Bomba: Devido ao torque, entra em rotação ocasionando a sucção e por consequência o recalque do líquido.



Figura 20. Rotor fechado da bomba centrifuga

Rotor: Órgão móvel que acionado por energia externa, energiza o fluído aspirado devido a depressão em sua região central e recalcando-o graças a sobre pressão em sua periferia.



Figura 21. Manômetro

Manômetro: Medir a pressão na saída da bomba.



Selo Mecânico: Vedação para evitar a passagem de fluido através do eixo/mancal.

Figura 22. Selo Mecânico



Medidor de Vazão: Medição pontual da vazão recalcada pela bomba para uma dada rotação.

Figura 23. Conversor Eletromagnético de Vazão

3.2. Princípio de Funcionamento:

Inicialmente deve-se manter abertas as válvulas de esferas (registros) entre a bomba e o reservatório cheio, para manter a bomba escorvada e evitar succionamento de ar. Com o acionamento do motor e do variador, conseqüentemente da bomba, a maior parte de água é succionada pela depressão na entrada da bomba (rotor) passando por uma tubulação principal de sucção.

A outra parte, desce por gravidade por um medidor tipo venturi (tubulação com estreitamento de secção transversal) com varetas verticais eqüidistantes mostrando visivelmente a queda de pressão (energia potencial hidráulica) e aumento da velocidade (energia cinética). As duas tubulações se encontram antes da entrada da bomba onde há um medidor de vácuo (vacuômetro). Após a passagem pelo

propulsor (rotor) fechado que gira a uma determinada rotação, o líquido ganha pressão devido à força centrífuga saindo por uma tubulação de recalque a uma certa pressão que é monitorada por um manômetro colocado na saída da bomba.

Ainda na linha de recalque existe um conversor eletromagnético de vazão (medidor), fornecendo medidas instantâneas de vazão durante o funcionamento da bomba. Existem quadros de comando para ligar/desligar o motor elétrico, ligar/desligar e alterar a rotação da bomba pelo variador de velocidade e mostrar valores de vazão após a passagem pelo medidor de vazão.

Finalmente, após a medição de vazão, o líquido recalcado chega ao reservatório de recalque, que é o mesmo de sucção ou aspiração (circuito fechado) e a bomba trabalha abaixo do nível de água do reservatório (bomba afogada).

No reservatório há uma vareta vertical para medição de nível deste, e uma tubulação de purga para eventuais limpezas no mesmo.

3.3. Dados Técnicos da Bomba Centrífuga Analisada:

Dados da Placa da Bomba:

Tipo: **NB50/32 – 26**

Rotação: **1740 rpm** N°.: **SN-2248**

Vazão: **1,5 m³/h** Hman: **30 m**

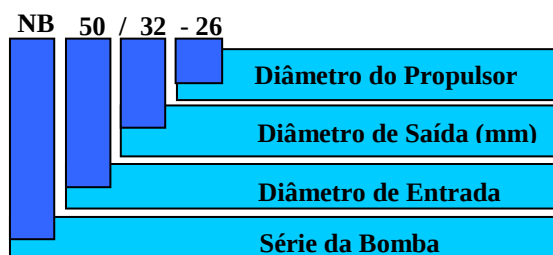
Vedação do eixo: **Selo duplo flex box**

diametro: **48 mm** Tag: **26.3612.875**

Marca Sacnpump -> 313054 02 sentido para cima 03

Suecobras Ind. e Com Ltda – RJ

- Designações de Tipo:



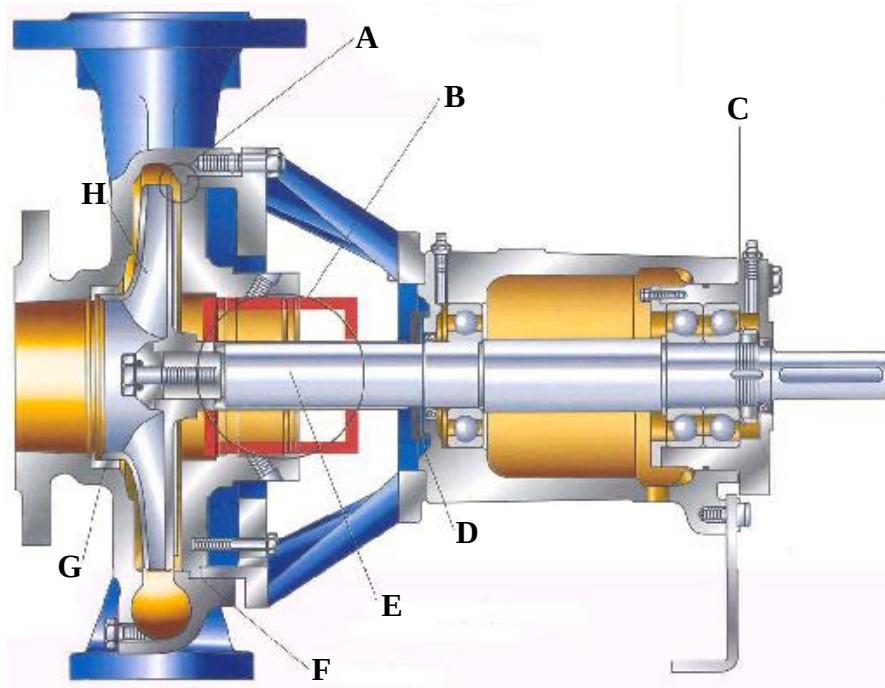
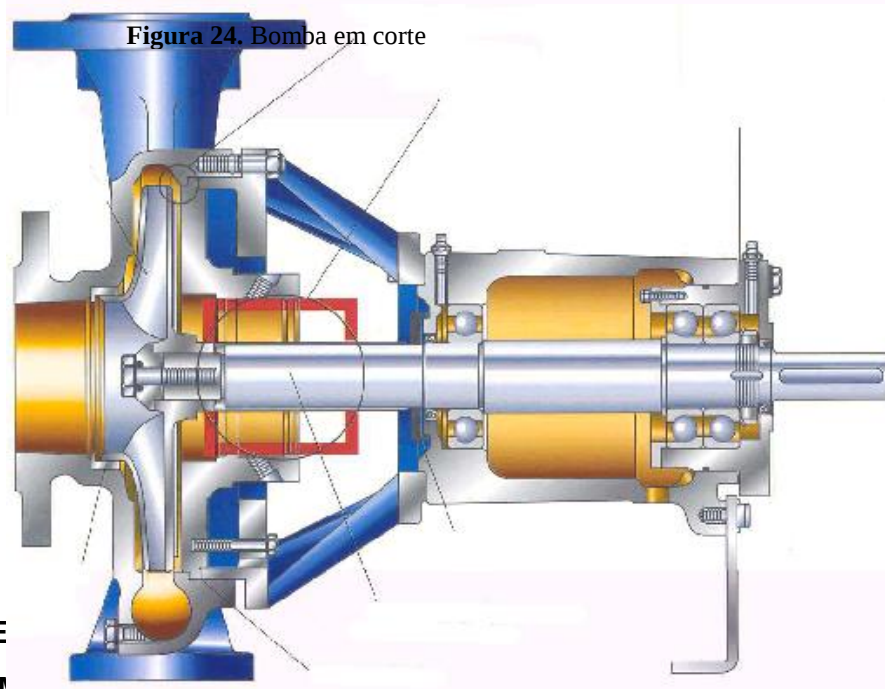


Figura 24. Bomba em corte



4. E

ELECTRIC

MAGNÉTICO

O motor elétrico é trifásico, porém não há placa de identificação neste para outras informações técnicas sobre o mesmo. O variador de velocidade eletromagnético possui marca e número:

VARIMOT - 37/4/VM/011



Figura 25. Conjunto Varimot e Motor

4.1. Componentes Principais:

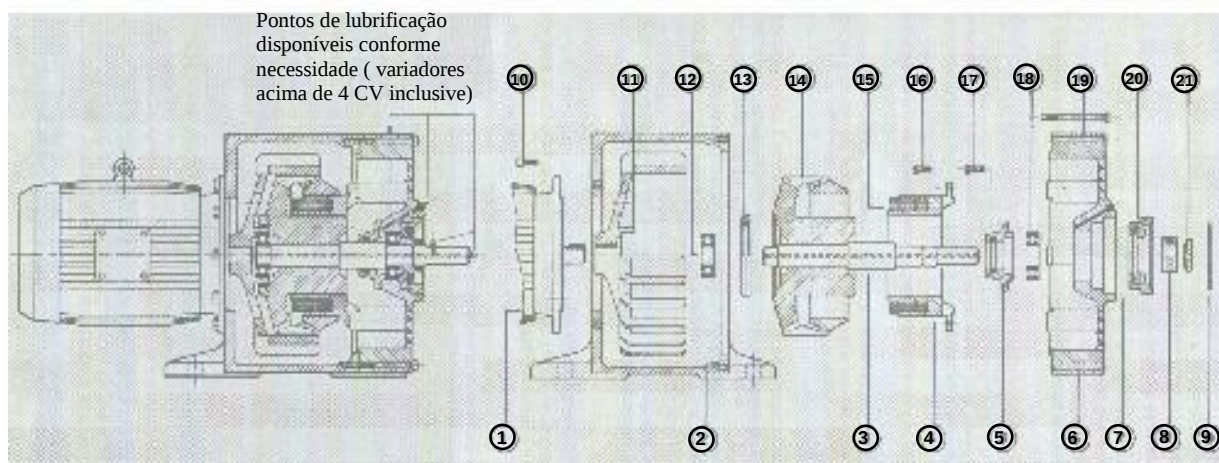


Figura 26. Desenho Explodido do Variador

- | | |
|-----------------------------------|---------------------------------------|
| 1 – Motor | 12 – Rolamento central |
| 2 – Carcaça do variador | 13 – Retentor especial |
| 3 – Eixo do variador | 14 – Rotor (aranha) |
| 4 – Núcleo da bobina | 15 – Bobina de campo |
| 5 – Alçapão | 16 – Parafuso para fixação do núcleo |
| 6 – Tampa | 17 – Parafuso para fixação do alçapão |
| 7 – Gerador piloto | 18 – Rolamento da tampa |
| 8 – Rotor do G.P. | 19 – Parafuso para fixação da tampa |
| 9 – Tampa do G.P. | 20 – Carcaça do G.P. |
| 10 – Parafuso de Fixação do motor | 21 – porca e arruela de segurança |
| 11 - Ventilador | |

4.2. Princípio de Funcionamento:

Acionamento por motor trifásico de gaiola. A instalação e ligação elétrica está a cargo do cliente e deve ser executada segundo as normas vigentes, seja com relação ao dimensionamento das cargas, às medidas de segurança elétrica e proteção do motor contra falta de fase ou sobrecarga de trabalho. (relés térmicos)

A forma correta para a ligação do motor está indicada na placa de identificação fixada no mesmo e a única preocupação do eletricitista será a de verificar a tensão da rede disponível e providenciar a correspondente ligação.

A melhor indicação do perfeito funcionamento do variador é a corrente consumida pelo motor. Se esta ultrapassar a corrente nominal marcada na placa de identificação do motor é sinal de que a máquina está sobrecarregada e, conseqüentemente, o variador também. Se o relê térmico não atuar, desligando o motor, o variador e o motor poderão sofrer sérios danos.

Uma vez ligado o motor em vazio, verificando que está tudo em ordem e que este parte regularmente, pode ser iniciada a ligação do controle eletrônico.

- Regras para acionamento da máquina com variador:

- 1º - Ligar o motor e aguardar até que este alcance a velocidade de regime.
- 2º - Com o potenciômetro de velocidade a ZERO, pressionar o botão da botoeira.
- 3º - Girar levemente o potenciômetro marcado VELOCIDADE até que a máquina comece a movimentar-se.
- 4º - Continuar girando em sentido horário o potenciômetro de velocidade até que a máquina adquira a velocidade desejada.
- 5º - Para desligar, pressionar o botão DESLIGA da botoeira.
- 6º - Para colocar novamente em movimento a máquina, voltar o potenciômetro de velocidade a zero e recomeçar a operação como no item 2º.

4.3. Curvas Características :

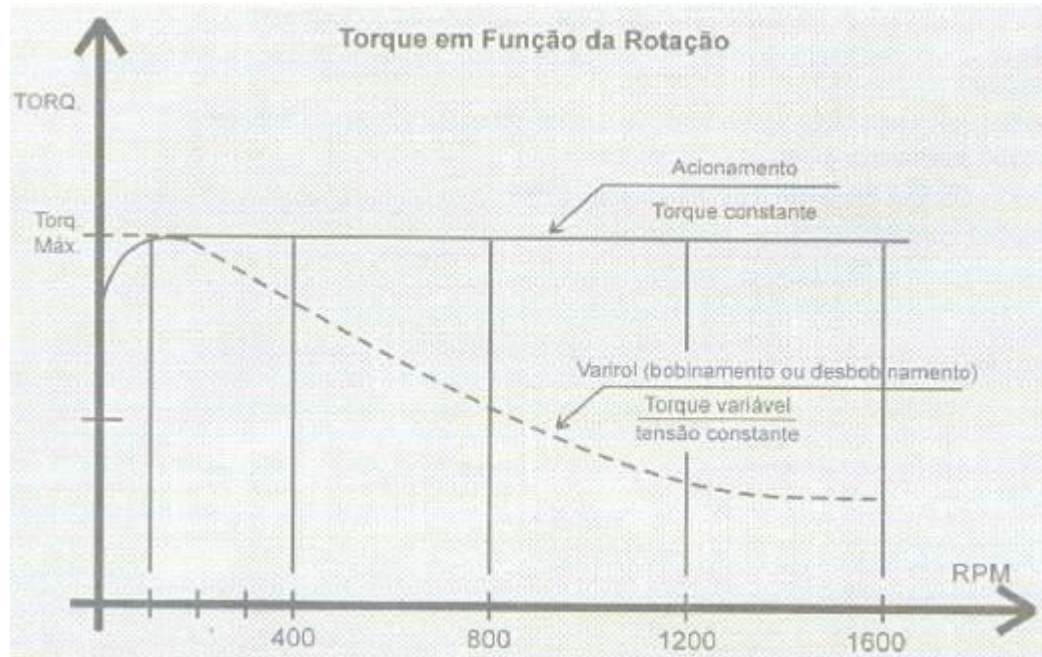


Figura 27. Curva de Torque x Rotação do Variador

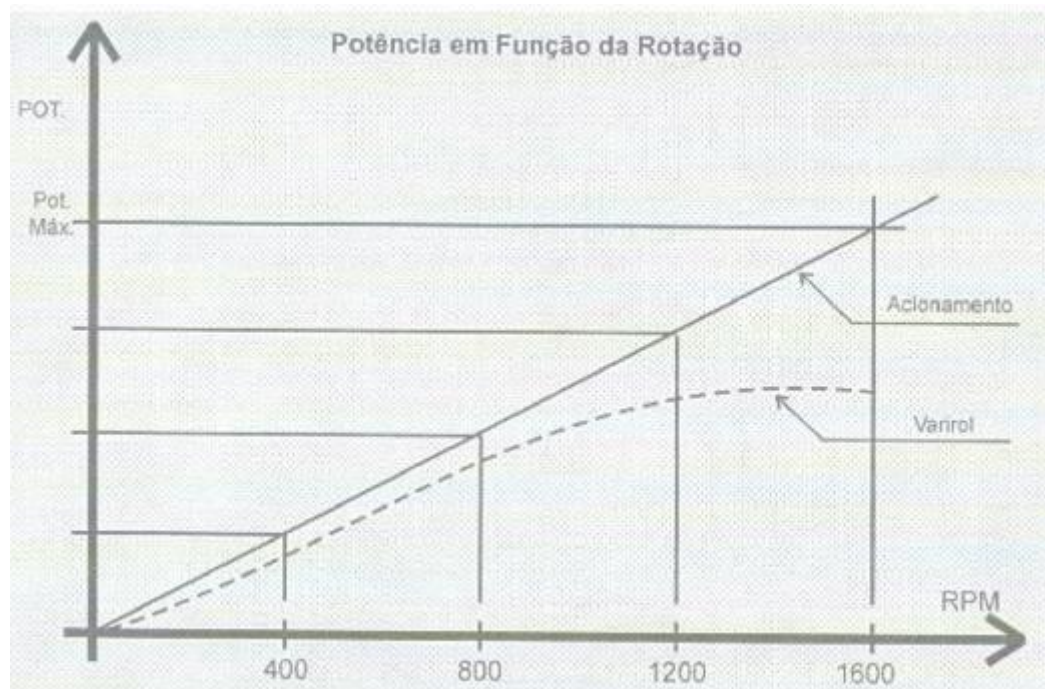


Figura 28. Curva de Potência x Rotação do Variador

5. TABELA DE IDENTIFICAÇÃO DE NECESSIDADES (Reconhecimento):

Problemas	Possíveis Causas	Soluções
Pintura envelhecida	Tempo	Feita limpeza e repintura.
Dados do motor	Perda da tarjeta de identificação e manual.	Feitas medições com Wattímetro
Dados do variador	Equipamento doado sem manual.	Feito contato com o fabricante, para fornecimento de catalogo.
Dados da bomba	Equipamento doado sem manual.	Feito contato com o fabricante, para fornecimento de catalogo.
Calibração do medidor de vazão	Equipamento doado sem manual.	Testes feitos manualmente mostraram que o equipamento ainda esta calibrado
Ferrugem no reservatório de água	Exposto ao tempo.	Feita limpeza e repintura.
Calibração do Manômetro	Exposto ao tempo e mau uso do equipamento.	Aquisição de um novo Manovacuômetro. Calibração do antigo.
Vedação da carcaça da bomba	Juntas de vedação vencidas	Aquisição, limpeza e troca.
Sujeira das Mangueiras de nível d'água	Tempo que o equipamento ficou parado criou limo.	Troca
Rolamento com pista comprometida	Falta de lubrificação, contaminação do lubrificante.	Optou-se por deixar o mesmo rolamento devido a finalidade do equipamento. Feita nova lubrificação.
Vedação das válvulas globo.	Anel oring	Aquisição e substituição.

Tabela 1. Tabela de Reconhecimento

Obs.: Vide cronograma de planejamento e execução no anexo do projeto.

6. MANUTENÇÃO NO EQUIPAMENTO :

Inicialmente, foi desmontada a bomba e retirado rotor e selo mecânico, verificado os rolamentos/mancais e relubrificados.

Desmontamos a tubulação de sucção e suas respectivas válvulas de esfera, para troca da vedação (anel “oring”) e também as vedações da tubulação/reservatório e tubulação/bomba, com papel volumóide.

Após limpeza dos componentes internos da bomba esta foi remontada e pintada, assim como a tubulação, válvulas e o tanque, com suas respectivas cores de acordo com as normas de pintura. Ainda foram trocadas e instaladas novas mangueiras de indicação de nível do medidor venturi e do reservatório. Além disso, foi feita a verificação do estado de conservação do manômetro e vacuômetro originais, foi constatado que apenas o manômetro poderia ser calibrado e reutilizado. O vacuômetro apresentou-se muito avariado e foi substituído por um manovacuumetro.

Procederam-se também a limpeza dos painéis do variador e do medidor de vazão e conseqüentemente sua calibração do medidor. Abaixo seguem algumas fotos do processo de manutenção do equipamento.



Rotor fechado de $D_{\text{ext}} = 245 \text{ mm}$ e cinco paletas.

Figura 29. Rotor



Limpeza e calibração do manômetro;
Aquisição e instalação de um novo
manovacuumetro.

Figuras 30 e 31. Manovacuumetro e Manômetro



Aplicação de Sikaflex para sanar vazamento na carcaça da bomba após primeiro teste.

Figura 32 e 33. Desmontagem para vedação da carcaça com Sikaflex.

Dentro da manutenção do equipamento foi feita a calibração do conversor Eletromagnético de vazão (medidor). Abaixo segue o procedimento de calibração.

6.2. Procedimento de Calibração do Medidor Eletromagnético de Vazão :

(Conversor Eletromagnético de Vazão Microprocessado 571TM Fabricante: Engistrel Engematic Ltda)

Para Litros / segundo :

- 1 - Abaixar a primeira chave de principal para Auxiliar e com a seta para cima escolher opção 03.
- 2 - Com a segunda chave na posição Habilita o visor indicará 012000.
- 3 - Com a primeira chave em Auxiliar e com a seta para cima escolher opção 04.
- 4 - Com a segunda chave na posição Habilita o visor indicará 1.17 l/s ou 100%.

Para m3 / hora :

- 1 - Abaixar a primeira chave de principal para Auxiliar e com a seta para cima escolher opção 03.
- 2 - Com a segunda chave na posição Habilita o visor indicará 000000.
- 3 - Com a primeira chave em Auxiliar e com a seta para cima escolher opção 04.
- 4 - Com a segunda chave na posição Habilita o visor indicará 4,23m3/h ou 100%.

Para alterar valores ou mudar de unidades usar setas para direita e esquerda (seleção da posição) , tecla incremento para colocar dígito desejado e apertar tecla set duas vezes para salvar o valor.

Verificação Experimental:

1 - Equipamentos utilizados :

- Recipiente 7 L
- Balança analógica da marca Lightex
- Relógio digital com cronômetro progressivo da marca AQUA.

Procedimento:

Inicialmente foi pesado o recipiente e considerado seu peso como desprezível devido a insignificante variação do ponteiro da balança em relação ao zero. Como o fluido bombeado é água com densidade de 1000 Kg/m^3 , ou seja , $1\text{kg} = 1\text{L}$, foi coletada no balde a água que saía da tubulação de recalque para o reservatório , sendo marcados e anotados os tempos e pesos (volumes) respectivos para cada rotação específica da bomba , calculando-se a média das cinco vazões encontradas e comparando esta com o valor de vazão mostrado no visor do medidor.

Abaixo seguem os dados e resultados encontrados :

Valor indicado no visor : 0,27 L/s

Para 600 rpm - pesos(kg) = volumes(L) : 6,3 6,8 6,1 6,5 6,3

Vazão média calculada : 0,26 L/S

Tempos marcados (s) : 24,98 25,49 23,56 24,68 23,95

Erro Relativo : 3,7 %

Valor indicado no visor : 0,46 L/s

Para 1000 rpm - pesos(kg) = volumes(L): 5,9 5,1 5,1 5,9 5,9

Vazão média calculada : 0,452 L/S

Análise Experimental de Curvas de Bombas Centrifugas Radiais.

Tempos marcados(s): 12,73 12,05 11,95 12,46 12,46

Erro Relativo: 1,72%

Valor indicado no visor: 0,56 L/s

Para 1200 rpm - pesos(kg) = volumes(L) : 5,1 5,2 5,0 5,1 5,4

Vazão média calculada: 0,554 L/S

Tempos marcados (s): 9,18 9,58 9,08 9,30 9,41

Erro Relativo: 1,03 %

Conclusão:

Com todos os possíveis erros de marcação do tempo, leitura e calibração da balança verificamos que os erros relativos em relação ao valor indicado pelo medidor de vazão ficaram abaixo de 5% , mostrando a boa calibração do equipamento e sua confiabilidade no fornecimento das vazões.



Figura 34,35 e 36: Procedimento de programação do medidor de vazão para Litros por segundo.

Após todos os procedimentos de manutenção, a bancada de teste de bombas foi entregue ao laboratório de máquinas de fluxo como mostra da figura abaixo:



Figura 37. Bancada para Teste de Bombas Centrifuga Radial, completamente recuperada.

7. DETERMINAÇÃO EXPERIMENTALMENTE DA CURVA CARACTERÍSTICA

7.1. Cálculo da Altura Manométrica (H_{man}) :

Para bomba abaixo do nível d'água (N. A) do reservatório (afogada) :

- 1- Índice referencial de grandezas à entrada da bomba.
- 2- Índice referencial de grandezas à saída da bomba.

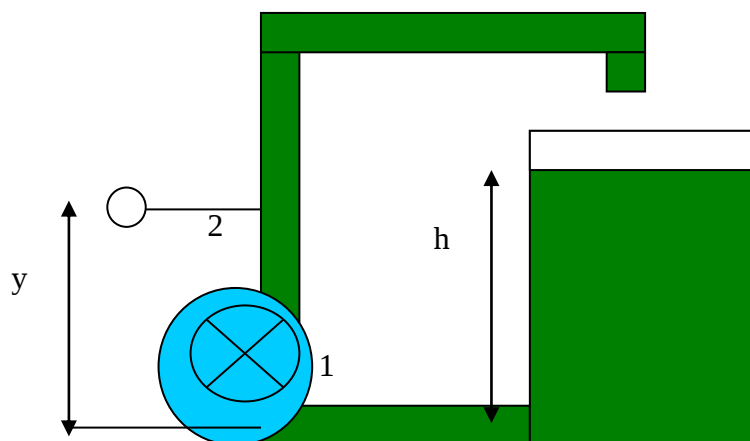


Figura 38. Croqui da bancada.

$$H_{man} = \left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + y \right) - \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} \right) \quad (21)$$

Aplicando a equação de Bernoulli entre N.A e entrada da bomba (1) , temos :

$$\frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_A^2}{2g} + h = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} \quad , \text{ como } P_A = P_{atmosférica} \text{ e } \frac{V_A^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g} = 0 \text{ temos ,}$$

$$\frac{P_1}{\gamma} = h \quad , \text{ aplicando isto à primeira equação e considerando } \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g} = 0 \quad ,$$

$$H_{man} = \frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma} + y \quad \text{logo temos :} \quad \quad \quad \mathbf{H_{man} = M - (h - y)} \quad (22)$$

y = altura do manômetro em relação a sucção. h = altura do nível de água do reservatório.

7.2. Cálculo da Potência de Eixo (Fornecida pelo Motor/Variador) :

Para instalação do wattímetro monofásico (1500 W, 5 A), foi medido uma fase do motor de acionamento trifásico 220 Volts (sem placa de identificação), obtendo valores entre 6,5 A e 8 A, para 200 e 1000 rpm respectivamente.

Concluimos que seria inadequada a instalação deste medidor pelo risco de danificação.

Para estimar a potência do motor sugere-se:

Velocidade Nominal do eixo: 1750 rpm (medido)

Tensão Nominal: 220 Volts

Corrente de Fase (I_{fase}): 7,4 A

Fator de Potência (FP): 0,85

Rendimento do Motor: 90%

$$V_{eixo} = 1750 * 2\pi/60 = 183,26 \text{ rad/seg}$$

$$P_{elétrico} = \sqrt{3} * 220 * 7,4 * 0,85 = 2390,2 \text{ W}$$

$$CV = 2390,2 / 736 = 3,25 \text{ CV}$$

$$P_{elétrico} / \text{Rend} = 3,25 / 0,9 = 3,61 \text{ CV}$$

Pelo catálogo do Varimot (anexo pág.19), concluímos que o motor é de no mínimo 5 CV. Portanto este necessita de um wattímetro com as seguintes especificações:

Wattímetro CA: Tipo Galvanômetro (Analógico) classe de isolamento 2, tensão de linha 220 Volts, Corrente de linha 10 A, potência trifásica de 4000 W.

Obs.: como não foi encontrado no mercado optou-se pela utilização dos dados do catalogo do Varimot.

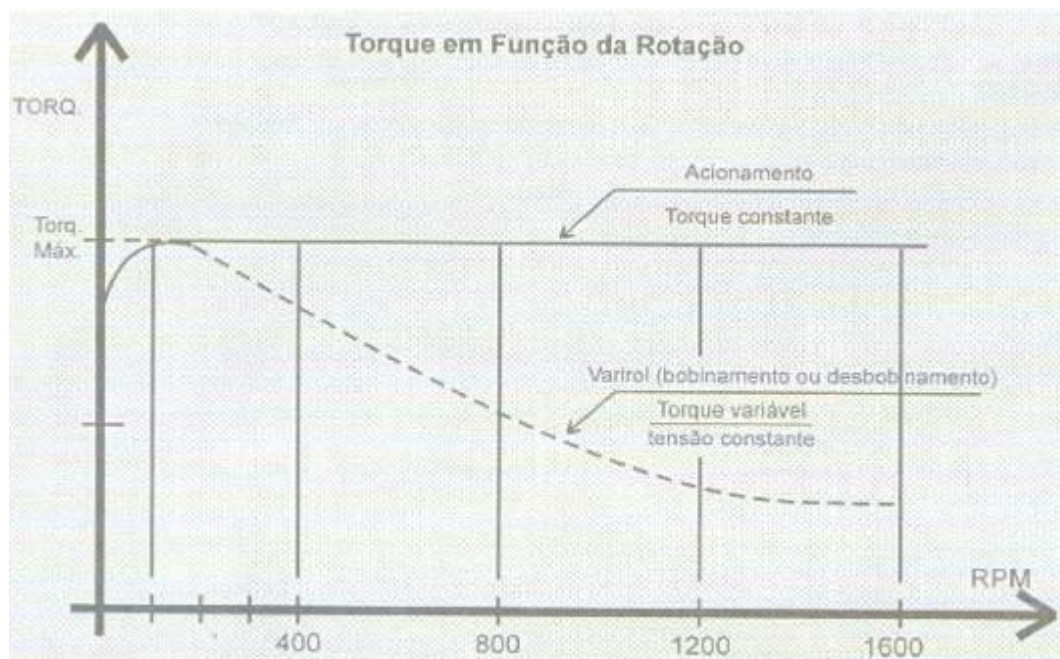


Figura 39. Curva de potência fornecida a bomba pelo variador.

7.3. Cálculo do Rendimento da Bomba:

O rendimento (η), é o quociente entre a potência de jato que o fluido recebe do rotor, por ação da potência de eixo neste, logo:

$$\eta = \frac{P_{\text{jato}}}{P_2} \quad \text{onde} \quad P_{\text{jato}} = \gamma \cdot Q \cdot H_{\text{man}} \quad (23)$$

7.4. Cálculo do NPSH Requerido :

$$NPSH_r = \sigma \cdot H \text{ e } \sigma = 1,2 \times 10^{-3} (NS)^{3/4} \quad (24 \text{ e } 25)$$

onde :

σ = coeficiente de cavitação (é função da velocidade específica)

H = Altura Manométrica.

NS = Velocidade Específica.

$$NS = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (26)$$

, onde: n (rpm) ,Q (m³/Seg) e H (m) são para o ponto de máximo rendimento.

Os demais dados como vazão recalçada, pressão na saída da bomba, a as alturas de nível do reservatório e do manômetro em relação à linha de sucção na entrada, serão anotados respectivamente para cada rotação aplicada à bomba centrífuga pelo variador .

Abaixo segue tabela específica de dados a serem calculados pelas fórmulas acima e coletados durante a fase de testes do equipamento para geração de curvas de performance da bomba centrífuga do equipamento estudado.

VARIADOR	VARIADOR	DADOS DA BOMBA (NB 50/32-26 SCANPUMP)				
ROTAÇÃO (RPM)/(rad/s)	POTÊNCIA (W) / (Hp)	PRESSÃO (KPA)/(m.c.a)	VAZÃO (l/s)/ (m³/h)	Rend.Hid. η (%)	Hman (m)	NPSH (m)
200 / 20,944	400,65 / 0,537	6,0 / 0,612	0 / 0	0	0,252	0,00516
400 / 41,888	678,02 / 0,909	11,0 / 1,122	0,16 / 0,576	0,176	0,762	0,0153
600 / 62,832	825,95 / 1,107	20,0 / 2,040	0,265/ 0,954	0,527	1,680	0,0337
800 / 83,776	887,59 / 1,190	45,0 / 4,590	0,37/ 0,954	1,725	4,230	0,0847
1000 / 104,72	873,2 / 1,171	59,0 / 6,018	0,455/ 1,638	2,883	5,658	0,114
1200 / 125,25	862,93 / 1,157	81,0 / 8,262	0,565/ 2,034	5,061	7,902	0,159
1400 /146,61	862,93 / 1,157	105 / 10,710	0,66/ 2,376	7,743	10,35	0,200
1600 / 167,55	986,21/1,322	140 / 14,28	0,775 /2,79	10,7	13,92	0,279
1800 / 188,5	1109,5 / 1,487		0,872/3,14	12,62	17,62	0,354
ALTURA DO MANÔMETRO(Y) = 0,50 m NÍVEL DO RESERVATÓRIO(h) =0,86 m						

Tabela 2. Dados coletados e calculados após testes com a bomba

Obs : Todos os dados em preto foram obtidos em testes com o equipamento no dia 15/09/2004 . Os dados em azul foram calculados e serão mostrados a seguir juntamente com as respectivas curvas obtidas. A última linha (rotação de 1800 rpm - cor vermelha) , não existe no Varimot e foi simulada utilizando o mesmo valor de torque para 1600 rpm, sendo os valores de Hman e Q obtidos das equações de Rateaux.

Conversões Utilizadas na Tabela :

$$1 \text{ RPM} = 2\pi/60$$

$$1 \text{ HP} = 746 \text{ W}$$

$$1 \text{ L /s} = 3,6 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$1 \text{ KPA} = 0,102 \text{ m.c.a.}$$

$$\rho = 997,1 \text{ Kg/m}^3 \text{ (água limpa)}$$

$$g = 9,81 \text{ m / s}^2$$

$$\gamma = 9781,55 \text{ N / m}^3$$

7.5. Curva da Altura Recalcada x Vazão da Bomba, com rotação variável.

Os valores de altura manométrica recalçada foram obtidos pela fórmula (22)

$$H_{\text{man1}} = 0,6 - 0,36 = 0,252 \text{ m}$$

$$H_{\text{man2}} = 1,122 - 0,36 = 0,762 \text{ m}$$

$$H_{\text{man3}} = 2,040 - 0,36 = 1,680 \text{ m}$$

$$H_{\text{man4}} = 4,590 - 0,36 = 4,230 \text{ m}$$

$$H_{\text{man5}} = 6,018 - 0,36 = 5,658 \text{ m}$$

$$H_{\text{man6}} = 8,262 - 0,36 = 7,902 \text{ m}$$

$$H_{\text{man7}} = 10,710 - 0,36 = 10,350 \text{ m}$$

$$H_{\text{man8}} = 14,28 - 0,36 = 13,920 \text{ m}$$

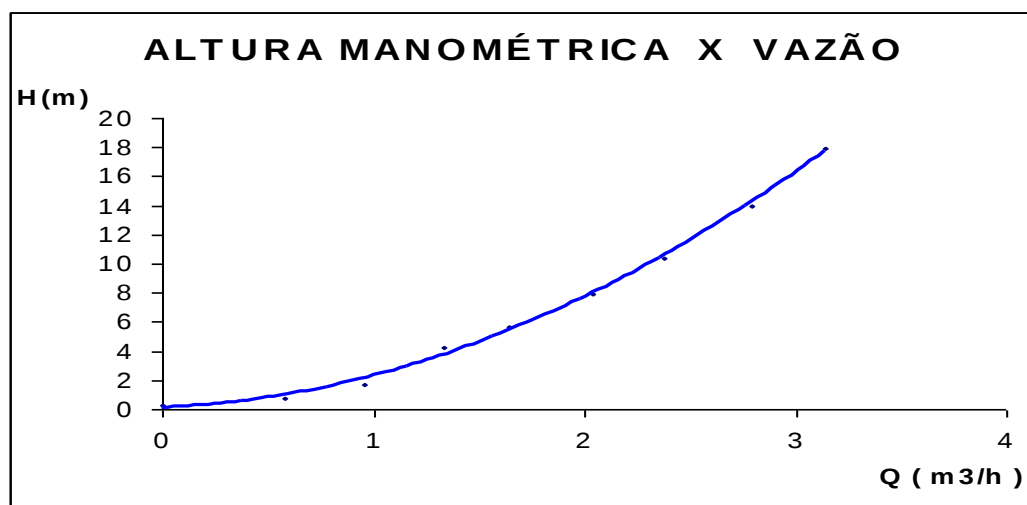


Figura 40. Curva Hman x Q, obtida após testes.

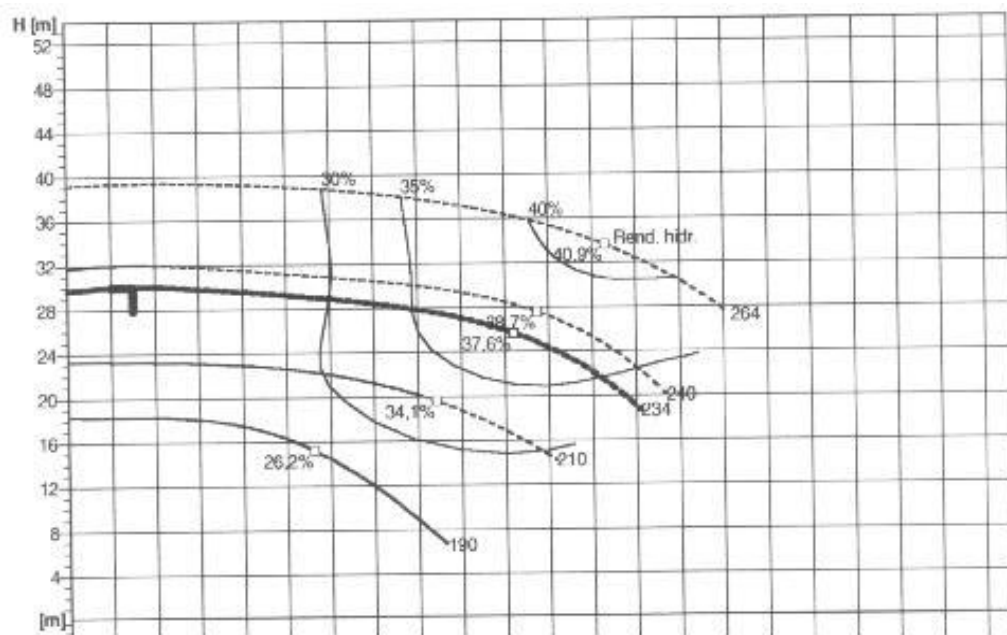


Figura 41. Curva Hman x Q do fabricante.

7.6. Curva da Potência do Motor x Vazão, com rotação variável

Da curva de Torque em Função da Rotação do VARIMOT (Figura 39) , obteve-se por interpolação gráfica os valores de torque em Kgm abaixo :

Para 200 rpm , T= 1,95 Kgm

Para 600 rpm , T= 1,34 Kgm

Para 1000 rpm ,T= 0,85 Kgm

Para 1400 rpm ,T= 0,70 Kgm

* Para 1800 rpm ,T= 0,60 Kgm (estimativa)

Para 400 rpm ,T= 1,65 Kgm

Para 800 rpm , T= 1,08 Kgm

Para 1200 rpm ,T= 0,70 Kgm

Para 1600 rpm , T= 0,60 Kgm

Potência entregue a bomba = Potência VARIMOT (P2) = $\omega \times g \times T$, onde ω em rad/s.

Fazendo este produto para cada torque e velocidade angular respectivo obtemos os valores em watt que foram convertidos e apresentados na tabela também em Horse-Power (HP), para melhor comparação com as curvas do fabricante.

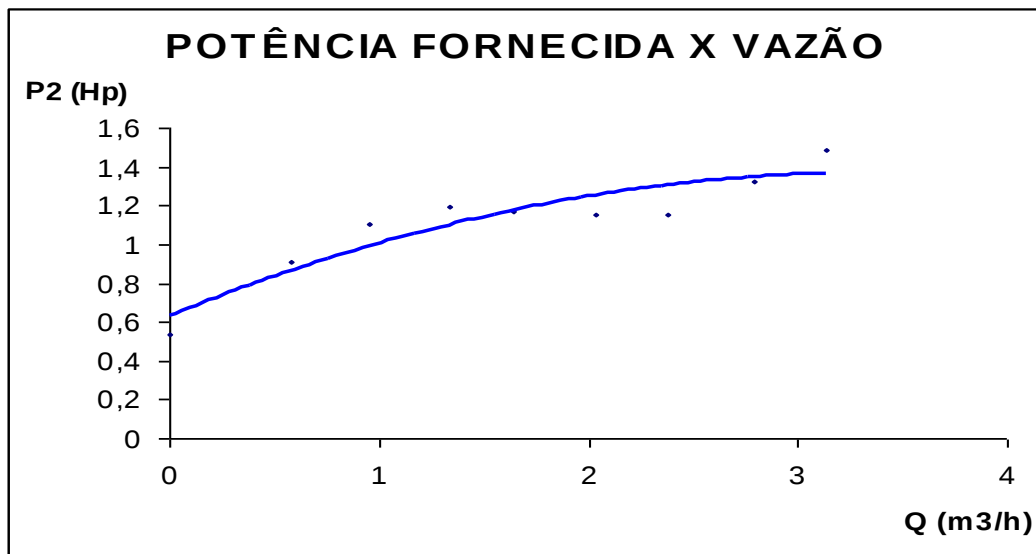


Figura 42. Curva da Potência x Q, obtida após os testes.

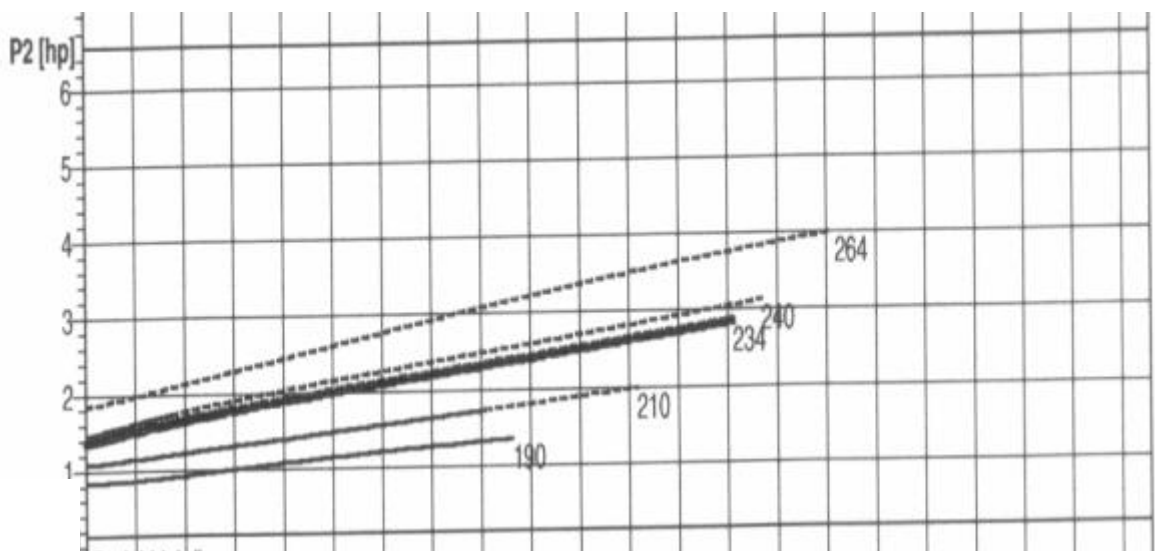


Figura 43. Curva da Potência x Q, obtida do catálogo do fabricante.

7.7. Curva do Rendimento x Vazão, com rotação variável

Segundo a fórmula (23), temos:

$$\eta_1 = 9781,55 \times 0 \times 0,252 / 3600 \times 400,65 = 0$$

$$\eta_2 = 9781,55 \times 0,576 \times 0,762 / 3600 \times 678,02 = 0,176 \%$$

$$\eta_3 = 9781,55 \times 0,954 \times 1,680 / 3600 \times 825,95 = 0,527 \%$$

$$\eta_4 = 9781,55 \times 1,332 \times 4,230 / 3600 \times 887,59 = 1,725 \%$$

$$\eta_5 = 9781,55 \times 1,638 \times 5,658 / 3600 \times 873,20 = 2,883 \%$$

$$\eta_6 = 9781,55 \times 2,034 \times 7,902 / 3600 \times 862,93 = 5,061 \%$$

$$\eta_7 = 9781,55 \times 2,376 \times 10,350 / 3600 \times 862,93 = 7,743 \%$$

$$\eta_8 = 9781,55 \times 2,76 \times 13,92 / 3600 \times 986,21 = 10,7 \%$$

$$\eta_9 = 9781,55 \times 3,14 \times 17,62 / 3600 \times 1109,5 = 12,62 \%$$

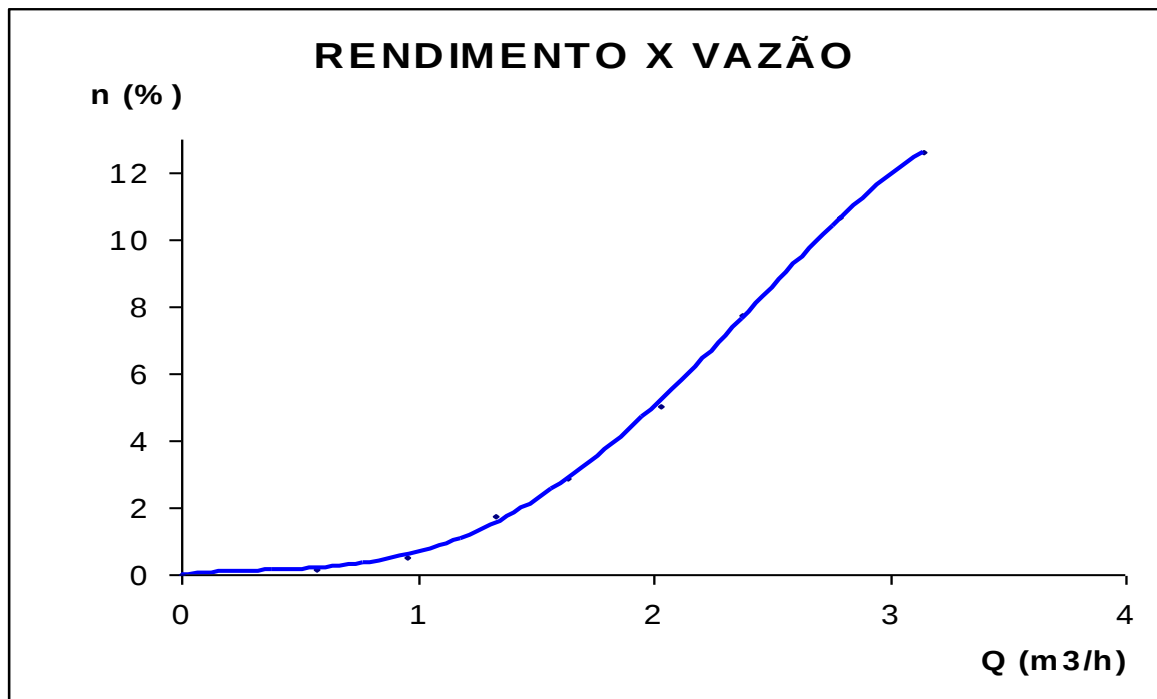


Figura 44. Curva de Rendimento x Q, obtida após os testes.

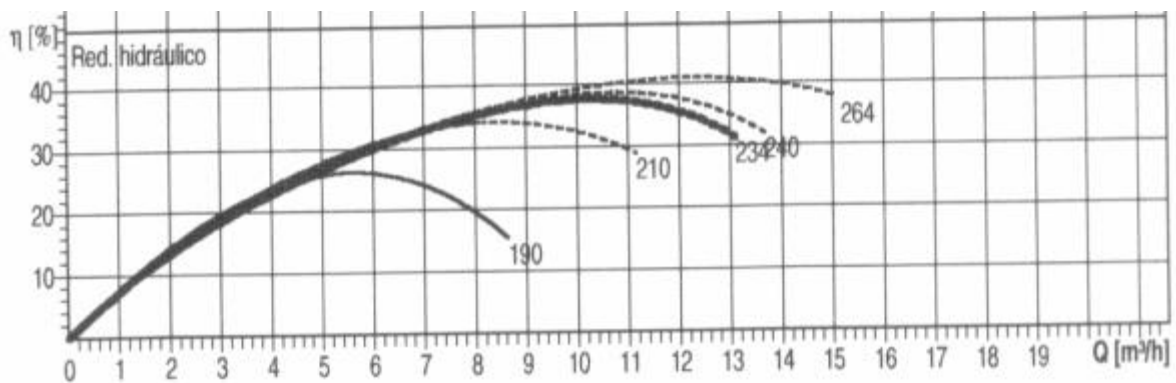


Figura 43. Curva de Rendimento x Q, obtida do catálogo do fabricante.

7.8. Curva da NPSH x Vazão da Bancada, com rotação variável

O NPSH disponível “é carga energética líquida disponível na instalação para permitir a capacidade de sucção do líquido” sendo este uma preocupação do projetista ou cliente.

O NPSH requerido “é a carga energética líquida que a bomba necessita para succionar o líquido” sendo este fornecido pelo fabricante.

Baseando na curva de $H_{man} \times Q$ do fabricante ABS (catálogo) para rotor de 234 mm , que possui NPSH requerido = 0,6 m a 1770 rpm e $H_{man} = 30$ m (aproximadamente). Foram feitos cálculos com $H_{man} = 25,8$ m e $Q = 10,2$ m³/h (não temos a curva de rendimento completa).

$$n_s = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad , \text{ onde: } n \text{ (rpm) , } Q \text{ (m}^3\text{/Seg) e } H \text{ (m) são para o ponto de máximo rendimento (37,6\%).} \quad (\text{eq. 26})$$

$$N_s = \frac{1770 \times 0,0028633^{1/2}}{25,8^{3/4}} = 8,2736$$

$$NPSH = \sigma \cdot H \quad \text{e} \quad \sigma = \frac{1,2}{10^3} \times (8,2736)^{4/3} = 0,020080452 \quad (\text{eqs. 24 e 25})$$

σ = coeficiente de cavitação (é função da velocidade específica)

H = Altura Manométrica.

N_s = Velocidade Específica.

$NPSH = \underline{0,020080452} \times 30 = 0,6$ m adotaremos este coeficiente de cavitação para nossos cálculos, logo cada valor NPSH foi obtido na tabela.2, pelo produto dos H_{man} de cada rotação pelo coeficiente adotado (calculado e conferido).

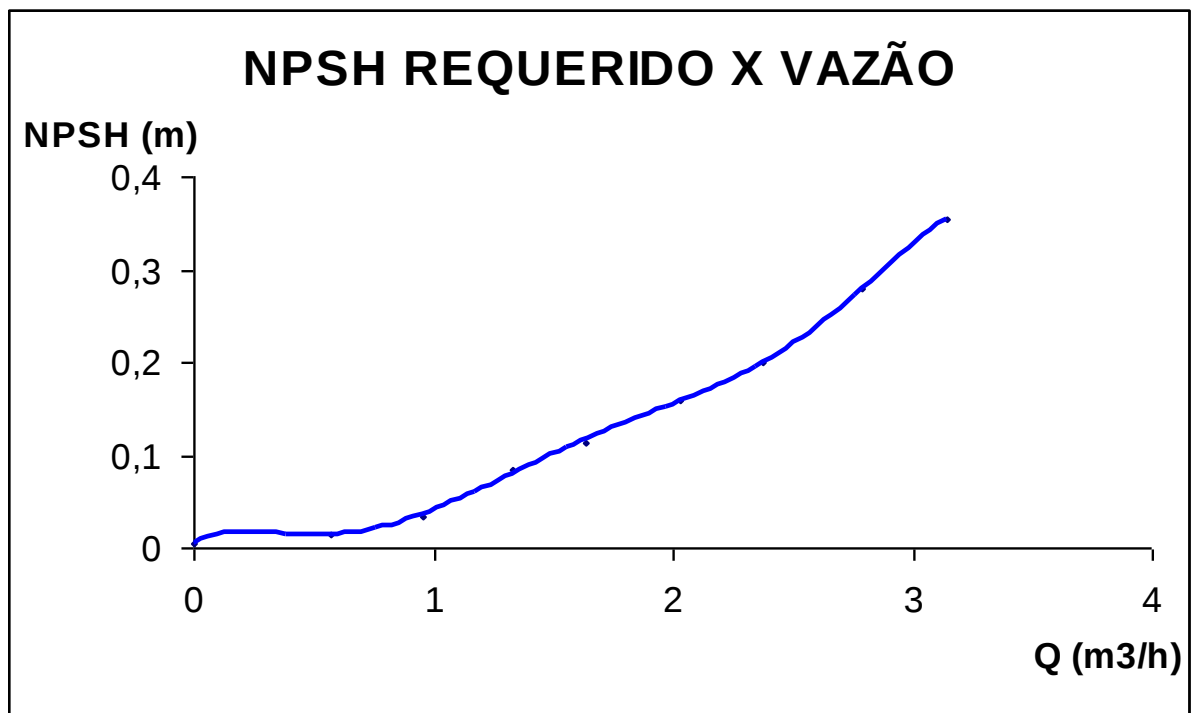


Figura 44. Curva de NPSH x Q, obtida após os testes.

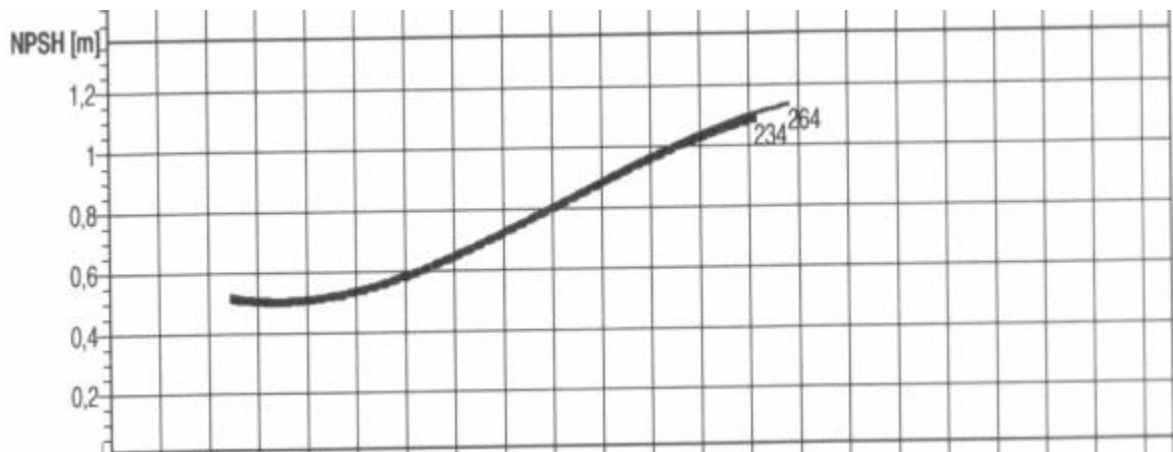


Figura 45. Curva de NPSH x Q, obtida do catálogo do fabricante.

8. CONCLUSÕES:

A curva $H_{man} \times Q$ do fabricante parte da rotação de 1770 rpm (motor) para $Q=1,5 \text{ m}^3/\text{h}$, adotando o valor de $H_{man}=32 \text{ m}$ (rotor de 240 mm) desde a vazão nula e só começa diminuir o H_{man} a partir da vazão de $3,0 \text{ m}^3/\text{h}$, pois as perdas internas como também a característica do movimento do fluido dentro da bomba devido a geometria do rotor (ângulo de saída das pás), na bomba aumentam consideravelmente com fornecimento de maior energia ao fluido para superar o desnível de elevação e as perdas de carga da tubulação.

Nossa curva $H_{man} \times Q$, parte da rotação de 200 rpm até 1600 rpm onde deveríamos alcançar valores próximos a 25 ou 30 m de altura, contudo, chegamos apenas a 13,92 m e fizemos uma projeção para 1800 rpm de $H_{man} = 17,62 \text{ m}$ (equações de Rateaux).

Possíveis motivos para encontrarmos estes valores são:

1- Condições do teste do fabricante desconhecidas (menor perda possível na bomba, potência maior entregue diretamente, tubos retos das linhas sucção e recalque e de material adequado).

2- O variador de rotação (VARIMOT) não atinge rotações de 1800, 2000 ou maiores para se comprovar o valor de H_{man} do fabricante e comportamento da curva. Os valores dos torques do VARIMOT nas rotações altas são menores quando comparados com o acoplamento direto de um motor a bomba, fornecendo maior potência para mesma vazão analisada.

A curva NPSH requerido $\times Q$ apresentou aspecto aproximado com a curva do fabricante, pois adotamos o mesmo coeficiente de cavitação apresentando valores menores de NPSH, pois sob nossa análise, o $NPSH_{req}$ é diretamente proporcional ao H_{man} , porém, não foi encontrado o $NPSH_{req} = 0,6 \text{ m}$ a $Q = 1,5 \text{ m}^3/\text{h}$ (1770 rpm), pois obtemos valores abaixo do esperado para H_{man} .

A curva de potência fornecida à bomba x vazão apresenta comportamento parecido com a curva característica de potência em função da rotação do variador (catálogo do VARIMOT, do anexo). Isto ocorreu, pois adotamos nos cálculos da potência fornecida os torques dados na curva de torque em função da rotação (catálogo do VARIMOT, do anexo) que diminui muito com o aumento de rotação e faz com que o aspecto do gráfico seja o obtido.

Se a curva passasse em todos os pontos, teríamos uma parte parabólica (rotações abaixo de 1200 rpm) e uma pequena parte linear (rotações maiores que 1200 rpm), pois o torque varia pouco.

A curva do fabricante se mostra linear, pois um motor com alta rotação (1770 rpm) constante, possui torque baixo e pouco variável, portanto a potência fornecida à bomba é diretamente proporcional ao aumento de velocidade angular (rotação)

A curva de rendimento x vazão apresenta aspecto similar ao do fabricante com os valores de rendimento aproximados ao da curva do fabricante ($\eta_{1600} = \eta_{1770}$), sendo ainda estimado o valor η_{1800} . Seria necessário dado nas rotações maior que 1600 rpm para se confirmar o rendimento máximo obtido para rotor de 240 mm (mais próximo do rotor da bomba analisada).

9. SUGESTÕES DE MELHORIA:

Neste tópico deixamos sugestões de melhoria no equipamento. Abaixo seguem as seguintes propostas:

- Mudança nos acoplamentos da bomba com as tubulações de sucção , recalque e com motor para possibilitar testes com bombas de diferentes modelos e fabricantes com objetivo de geração de curvas de performance destas.
- Melhoria na medição de altura das colunas d'água do medidor Venturi para determinação da vazão de entrada na bomba e colocação de outro dispositivo semelhante na linha de recalque para eventual substituição do conversor eletromagnético de vazão existente.
- Aquisição e instalação de um Wattímetro conforme especificado anteriormente, no projeto.

Segue abaixo uma proposta inicial de como seria as diretrizes da experiência, que poderá ser modificada a critério de quem a pretender utilizar.

EXPERIÊNCIA 01: BANCADA DE TESTES BOMBAS CENTRÍFUGAS

DISCIPLINA MÁQUINAS DE FLUXO (MCA- 03371)- DEM

LABORATÓRIO DE FLUIDOS – CENTRO TECNOLÓGICO- UFES

Professor: _____

Aluno: _____

Objetivo:

- a) Observar e entender o princípio de funcionamento de instalações de bombas centrífugas (bancada), componentes principais e suas funções, unidades de medida etc.

Análise Experimental de Curvas de Bombas Centrifugas Radiais.

- b) Identificar e calcular as perdas de carga das linhas de sucção e recalque, altura manométrica da instalação e potência do motor elétrico de acionamento.
- c) Coleta e análise de dados durante o funcionamento do equipamento para geração de curvas características ($H_{man} \times Q$, $NPSH \times Q$, Potência $\times Q$ e $\eta \times Q$).

Metodologia:

Inicialmente, os alunos fazem um croqui esquemático do equipamento, identificando os componentes principais e suas funções, unidades de medida e funcionamento do equipamento (esclarecer possíveis dúvidas com o professor).

Sob orientação do professor, após acionamento do equipamento, coletar dados em tabela abaixo e responder as questões seguintes:

VARIADOR	MOTOR	DADOS DA BOMBA (NB 50/32-26 SCANPUMP)				
ROTAÇÃO (RPM)	POTÊNCIA Eixo(W)	PRESSÃO (KPA)	VAZÃO (m³/h)	Rend.Hid. η (%)	Hman (m)	NPSH (m)
ALTURA DO MANÔMETRO(Y) = NÍVEL DO RESERVATÓRIO(h) =						

TAREFAS:

- 1) Com base em croqui do equipamento identificar e calcular as perdas de carga das linhas de sucção e recalque ?
- 2) Calcular a potência estimada do motor elétrico?
- 3) Com base nos dados coletados, gerar as curvas $H_{man} \times Q$, $NPSH \times Q$, $Potência \times Q$ e $\eta \times Q$.
- 4) Como pode ser usado o medidor do tipo Venturi para determinação da vazão na entrada da bomba? (demonstrar matematicamente).

10.0. BIBLIOGRAFIA :

[1] CARVALHO , DJALMA FRANCISCO, **Instalações Elevatórias – Bombas.**
3ª ed, 1984, ED PUC/MG. GRÁFICA FUMARC

[2] MACINTYRE , ARCHIBALD JOSEPH, **Bombas e Instalações de
Bombeamento.** 2ª ed, 1987, ED Guanabara Koogan S.A.

[3] Site : [www. scanpump . com](http://www.scanpump.com)

[4] Site : [www. varimot .com.br](http://www.varimot.com.br)

ANEXOS