

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DAS CURVAS DE FUNCIONAMENTO DE  
BOMBAS CENTRÍFUGAS

por

Crissiane Alves Ancines

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, dezembro de 2012.



Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DAS CURVAS DE FUNCIONAMENTO DE  
BOMBAS CENTRÍFUGAS

por

Crissiane Alves Ancines

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMOPARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof.Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez

Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Ciências Térmicas**

Orientador: Prof. Sérgio Frey

Co-orientador: Daniel Dall'Onder dos Santos

Comissão de Avaliação:

Prof. Jorge R. S. Zabadal

Prof. Paulo Otto Beyer

Prof. Luiz Alberto Oliveira Rocha

Porto Alegre, 10 de dezembro de 2012.

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus por me dar fé para continuar nessa caminhada e acreditar que posso conquistar meus objetivos.

A minha família que foi a base de tudo para eu me manter firme e determinada a seguir em frente. Meus pais, Tânia e Carlos, que lutaram para me dar uma boa educação, carinho, amor e estudo pensando no melhor para o meu futuro. E tanto para meus pais como para minha irmã, Camile, agradeço pela paciência e compreensão nos momentos difíceis que passei durante a graduação.

Ao meu orientador, *Prof. Dr. Sergio Luiz Frey*, pela Bolsa de Iniciação Científica e ao meu co-orientador e não menos importante, o *Prof. Daniel Dall'Onder dos Santos* na orientação deste trabalho, pela disposição, pelo conhecimento me passado e as vezes pela paciência.

Aos colegas do LAMAC, pelo companheirismo, pelo apoio, pelos momentos divertidos e também pelo conhecimento que foi passado.

Aos meus amigos e amigas de verdade, que também me apoiaram durante essa caminhada com muito companheirismo, carinho e paciência.

Aos demais professores da Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

E as demais pessoas que de alguma forma colaboraram para a conclusão deste curso.

ANCINES, C. A. Determinação experimental e numérica das curvas de funcionamento de bombas centrífuga. 2012. 23 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

## **RESUMO**

A bancada experimental foi projetada a fim de melhorias no levantamento de curvas característica de funcionamento de bombas centrífugas no Laboratório de Mecânica dos Fluidos Aplicada e Computacional (LAMAC), onde a mesma tem diversos fatores que impossibilitam resultados mais precisos, causando incertezas de medição. Na bancada proposta, entre os fatores que causam imprecisão podemos citar o comprimento extenso da tubulação, curvas acentuadas, obstruções ao longo da tubulação, entre outros. Nesse trabalho, além da montagem de uma nova bancada experimental será verificado o comportamento dos resultados obtidos em relação a diferentes parâmetros utilizados para os cálculos de curvas de características de bombas centrífugas.

**PALAVRAS-CHAVE:** bancada experimental, bombas centrífugas, curvas características.

ANCINES, C. A. **Experimental determination and numerical of the curves of centrifugal pump operation. 2012.** 23 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

## **ABSTRACT**

The countertop experimental was assembled in order to improvements the survey of characteristic curves performed in centrifugal pumps that are performed in the laboratory of Fluid Mechanics Computational and Applied (LAMAC) where the existing has many factors that preclude more accurate results causing measurement uncertainty. In the existing countertop, some factors that cause imprecision are the extensive length of piping, sharp curves, obstructions along the pipe, among others. In this work, besides assembly of a new countertop experimental, the behavior will be verified the results obtained in this new countertop for the parameters used for the calculations of characteristic curves of centrifugal pumps.

**KEYWORDS:** countertop experimental, centrifugal pumps, characteristic curves.

## ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO .....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	1
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....	3
3.1 Trabalho específico.....	3
3.2 Vazão.....	4
3.3 Potência.....	4
3.4 Rendimento Total.....	4
3.5 Leis de semelhança para bombas centrífugas.....	5
3.6 Grandezas unitárias e bi-unitárias.....	5
3.7 Curva Característica Teórica da Bomba.....	6
3.8 Curva Característica do Sistema.....	7
3.9 Potência fornecida ao eixo da bomba.....	7
3.10 Cálculo de incerteza de medição.....	7
4. OBJETIVO DO TRABALHO.....	8
5. METODOLOGIA .....	8
6. RESULTADOS .....	10
7. CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	15
Apêndice I.....	16
Apêndice II .....	17
Apêndice III .....	18
Anexo I.....	19

## 1. INTRODUÇÃO

Máquinas de fluxo, também denominadas como máquinas dinâmicas ou turbomáquinas, têm como definição a transformação de energia – sendo necessariamente o trabalho mecânico uma das formas de energia – na qual o meio operante é um fluido, que interage com um elemento rotativo e não se encontra momento algum confinado. O fluido de trabalho, através dos efeitos dinâmicos aos quais é submetido em sua passagem pela máquina, altera seu nível energético. As máquinas de fluxo são compostas por diversos componentes, sendo o rotor e o sistema diretor os principais elementos responsáveis pelos fenômenos de transformação de energia.

As bombas centrífugas, objeto de estudo deste trabalho, são classificadas como máquinas de fluxo geradoras, pois recebem trabalho mecânico e transformam em energia do fluido, onde essa energia aumenta à medida que passa pela máquina. O nome se dá ao fato de ser a força centrífuga responsável pela maior parte da energia que o fluido recebe em sua passagem pela máquina. De acordo com a geometria dos canais formados pelas pás do rotor, são consideradas máquinas de fluxo de reação. Estes canais têm a forma de difusor e aumentam a pressão do fluido que passa através deles. Conforme a trajetória do fluido no rotor, as bombas centrífugas podem ser classificadas como radiais, com o escoamento do fluido em trajetória perpendicular ao eixo motor. Estas bombas são utilizadas nos mais diversos campos, como centrais de vapor, indústria petroquímica, bombeamento de água de poços, saneamento básico, navios, usinas nucleares, instalações de combate a incêndio, entre outros. São constituídas por três partes principais (Fig. 2.1):

- Corpo (carcaça) – envolve o rotor, direciona o fluido em sua passagem pelo equipamento;
- Rotor (impelidor) – contém um disco com palhetas onde o fluido é impulsionado;
- Eixo de acionamento – transmite força motriz para o acionamento do rotor.

O acionamento das bombas centrífugas se dá externamente através de motores elétricos, motores a diesel ou turbinas a vapor. O fluido admitido na sucção entra na cavidade de diâmetro menor escoando na direção do diâmetro externo pelos canais formados pelas palhetas do rotor. O fluido sai do rotor e uma parcela de sua energia cinética é convertida em energia de pressão através de elementos não rotativos. O principal elemento é o difusor, que consiste em um dispositivo que contém uma série de palhetas estáticas que podem ser acompanhadas de um canal de retorno ou de um coletor espiral.

Para introduzir as equações das bombas centrífugas é necessário fazer uma breve revisão de Mecânica dos Fluidos através de três grandezas fundamentais – energia, vazão e potência.

O presente trabalho tem como objetivos principais a determinação experimental da curva característica de funcionamento de uma bomba centrífuga existente no Laboratório de Mecânica dos Fluidos Aplicada e Computacional (LAMAC/UFRGS) e através dos dados obtidos, a construção – através de grandezas adimensionais – das curvas de funcionamento para bombas centrífugas semelhantes.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

De acordo com Macintyre (1997), as turbobombas são caracterizadas por possuírem um órgão dotado de pás rotativas (rotor) que exerce sobre o líquido forças de aceleração, diferentemente das bombas de deslocamento positivo, que exercem sobre o fluido forças de pressão. As forças que surgem nas pás se devem pela ação inercial da massa do fluido, não dependendo da aceleração da gravidade local. As bombas têm como finalidade transportar o fluido de um local de baixa pressão para outro de alta pressão [Pfleiderer (1997)].

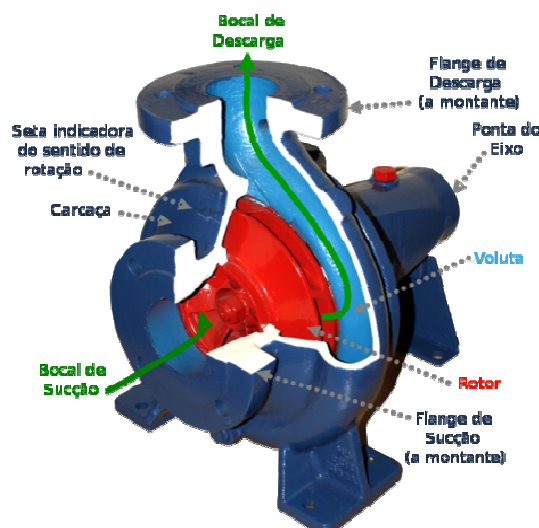


Figura 2.1 – Esquema de uma bomba centrífuga.

A descarga da bomba depende das suas características de funcionamento, como rotação e seu sistema de canalização. Além do rotor, as bombas centrífugas necessitam de um órgão chamado difusor, que tem por finalidade transformar grande parte da energia cinética em energia de pressão.

As curvas características de uma bomba, vistas no Manual de Treinamento para Seleção e Aplicação de Bombas Centrífugas (2003), são representações gráficas que indicam o funcionamento da bomba centrífuga a fim de se conhecer, diante de observações experimentais do fabricante, as alturas manométricas referentes às diferentes vazões as quais a bomba é submetida, estimando-se também a potência consumida e sua eficiência. Essas curvas são construídas experimentalmente através de bancadas como mostrado na Fig. 2.2, de maneira simplificada.

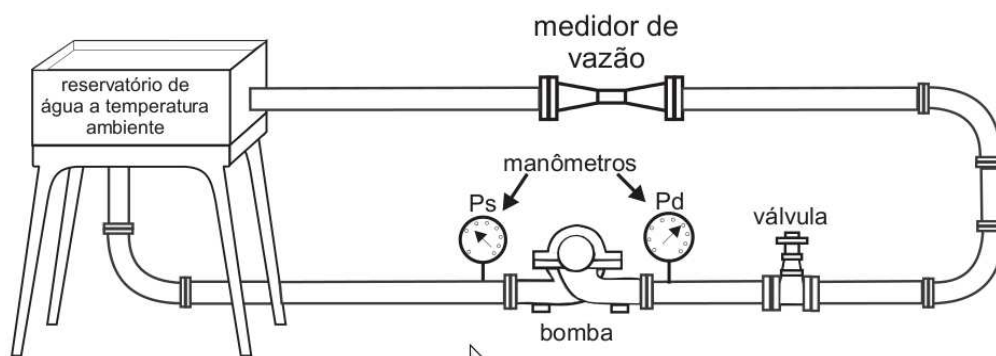


Figura 2.2 – Procedimento experimental para obtenção de curvas características de bombas pelo fabricante.

As curvas características obtidas experimentalmente devem ser semelhantes à apresentada na Fig. 2.3. O sistema onde a bomba está instalada é constituído por diversos elementos como a própria tubulação, válvulas e acessórios, além de mudanças súbitas de direção e de seção. A determinação experimental das perdas de carga associadas a todos estes elementos é de difícil realização. Como será demonstrado no Capítulo 3, pode-se determinar a curva característica do sistema conhecendo-se a vazão e a altura manométrica total para um determinado ponto de operação, obtendo-se uma curva semelhante à apresentada na Fig. 2.4.



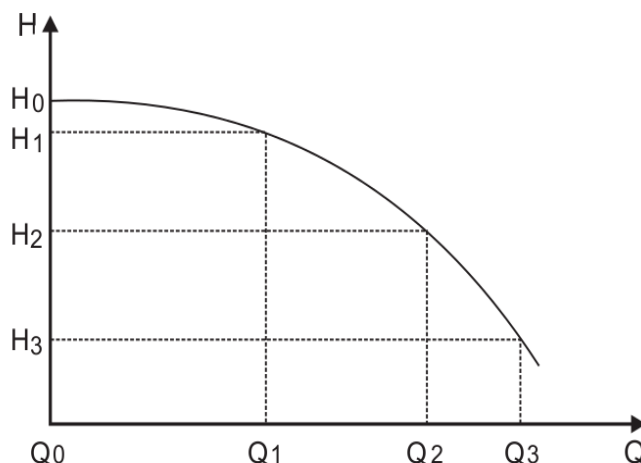


Figura 2.3 – Representação qualitativa da curva característica da bomba.

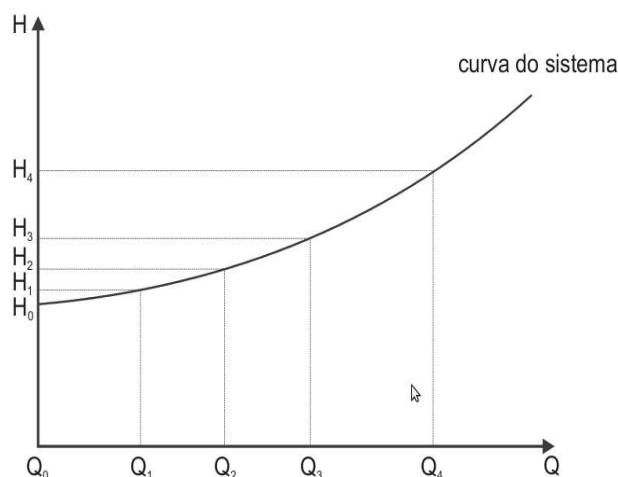


Figura 2.4 – Representação qualitativa da curva característica do sistema.

Os procedimentos experimentais apresentam incertezas inerentes aos métodos de mensuração das grandezas físicas. O estudo destas incertezas dá uma indicação da confiabilidade e qualidade dos dados obtidos. A definição de incerteza de medição é dada por um parâmetro associado com o resultado de uma medição, caracterizando a dispersão dos valores que podem ser atribuídos aos valores mensurados. Essas incertezas provêm dos efeitos aleatórios e da correção imperfeita do resultado para efeitos sistemáticos.

### 3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 3.1. Trabalho Específico

Aplicando essa lei para um volume de controle limitado pelas seções de admissão (índice a) e descarga (índice d) em uma bomba centrífuga com escoamento em regime permanente e considerando o bombeamento como uma transformação adiabática sem atrito (isentrópica), é obtida a energia consumida pela bomba, por kg de fluido recalçado como:

$$W = h_d - h_a + \frac{1}{2} (v_d^2 - v_a^2) + g(z_d - z_a) \quad (3.1)$$

onde  $W$  é o trabalho específico realizado pela máquina em J/kg;  $h$  é a entalpia do fluido em J/kg;  $v$  é a velocidade absoluta da corrente fluida em m/s;  $g$  é a aceleração da gravidade em m/s<sup>2</sup> e  $z$  é a cota de referência de um ponto do escoamento.

Considerando também que  $v = 1/\rho$  (onde  $\rho$  é a massa específica do fluido), o trabalho específico é escrito como:

$$W = \frac{(p_d - p_a)}{\rho} + \frac{1}{2} (v_d^2 - v_a^2) + g(z_d - z_a) \quad (3.2)$$

Associando-se a energia recebida pelo fluido ao passar da máquina em uma altura de coluna de fluido, temos que  $H = W / g$ .

### 3.2. Vazão

Através da equação da continuidade, define-se o fluxo mássico ( $\dot{m}$ ), em kg/s, para regime permanente, dado por:

$$\dot{m} = \rho A v \quad (3.3)$$

onde  $A$  é área de passagem da corrente fluida em m<sup>2</sup> e  $v$  é a velocidade absoluta média da corrente fluida, perpendicular à área de passagem em m/s. Para fluidos incompressíveis, a massa específica pode ser considerada constante, tendo uma relação entre o fluxo mássico e o fluxo volumétrico ou vazão dada por:

$$\dot{m} = \rho Q \quad (3.4)$$

onde  $Q$  é a vazão em m<sup>3</sup>/s.

### 3.3. Potência

Para o cálculo da potência, tendo como base o trabalho específico recebido pelo fluido, emprega-se a seguinte expressão:

$$P = \dot{m}W = \rho QW \quad (3.5)$$

sendo a potência dada em W.

### 3.4. Rendimento Total

O conhecimento da origem e da magnitude das perdas de energia em máquinas de fluxo dá condições para que sejam projetados equipamentos de elevado rendimento. As perdas hidráulicas são as mais importantes em máquinas geradoras [Henn (2006)], sendo caracterizadas pelo atrito do fluido com as paredes dos canais do rotor e do sistema diretor, dissipação de energia pelo choque do fluido com o bordo de ataque das pás e por mudanças súbitas de seção e direção no escoamento. As perdas por fugas ocorrem entre as inevitáveis folgas entre o elemento rotativo e a carcaça da máquina, uma vez que separam regiões de elevado gradiente de pressão. Há ainda as perdas por atrito entre o disco do rotor e o fluido compreendido entre ele e a carcaça da máquina. Estas perdas, somadas àquelas devidas aos mecanismos de transmissão entre o motor e o rotor compõem o rendimento total da máquina, onde, para bombas centrífugas, é dado por

$$\eta_t = \frac{P}{P_e} = \frac{\dot{m}W}{P_e} = \frac{\rho QW}{P_e} \quad (3.6)$$

ou seja, a relação entre a potência que o fluido efetivamente recebe ao passar na máquina e a potência consumida pelo motor de acionamento.

### 3.5. Leis de semelhança para bombas centrífugas

As leis de semelhança mecânica, também conhecidas como teoria dos modelos, abrangem um conjunto de equações que tornam possível comparar o comportamento de uma bomba de grande porte a partir de uma bomba menor, uma alternativa mais econômica do ponto de vista da construção de bancadas experimentais. Para que esta comparação seja possível, modelo e protótipo devem ser geométrica, cinemática e dinamicamente semelhantes.

A semelhança geométrica é a comparação de duas bombas centrífugas com rotores geometricamente semelhantes. Acarreta na proporcionalidade das dimensões lineares, igualdade de ângulos e nenhuma omissão ou adição de partes. A semelhança cinemática correlaciona velocidades e acelerações em pontos correspondentes, que devem ser vetores paralelos com relação constante entre seus módulos. A semelhança dinâmica implica que as forças, para pontos correspondentes no modelo e no protótipo, sejam vetores paralelos e a relação entre seus módulos seja constante.

Entretanto, a semelhança dinâmica não é um requisito facilmente atingido, uma vez que a semelhança geométrica de rugosidade, espessura e folgas nem sempre pode ser alcançada, influenciando no valor do rendimento total. Este fato, denominado de efeito de escala não permite prever com precisão o rendimento do protótipo. Desta forma, são admitidas fórmulas empíricas para a sua correção. Para bombas, de acordo com Henn (2006), a equação para correção é dada por

$$\frac{1 - \eta_{tp}}{1 - \eta_{tm}} = \left( \frac{D_m}{D_p} \right)^{1/4} \left( \frac{H_m}{H_p} \right)^{1/10} \quad (3.7)$$

onde  $\eta_{tp}$  é o rendimento total ótimo do protótipo,  $\eta_{tm}$  é o rendimento total ótimo do modelo,  $D_m$  é o diâmetro característico do rotor do modelo (no caso da bomba centrífuga será usado o diâmetro externo),  $D_p$  é o diâmetro característico do rotor do protótipo,  $H_m$  é a altura de elevação do modelo e  $H_p$  é a altura de elevação do protótipo.

### 3.6. Grandezas unitárias e bi-unitárias

As grandezas unitárias são obtidas pelas leis aproximadas de semelhança, usando como condição as semelhanças geométricas, cinemáticas e rendimentos iguais entre as máquinas semelhantes, excluindo-se as semelhanças dinâmicas.

Variando a velocidade de rotação de uma bomba centrífuga até um valor determinado de  $n'$ , mantém-se uma mesma relação de proporcionalidade entre as velocidades, obtendo-se a escala de velocidades ( $k_C$ ),

$$\frac{u'}{u} = \frac{v_u'}{v_u} = \frac{v_m'}{v_m} = \dots = k_C \quad (3.8)$$

Utilizando-se as equações fundamentais das bombas centrífugas, como a energia entregue ao fluido, vazão e a potência no eixo, aplicando-se o conceito de semelhança

incompleta e com isso, substituindo-se a rotação por  $n'$ , são obtidos os valores de  $W'$ ,  $Q'$  e  $P'_e$  em função apenas da variação da velocidade de rotação – chamadas de leis de variação:

$$\frac{W}{W'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 ; \quad \frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} ; \quad \frac{P_e}{P'_e} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3 \quad (3.9)$$

Restringindo o valor da energia específica entregue ao fluido como um valor unitário ( $W=W_1=1\text{J/kg}$ ) para uma máquina de mesmo diâmetro de rotor ( $D'=D$ ) e operando com a nova rotação de  $n'$ , temos que:

$$n_1 = \frac{n}{W^{1/2}} ; \quad Q_1 = \frac{Q}{W^{1/2}} ; \quad P_{e1} = \frac{P_e}{W^{3/2}} \quad (3.10)$$

onde  $n_1$  é a velocidade de rotação unitária em  $\text{kg}^{1/2}/\text{J}^{1/2}\text{s}$ ,  $Q_1$  é a vazão unitária em  $\text{m}^3\text{kg}^{1/2}/\text{J}^{1/2}\text{s}$  e  $P_{e1}$  é a potência do eixo unitária em  $\text{Wkg}^{3/2}/\text{J}^{3/2}$ .

As grandezas bi-unitárias são obtidas através de um procedimento semelhante, arbitrando-se um diâmetro característico do rotor como  $D_{11}=1\text{m}$  mantendo o salto energético específico constante ( $W_{11}=W_1=1\text{J/kg}$ ). Novamente através da semelhança cinética, mantendo-se o rendimento hidráulico constante entre o modelo e o protótipo, obtendo-se

$$u_1 = u_{11} \therefore \pi D_1 n_1 = \pi D_{11} n_{11} \therefore n_{11} = D_1 n_1 \quad (3.11)$$

onde  $n_{11}$  é a velocidade de rotação bi unitária,  $D_{11}$  é o diâmetro característico do rotor bi-unitário e  $u_{11}$  é a velocidade tangencial do rotor bi-unitária. Combinando as Eqs. (3.10) e (3.11), obtém-se a relação abaixo:

$$n_{11} = \frac{D n}{W^{1/2}} \quad (3.12)$$

Considerando o rendimento volumétrico constante, pode descrever as equações em função da vazão:

$$Q_1 = \eta_V \frac{\pi D_1^2}{4} v_{m1} \text{ e } Q_{11} = \eta_V \frac{\pi D_{11}^2}{4} v_{m11} \therefore \frac{Q_{11}}{Q_1} = \frac{1}{D^2} \quad (3.13)$$

Através das Eqs. (3.12), obtém-se:

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 W^{1/2}} ; \quad P_{e11} = \frac{P_e}{D^2 W^{3/2}} \quad (3.14)$$

onde  $Q$  é a vazão da máquina considerada em  $\text{m}^3/\text{s}$ ,  $Q_{11}$  é a vazão bi unitária em  $\text{m}^{1/2}/\text{s}$ ,  $P_e$  é a potência no eixo da máquina considerada em  $W$  e  $P_{11}$  é a potência bi unitária em  $\text{Wkg}^{3/2}/\text{m}^2\text{J}^{3/2}$ .

### 3.7. Curva Característica Teórica da Bomba

Tem-se, pela equação da continuidade, a vazão constante ao longo do escoamento através da bomba e com isso, as expressões de velocidade em função da vazão são dadas por:

$$v_a = \frac{4Q}{\pi D_a^2} \quad e \quad v_d = \frac{4Q}{\pi D_d^2} \quad (3.15)$$

Estabelecendo um volume de controle na bomba, e utilizando a Eq. 3.2 para o cálculo do salto energético e sabendo que  $W=Hg$ . Substituindo as velocidades pelas Eqs. 3.15 é obtido a relação  $H \times Q$  (m x m<sup>3</sup>/s) para o levantamento da curva característica da bomba em função da vazão,

$$H = \frac{p_d - p_a}{\rho g} + \frac{(4Q/\pi D_d^2)^2 - (4Q/\pi D_a^2)^2}{2g} + (z_d - z_a) \quad (3.16)$$

O valor para a massa específica é invariável e neste experimento é igual a 1.000 kg/m<sup>3</sup> e a gravidade é dada por 9,81 m/s<sup>2</sup>.

### 3.8. Curva característica do sistema

Para a determinação da curva característica do sistema em que a bomba se encontra instalada é estabelecido um volume de controle que inclua a canalização. Também descrita pela relação  $H \times Q$  (m x m<sup>3</sup>/s), tem a função de determinar o ponto de operação da bomba, através da intersecção com a curva de funcionamento do equipamento. Pode-se determinar a curva do sistema através da seguinte expressão

$$H = (z_2 - z_1) + K'Q^2 = H_G + K'Q^2 \quad (3.17)$$

sendo  $K'$  o coeficiente que engloba as características do sistema ou da canalização, expresso em s<sup>2</sup>/m<sup>5</sup> e  $H_G$  o desnível geométrico entre os reservatórios de sucção e descarga, em m – na bancada construída, o valor do desnível geométrico é zero, uma vez que estes reservatórios são o mesmo. Assim, a partir da Eq. (3.17), pode-se determinar, com a prescrição de uma vazão, a altura manométrica a ser vencida pela bomba centrífuga.

### 3.9. Potência fornecida ao eixo da bomba

Os valores para a potência no eixo ( $P_e$ ) podem ser obtidos pela expressão

$$P_e = V I \cos \varphi \eta_{motor} \quad (3.18)$$

onde os valores para voltagem e características do motor foram definidos anteriormente.

### 3.10. Cálculo das incertezas de medição

O presente trabalho envolve medições experimentais, sendo assim necessários cálculos para as incertezas de medição, uma vez que existem erros inerentes aos processos e equipamentos envolvidos. O objetivo destes procedimentos numéricos é aproximar, com determinado grau de confiança, o valor verdadeiro da medição.

Para os cálculos das incertezas de medição, o experimento foi repetido dez vezes, de acordo com o procedimento descrito no Capítulo 5 deste trabalho. Com os valores mensurados, faz-se a média para cada parâmetro medido, dada pela Eq. 3.19,

$$\bar{x} = \frac{\sum x_i}{n} \quad (3.19)$$

e o desvio padrão para pequenas amostras, calculado por

$$s = \left( \frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n - 1} \right)^{1/2} \quad (3.20)$$

A partir dos resultados obtidos, foi calculada a propagação das incertezas combinadas utilizando o valor de confiança de 95,45% (2s). Verificou-se que a variação para a altura manométrica de recalque ficou abaixo de 1% - resultado não significativo para o experimento.

#### 4. OBJETIVO DO TRABALHO

Obter a curva característica de funcionamento da bomba centrífuga existente no LAMAC através das medições executadas na bancada construída; de posse desses resultados, simular, pelas hipóteses de semelhança dimensional, as curvas de funcionamento de outras máquinas submetidas às mesmas condições.

#### 5. METODOLOGIA

Inicialmente foi executada a desmontagem de uma bancada experimental já existente no LAMAC de maneira a proporcionar o aproveitamento do maior número de peças possíveis. A partir da construção da nova bancada, foram feitas medidas experimentais para a determinação das curvas características de funcionamento da máquina.

A bomba centrífuga empregada é da marca Dancor®, modelo CP-4R de 0,5cv - mostrada na Fig. 5.1. O motor elétrico do equipamento possui as seguintes características: marca Weg, fator de potência do motor elétrico de  $\cos\phi=0,72$ ; rendimento do motor ( $\eta_{\text{motor}}$ ) igual a 0,664 e sua tensão elétrica de operação igual a 220V. Maiores detalhes do equipamento encontram-se no Anexo I deste trabalho.

A bancada experimental construída está representada na Fig. 5.2, onde são apresentadas as dimensões da tubulação e a localização dos manômetros de sucção e descarga, válvula de descarga, medidor de vazão e reservatório. A Fig. 5.3 mostra uma visão geral da bancada montada.



Figura 5.1 – Bomba centrífuga Dancor® CP-4R.

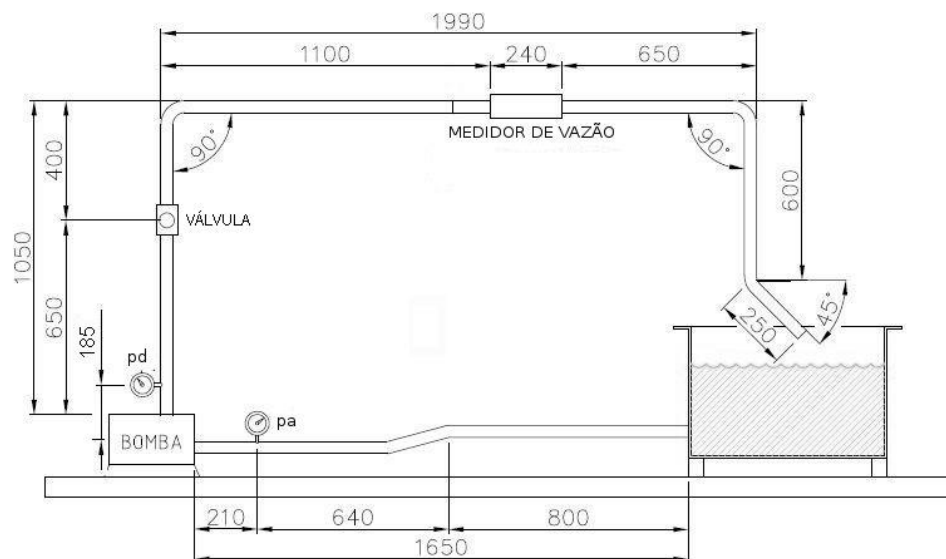


Figura 5.2 – Desenho da bancada experimental.

A perda de carga do sistema é variada através de uma válvula existente após a tomada de pressão na descarga da bomba. As pressões de admissão, lidas em mmHg, e de descarga, lidas em  $\text{kgf/cm}^2$ , foram obtidas pelo vacuômetro e pelo manômetro, respectivamente – mostrados na Fig. 5.4. A vazão, em  $\text{m}^3/\text{h}$ , foi medida por um medidor de vazão Danfoss e a corrente elétrica, em A, por um amperímetro de indução. Para as medições, utilizou-se o seguinte procedimento: com a válvula totalmente aberta, obtiveram-se as primeiras medidas para as pressões, vazão e corrente elétrica; a partir deste ponto, a válvula foi fechada de 0,1 em 0,1  $\text{kgf/cm}^2$ , obtendo-se também para cada um desses pontos a pressão de admissão, vazão e corrente. O penúltimo ponto de funcionamento diz respeito ao limite de leitura do medidor de vazão, de  $3,0 \text{ m}^3/\text{h}$ . O último ponto corresponde à válvula totalmente fechada.

Além destas medidas, determinou-se os diâmetros da tubulação de admissão e descarga – respectivamente 0,05 e 0,037 m – e a diferença de cotas entre as duas tomadas de pressão ( $z_c - z_a$ ), igual a 0,185 m.



Figura 5.3 – Visão geral da bancada experimental.

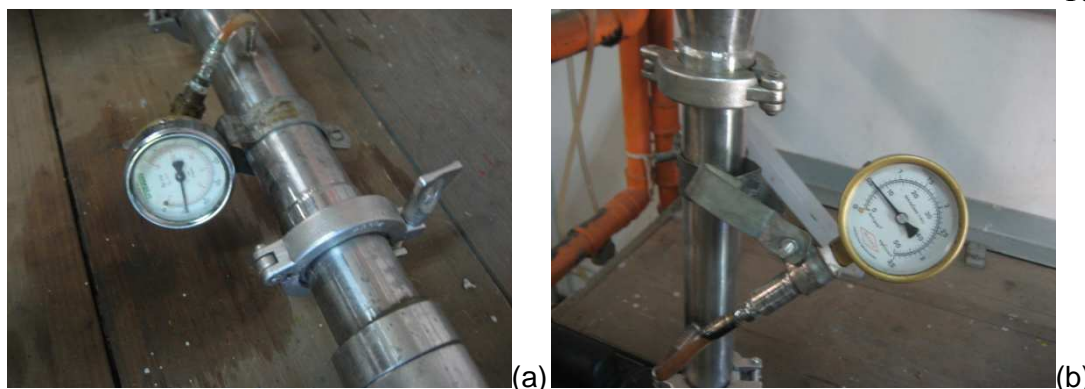


Figura 5.4 – Instrumentos de medição de pressão: (a) Vacuômetro instalado na tubulação de admissão; (b) Manômetro instalado na tubulação de descarga.

## 6. RESULTADOS

Os resultados médios obtidos nas medições estão reunidos na Tabela 6.1, transformados para as unidades do Sistema Internacional – o fator de conversão de  $\text{kgf/cm}^2$  para Pa foi tomado como 98066,52 e de mmHg para Pa como 133,32.

Tabela 6.1 – Valores médios obtidos nas medições.

$p_a$ [Pa]	$p_d$ [Pa]	Vazão [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]	Corrente [A]		$p_a$ [Pa]	$p_d$ [Pa]	Vazão [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]	Corrente [A]
-15998,4	14709,978	0,0021975	2,7		-7265,94	98066,52	0,00147056	2,4
-15065,16	19613,304	0,00215889	2,7		-6466,02	107873,172	0,00136722	2,31
-13731,96	29419,956	0,00208028	2,67		-5799,42	117679,824	0,00126528	2,29
-12798,72	39226,608	0,00200056	2,61		-4866,18	127486,476	0,00117056	2,21
-11865,48	49033,26	0,00191806	2,6		-4066,26	137293,128	0,00105917	2,19
-10998,9	58839,912	0,00182944	2,58		-3466,32	147099,78	0,00093972	2,11
-9932,34	68646,564	0,00174722	2,5		-3066,36	152003,106	0,00086361	2,08
-9132,42	78453,216	0,00166444	2,47		0	220649,67	0	1,6
-8332,5	88259,868	0,00156694	2,4					

De posse dos valores médios para as pressões de admissão e descarga, vazão e corrente elétrica, foram realizados os cálculos para o trabalho específico, dado pela Eq. 3.4; dividindo-se o resultado por  $g$ , obtém-se a altura manométrica de recalque, a partir da qual constrói-se a curva característica da bomba. Estes resultados estão reunidos na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 – Valores do trabalho específico e altura manométrica.

Pontos	W [J/kg]	H [m]		Pontos	W [J/kg]	H [m]
17	33,985	3,464		8	107,802	10,989
16	37,905	3,864		7	116,720	11,898
15	46,277	4,717		6	125,779	12,821
14	55,052	5,612		5	134,582	13,719
13	63,828	6,506		4	143,514	14,629
12	72,667	7,407		3	152,648	15,560
11	81,318	8,289		2	157,110	16,015
10	90,239	9,199		1	222,465	22,677
9	99,151	10,107		---	---	---

As curvas características do sistema foram obtidas através da Eq. 3.17 a partir da determinação do coeficiente  $K'$  para cada ponto de operação. Esses valores são apresentados



no Apêndice I desse trabalho. Os resultados para as curvas características da bomba e do sistema encontram-se representados graficamente na Fig. 6.1. A fim de facilitar a visualização, apenas 9 curvas do sistema estão representadas.

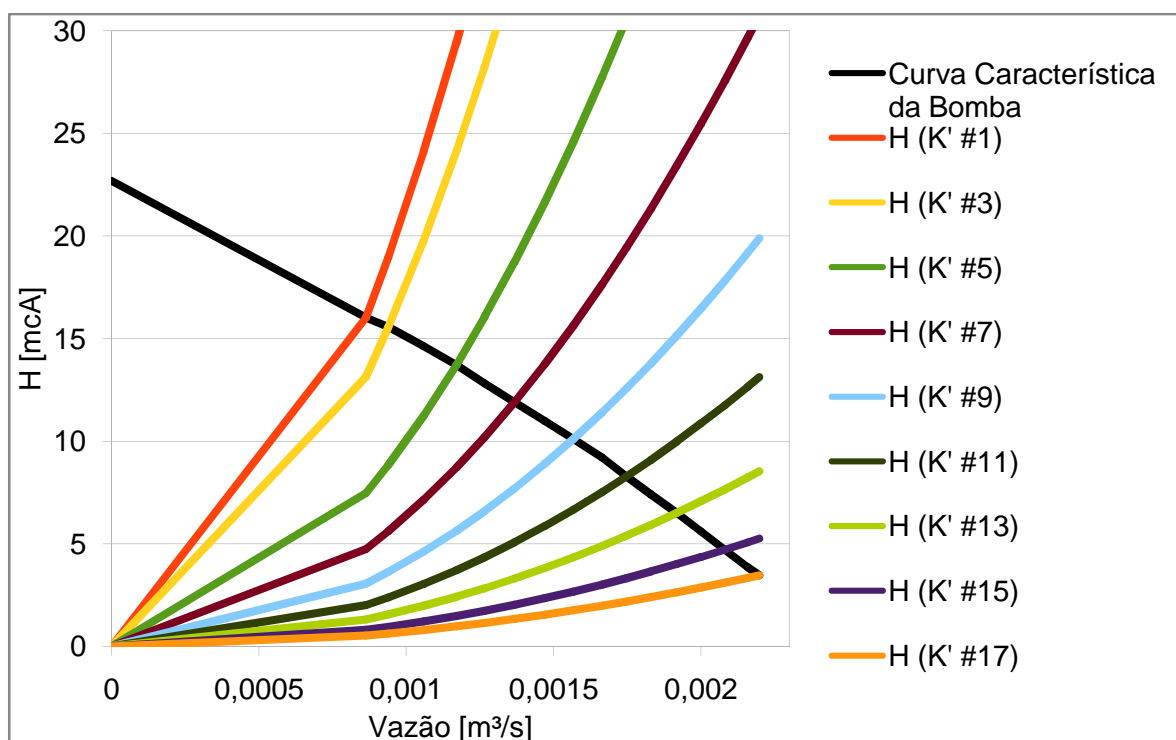


Figura 6.1 – Curvas características da bomba e do sistema.

Com os valores médios calculados na Tabela 6.2, também foram estimados os valores da potência efetivamente transferida ao fluido ou potência hidráulica (Eq. 3.5), potência consumida pela bomba (Eq. 3.18) e o rendimento total (Eq. 3.6). Os resultados são apresentados na Tabela 6.3 e a representação gráfica encontra-se na Fig. 6.2.

Tabela 6.3 – Valor da potência hidráulica, potência no eixo e rendimento total.

Pontos	Potência Hidráulica [W]	Potência no Eixo [W]	Rendimento Total ( $\eta_t$ )	Pontos	Potência Hidráulica [W]	Potência no Eixo [W]	Rendimento Total ( $\eta_t$ )
17	74,683	283,980	0,263	9	155,364	252,426	0,615
16	81,832	283,980	0,288	8	158,529	252,426	0,628
15	96,269	280,824	0,343	7	159,582	242,960	0,657
14	110,135	274,514	0,401	6	159,145	240,857	0,661
13	122,425	273,462	0,448	5	157,536	232,442	0,678
12	132,940	271,358	0,490	4	152,005	230,339	0,660
11	142,081	262,944	0,540	3	143,447	221,925	0,646
10	150,198	259,789	0,578	2	135,682	218,769	0,620

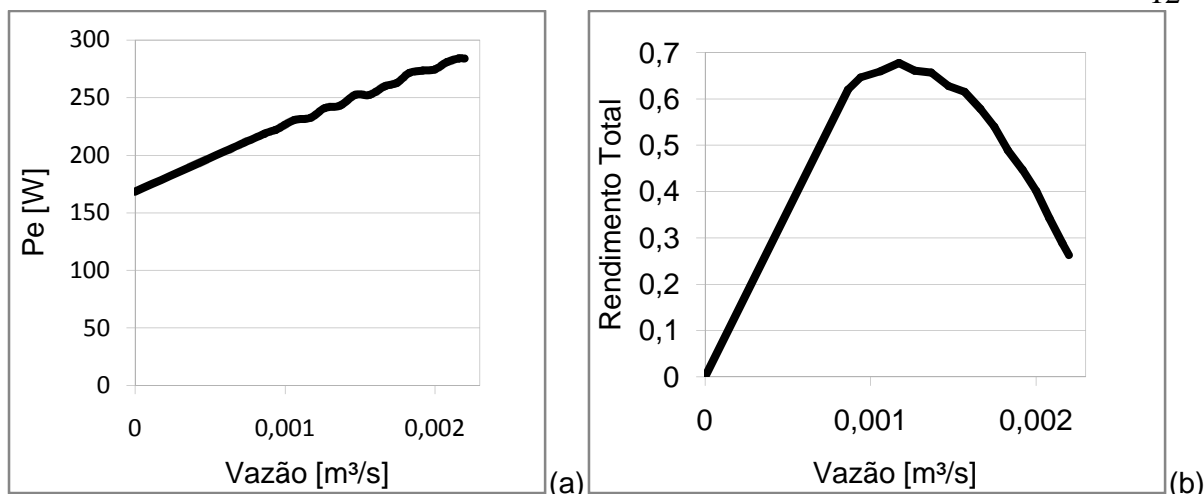


Figura 6.2 – (a) Potência no eixo *versus* vazão; (b) Rendimento total *versus* vazão.

### 6.1. Aplicação das leis de semelhança – variação da velocidade de rotação

A partir das leis de semelhança apresentadas no Capítulo 3, foi simulada a variação da velocidade de rotação ( $n$ ) da bomba em questão para determinação das curvas características de funcionamento resultantes. O cálculo dos novos trabalho específico ( $W'$ ), vazão ( $Q'$ ) e potência do eixo ( $Pe'$ ) foi realizado a partir das Eqs. 3.9, considerando-se que não há variação no rendimento da bomba. As novas curvas foram estimadas para os seguintes valores de rotação ( $n'$ ): 1500, 2000, 2500 e 3000 rpm. A velocidade de rotação real da bomba na bancada experimental é de 3450rpm, conforme consta nas especificações do fabricante - encontradas no Anexo I deste trabalho.

As novas curvas, expressas pela relação  $H \times Q$  ( $m \times m^3/h$ ) e  $Pe \times Q$  ( $W \times m^3/h$ ), para as mesmas variações de rotação, são mostradas na Fig. 6.3 e 6.4, respectivamente. As tabelas utilizadas para o cálculo encontram-se no Apêndice II deste trabalho.

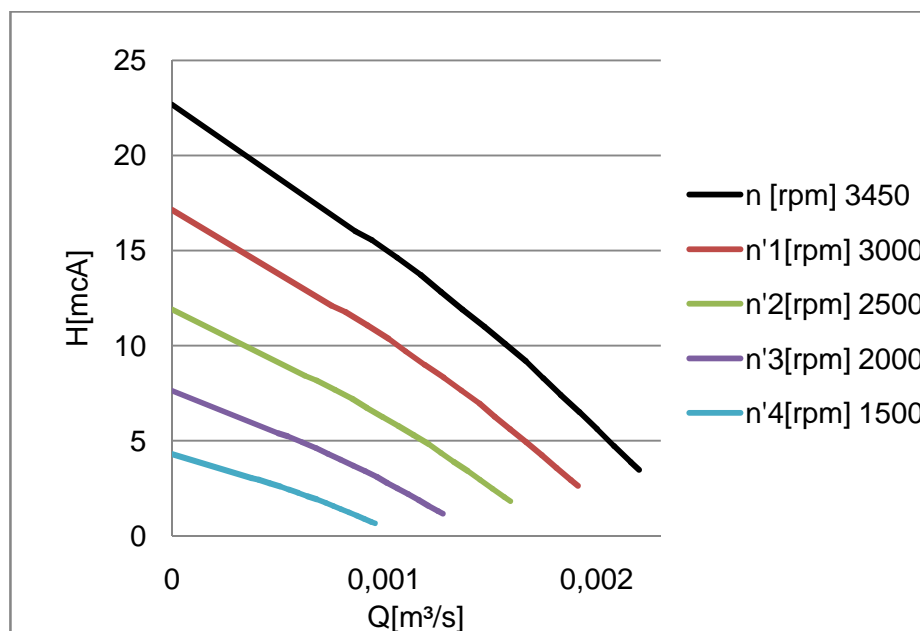


Figura 6.3 – Curvas da altura manométrica em função da vazão para diferentes rotações.

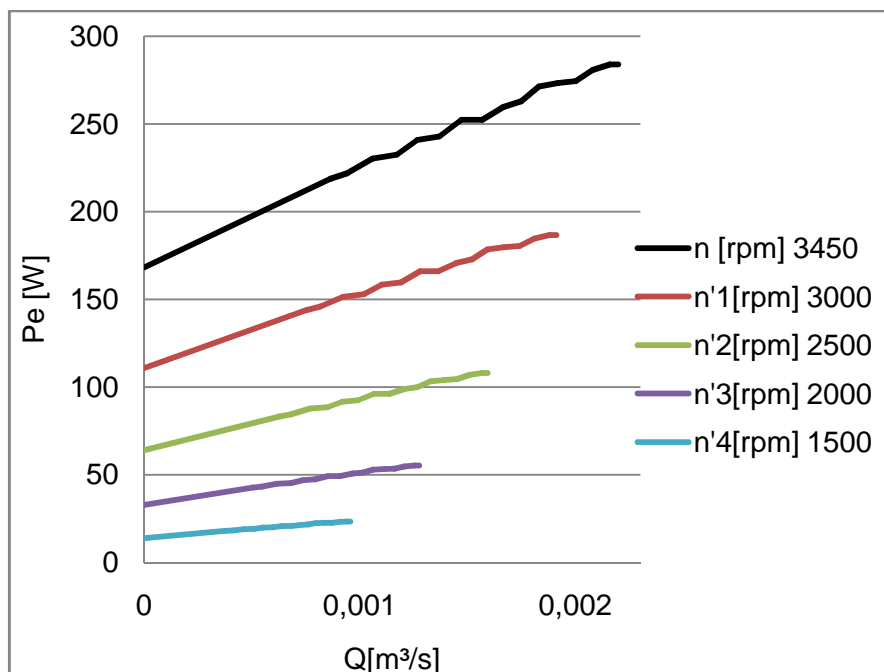


Figura 6.4 – Curvas da potência no eixo em função da vazão para diferentes rotações.

### 6.2. Aplicação das leis de semelhança – variação do diâmetro do rotor

Para a variação do diâmetro do rotor foram utilizados os valores indicados no catálogo do fabricante da bomba centrífuga (Anexo I) – 0,099 e 0,095m. Através das grandezas bi-unitárias apresentadas no Capítulo 3, pode-se obter os resultados para a nova altura manométrica ( $H_m$ ) e nova vazão ( $Q_m$ ), respectivamente calculados pelas expressões das Eq. 3.12 e Eq. 3.14 a. O rendimento total ( $\eta_{tm}$ ) é corrigido pela Eq. 3.7 e assim, a nova potência do eixo é calculada pela Eq. 3.8. As novas curvas obtidas para altura manométrica e potência no eixo estão representadas, respectivamente, nas Fig. 6.5 e 6.6.

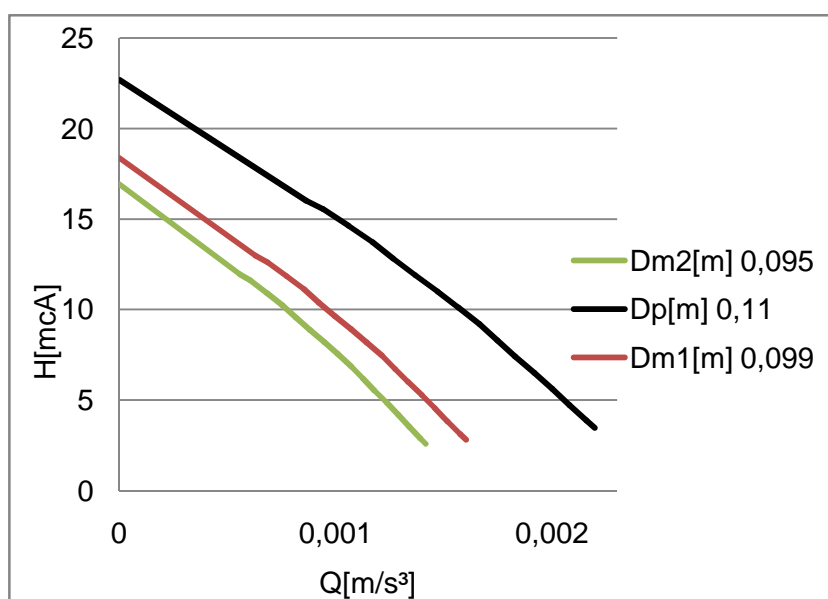


Figura 6.5 – Curvas da altura manométrica em função da vazão para diferentes diâmetros do rotor.

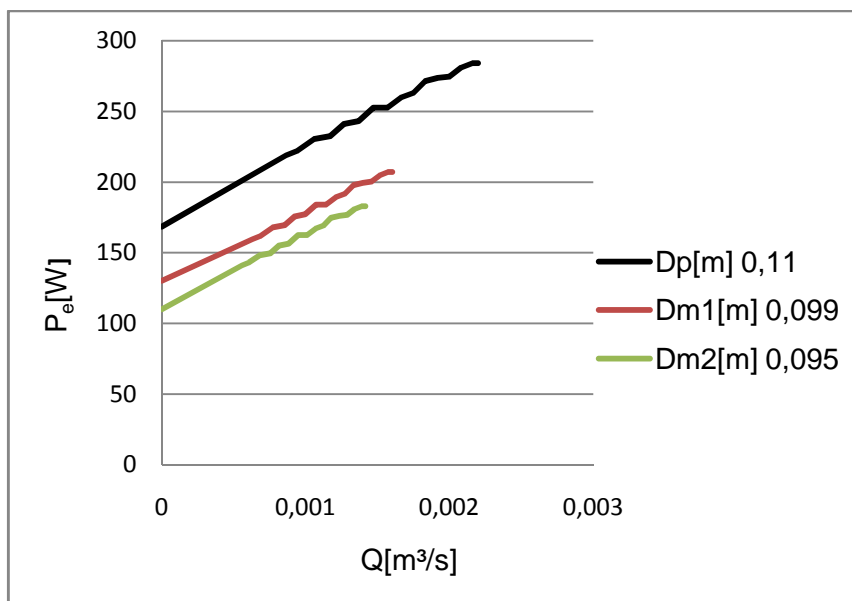


Figura 6.6 – Curvas da potência no eixo em função da vazão para diferentes diâmetros.

## 7. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho foi proposta a montagem de uma bancada para a determinação da curva de funcionamento de uma bomba centrífuga e, a partir dos dados obtidos, foram realizadas simulações do funcionamento de máquinas semelhantes empregando as leis de semelhança.

No Capítulo 3 foi apresentado o equacionamento e a fundamentação teórica para obtenção dos resultados experimentais e numéricos para o problema em questão. No Capítulo 5 foi introduzida a metodologia empregada para a determinação das curvas características experimentais da bomba e do sistema em que ela está inserida, bem como a determinação da potência fornecida ao eixo o rendimento total, parâmetros característicos do funcionamento do equipamento. As incertezas de medição também foram calculadas, uma vez que o presente trabalho envolve dados experimentais mensurados através de aparelhos que não fornecem valores exatos de medição. No Capítulo 6, são apresentados os resultados mensurados conforme a metodologia empregada, e a os simulados através da aplicação das leis de variação e das grandezas unitárias e bi-unitárias, objetivando a extrapolação dos dados para bombas centrífugas semelhantes à estudada.

A curva característica obtida neste trabalho apresentou boa concordância com a curva fornecida pelo fabricante da bomba centrífuga para vazões entre 3 e 4  $\text{m}^3/\text{h}$ . Para vazões maiores, a diferença na altura de recalque, para uma mesma vazão, alcança até 38% – mostrada na Fig. 7.1. Esta diferença pode ter sido causada por perdas associadas ao tempo de uso do equipamento e a falta de uma correta manutenção. A incerteza de medição, citada acima, apresentou valor inferior a 1% para a altura manométrica de recalque, demonstrando pequena influência dos parâmetros mensurados no resultado final. Os dados obtidos através da simulação empregando as leis de semelhança mostraram-se de acordo com os manuais e a literatura correlata.

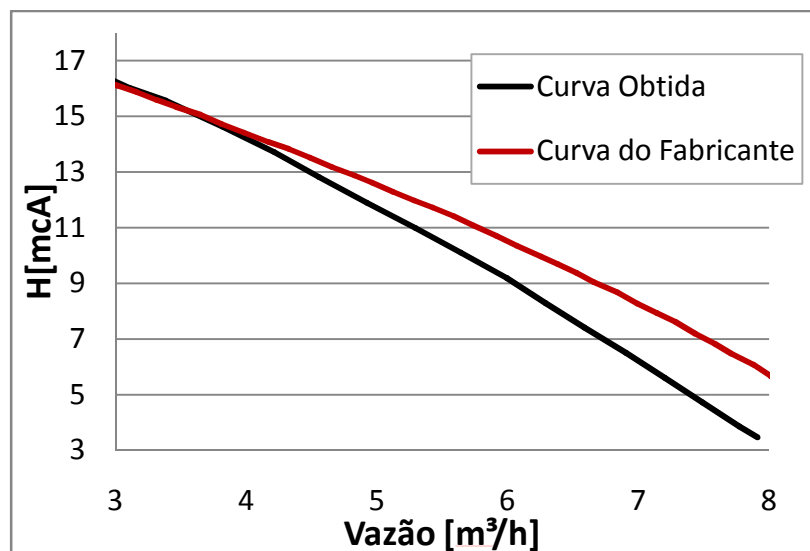


Figura 7.1 – Comparação das curvas característica obtida e fornecida pelo fabricante.

## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

FOX, R. W.; MCDONALD A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 2 ed. Rio de Janeiro, Interciência, 1998.

HENN, E. L. **Máquinas de Fluido**. Santa Maria, UFSM 2001.

KSB, **Manual de Treinamento: Seleção e Aplicação de Bombas Centrífugas**. Centro de Treinamento da KSB, 2003. 229p.

MACINTYRE, A. J. **Bombas e Instalações de Bombeamento**. 2 ed. Rio de Janeiro, LTC 1997.

PFLEIDERER, C.; PETERMANN, H. **Máquinas de Fluxo**. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos, 1979.