



Universidade Federal do Oeste do Pará
Instituto de Engenharia e Geociências
Programa de Ciência e Tecnologia

SARA GAMA DE AGUIAR
WENDELL CÁSSIO BATISTA GOMES

PROJETO DE UMA BANCADA DE ENSAIOS PARA
BOMBAS CENTRÍFUGAS

Santarém

2018

SARA GAMA DE AGUIAR
WENDELL CÁSSIO BATISTA GOMES

**PROJETO DE UMA BANCADA DE ENSAIOS PARA BOMBAS
CENTRÍFUGAS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Bacharelado Interdisciplinar em Ciência e Tecnologia, do Programa de Ciência e Tecnologia, da Universidade Federal do Oeste do Pará, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel.

Orientador: Prof. MSc. Vicente Moreira Rodrigues

Santarém

2018

SARA GAMA DE AGUIAR
WENDELL CÁSSIO BATISTA GOMES

**PROJETO DE UMA BANCADA DE ENSAIOS PARA BOMBAS
CENTRÍFUGAS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Bacharelado Interdisciplinar em Ciência e Tecnologia, do Programa de Ciência e Tecnologia, da Universidade Federal do Oeste do Pará, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel.

Aprovada em 17 de maio de 2018.

Banca Examinadora:

Prof. MSc. Vicente Moreira Rodrigues (Orientador)
Programa de Ciência e Tecnologia – UFOPA

Prof. Dr. Carlos Célio Sousa da Cruz
Programa de Ciência e Tecnologia - UFOPA

Prof. Dr. Nelson de Souza Amorim
Programa de Ciência e Tecnologia - UFOPA

Santarém

2018

AGRADECIMENTOS

Primeiramente aos nossos pais por todo o apoio prestado em todos esses anos de graduação. Ao nosso orientador Prof. MSc. Vicente Moreira Rodrigues, por todos o ensinamentos, apoio e paciência. E a empresa TSA Indústria por disponibilizar a bomba centrífuga para ser estudada.

RESUMO

As bombas fizeram parte da construção do cenário tecnológico que vivemos hoje. Existem inúmeros tipos de bombas, para as mais diversas finalidades, dentre eles as bombas centrífugas se destacam, por se aplicarem a diferentes processos, atendendo à baixas e altas vazões. Os ensaios de bombas em geral, são muito importantes para a caracterização das mesmas, feita a partir do levantamento de suas curvas, que são fundamentais no processo de escolha de uma bomba. Com este trabalho, objetiva-se projetar uma bancada que atenda as necessidades de caracterização de uma bomba centrífuga construída na cidade de Santarém-PA, levantando dados de vazão, potência de acionamento, rendimento e altura manométrica, variáveis essenciais para o levantamento das curvas, além de atender as necessidades de aulas práticas sobre o tema na Universidade Federal do Oeste do Pará. Para a execução do projeto, foi realizada uma caracterização inicial da bomba, um passo fundamental para a escolha dos equipamentos que se adequassem às características da bomba, levando também em consideração que a capacidade dos mesmos fosse suficiente para futuros aprimoramentos da bancada, como o projeto de melhorias da bomba estudada e a construção de bombas mais eficientes. Por fim, utilizou-se o software AutoCAD, onde foi desenhada a bancada com todos os equipamentos e acessórios necessários.

Palavras-chave: Bancada de ensaios. Bomba centrífuga. Curvas características.

ABSTRACT

The pumps were part of the construction of the technological scenario that we live today. There are numerous types of pumps, for the most diverse purposes, among them the centrifugal pumps stand out, as they apply to different processes, attending to the low and high flows. The tests of pumps in general, are very important for the characterization of the same, made from the lifting of their curves, which are fundamental in the process of choosing a pump. This work aims to design a bench that meets the needs of characterization of a centrifugal pump built in the city of Santarém-PA, raising data of flow, drive power, efficiency and manometric height, essential variables for lifting curves, besides attending the needs of practical classes on the subject at the Federal University of the West of Pará (UFOPA). For the execution of the project, an initial characterization of the pump was carried out, a fundamental step for the selection of the equipment that would fit the characteristics of the pump, taking into account that the capacity of the pump was sufficient for future bench improvements, such as the project improvements to the pump studied and the construction of more efficient pumps. Finally, it was used AutoCAD software, where the bench was designed with all the necessary equipment and accessories.

Keywords: Test bench. Centrifugal pump. Characteristic curves.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Esquema de funcionamento de uma bomba centrífuga	14
Figura 2 - Ilustração da curva $H \times Q$	21
Figura 3 - Ilustração da curva $\eta \times Q$	21
Figura 4 - Ilustração da curva $N \times Q$	22
Figura 5 - Ponto de trabalho	23
Figura 6 - Esquema de uma bancada de ensaios	24
Figura 7 - Transferência de calor unidimensional por condução.	27
Figura 8 - Bomba centrífuga- TSA Indústria	31
Figura 9 - Rotor fechado	31
Figura 10 - Rotor em corte	32
Figura 11 - Identificação dos ângulos β_1 e β_2	32
Figura 12 - Traçado das curvaturas das pás do rotor	33
Figura 13 - Vistas do rotor	33
Figura 14 - Diagrama de velocidades	34
Figura 15 - Curva Torque x Velocidade	37
Figura 16 - Sistema de medição de potência	37
Figura 17 - Distribuição de temperaturas	38
Figura 18 - Circuito térmico equivalente	38
Figura 19 - Curva do Sistema	43
Figura 20 - Vistas laterais da bomba	44
Figura 21 - Ilustração de motor com eixo do tipo passante	45
Figura 22 - Ilustração balança	45
Figura 23 - Ilustração do manômetro	46
Figura 24 - Rotâmetro BLI 50000	47
Figura 25 - Válvula Tour Anderson	47
Figura 26 - Tacômetro Minipa	48
Figura 27 - Termômetro TecnoFerramentas	48
Figura 28 - Vista frontal- Sistema de medição de potência	49
Figura 29 - Vistas- Mancais	49
Figura 30 - Vistas- Luvas de acoplamento	50
Figura 31 - Vistas da base	50
Figura 32 - Vistas da flange	51
Figura 33 - Desenho da bancada	51
Figura 34 - Número de Prandtl	58
Figura 35 - Condutividade térmica da água	58

Figura 36 - Coeficiente de expansão da água	59
Figura 37 - Viscosidade da água	59
Figura 38 - Número de Prandtl	60
Figura 39 - Condutividade térmica do ar	60
Figura 40 - Viscosidade para o ar	61
Figura 41 - Esquema de disposição dos equipamentos da bancada	66

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 -	Dados de entrada do rotor	33
Tabela 2 -	Dados de saída do rotor	35
Tabela 3 -	Coeficientes de perda de carga- K	42
Tabela 4 -	Orçamento	57

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
2	JUSTIFICATIVA	12
2.1	OBJETIVOS	12
3	REFERENCIAL TEÓRICO	13
3.1	MÁQUINAS DE FLUXO	13
3.1.1	Bomba centrífuga radial	13
3.1.2	Conceitos envolvidos	14
3.1.2.1	Teoria Elementar das bombas (Equação de Euler)	14
3.1.2.2	Vazão volumétrica (Q)	15
3.1.2.3	Altura manométrica (H)	15
3.1.2.4	Perda de Carga (h_p)	16
3.1.2.5	Rendimento da bomba	19
3.1.2.6	Potências	19
3.1.2.7	Cavitação	19
3.1.3	Curvas características de bombas centrífugas	20
3.1.4	Curva do sistema	22
3.2	BANCADA DE ENSAIO DE BOMBAS	23
3.2.1	Procedimentos de medidas	25
3.2.2	Levantamento de curvas características de bombas	26
3.2.3	Levantamento de curva do sistema	26
3.3	TRANSFERÊNCIA DE CALOR	27
4	METODOLOGIA	30
5	RESULTADOS	31
5.1	MEMORIAL DE CÁLCULO	31
5.1.1	Estimativa das características da bomba	31
5.1.1.1	Dimensões de entrada	33
5.1.1.2	Dimensões de saída	35
5.1.2	Estimativa do motor	36
5.1.3	Sistema de medição de potência - Dinamômetro	36
5.1.4	Reservatório	38
5.1.5	Perda de carga	41
5.1.6	Curva do Sistema	43
5.2	BANCADA	43
5.2.1	Equipamentos e acessórios da bancada	44
5.2.1.1	Bomba	44

5.2.1.2	Motor	44
5.2.1.3	Painel de acionamento da bomba	45
5.2.1.4	Balança	45
5.2.1.5	Manômetro	46
5.2.1.6	Manovacuômetro	46
5.2.1.7	Rotâmetro	46
5.2.1.8	Válvula de controle de vazão	47
5.2.1.9	Tacômetro	47
5.2.1.10	Termômetro	48
5.2.1.11	Dinamômetro	48
5.2.1.12	Reservatório	48
5.2.1.13	Acessórios projetados	49
5.2.1.14	Tubos e conexões	51
5.2.2	Montagem da bancada	51
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	52
	REFERÊNCIAS	54
	APÊNDICE A – Orçamento do projeto	56
	APÊNDICE B – Correlações	58
	APÊNDICE C – Desenhos	62
	APÊNDICE D – Procedimento Experimental	66

1 INTRODUÇÃO

Sabe-se que as bombas são máquinas utilizadas há tempos para realizar o deslocamento de fluidos, de forma a suprir as necessidades do homem, o que resultou em uma grande variedade de bombas, para as mais diversas finalidades. Cada bomba com suas finalidades e particularidades fizeram parte do progresso industrial, assim como da melhoria das condições de vida (MACINTYRE, 1987). Dentre os inúmeros tipos de bombas, destacam-se as bombas centrífugas, por sua ampla gama de finalidades, podendo ser aplicadas à processos de baixas à altas vazões, e para diversos fluidos.

Um dos processos importantes após a fabricação de uma bomba é a realização de ensaios na mesma, onde o fabricante irá, entre outras finalidades, constatar as características de seu produto. Partindo deste ponto, a bancada projetada neste trabalho terá como objetivo inicial o estudo de uma bomba centrífuga, fabricada na cidade de Santarém-PA, pela empresa TSA Indústria, a qual possui poucos dados a respeito do projeto desta bomba. Assim, com a bancada proposta, seria possível caracterizar esta bomba, obtendo os elementos necessários para que sejam traçadas suas curvas. Além de futuras caracterizações de novas bombas.

O projeto de uma bancada de ensaios não se limita apenas a escolha dos equipamentos e acessórios, é necessário conhecer a bomba utilizada e todo o fundamento teórico desta máquina. Assim como, as grandezas envolvidas, como altura manométrica, pressão, potência, entre outros, e métodos de como medi-las de forma correta e precisa.

As bancadas de ensaios são bastante utilizadas por fabricantes, mas também podem ter caráter didático quando utilizadas em laboratórios de universidades. Nesse contexto, o projeto desta bancada, e posteriormente a sua construção, não se limitará apenas ao uso do fabricante, podendo integrar o grupo de equipamentos de um laboratório para o curso de Engenharia Física da Universidade Federal do Oeste do Pará, complementando atividades educacionais ligadas ao estudo de bombas e instalações de bombeamento.

2 JUSTIFICATIVA

Visando a futura construção de uma bancada de ensaios para bombas centrífugas, este trabalho busca dimensionar um sistema adequado para o levantamento de curvas características de bombas centrífugas e curva do sistema, com a obtenção dos dados de vazão da bomba estudada, altura manométrica, potência de acionamento e rendimento.

A bancada atenderá a necessidade inicial de caracterização da bomba centrífuga selecionada para compor o sistema, e integrar o grupo de equipamentos de um laboratório da Universidade Federal do Oeste do Pará.

2.1 OBJETIVOS

Objetivo geral

Projetar uma bancada de ensaios para uma bomba centrífuga.

Objetivos específicos

- Caracterização da bomba centrífuga utilizada;
- Estimar as configurações do motor;
- Dimensionar o sistema de medição de potência;
- Dimensionar o reservatório de forma a evitar cavitação;
- Selecionar os equipamentos e acessórios adequados de acordo com cálculos e as grandezas a serem mensuradas;
- Execução do projeto através de desenho 2D;
- Estimar o preço dos equipamentos e acessórios necessários ao projeto.

3 REFERENCIAL TEÓRICO

3.1 MÁQUINAS DE FLUXO

Uma máquina de fluxo pode ser definida de forma simples como um transformador de energia, onde uma das formas de energia necessariamente é o trabalho mecânico, e o meio operante é um fluido (BRAN; SOUZA, 1969). Tem-se como exemplos de máquinas de fluxo, além das turbinas hidráulicas, ventiladores, turbinas a vapor, etc, as bombas centrífugas (HENN, 2006).

3.1.1 Bomba centrífuga radial

De modo geral, bombas são máquinas geratrizes que realizam o deslocamento de um líquido por escoamento, transformando o trabalho mecânico, de seu funcionamento, em energia cinética ou de pressão (MACINTYRE, 1987). De forma breve, uma bomba como é uma máquina usada para elevar a pressão de um líquido, e movê-lo através de um sistema de tubulação (VOLK, 2013).

Em termos de classificação, podem ser divididas em três categorias: bombas de deslocamento positivo, turbobombas (dinâmicas ou de deslocamento não-positivo) e bombas especiais (MACINTYRE, 1987). Dentro das turbobombas, temos as bombas centrífugas radiais, sendo denominadas também como “centrífuga pura”. Elas são denominadas radiais por conta da trajetória do fluido, que percorre o rotor em trajetória predominantemente radial (perpendicular ao eixo do rotor) (SANTOS, 2007; HENN, 2006).

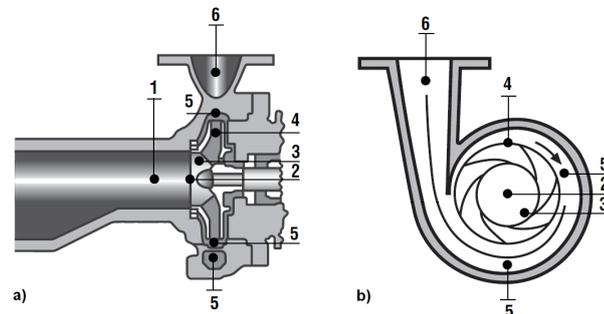
As bombas centrífugas tem como órgãos principais o rotor e difusor. O rotor ou impulsor é formado basicamente por um conjunto de pás, sendo ele quem recebe a energia mecânica transferida pelo motor e cede ao líquido aceleração, fazendo com que este adquira energia cinética. Podendo ser do tipo fechado, aberto ou semiaberto (SANTOS, 2007).

O difusor pode ser de caixa com forma de caracol (figura b1). Este órgão tem como principais funções conter o líquido bombeado e transformar a energia cinética que sai do rotor em energia de pressão (MACINTYRE, 1987).

O funcionamento de uma bomba centrífuga radial pode ser facilmente compreendido através do esquema presente na figura 1, onde temos duas vistas laterais em cortes

de uma bomba centrífuga radial, com difusor em forma de caracol.

Figura 1 – Esquema de funcionamento de uma bomba centrífuga



Fonte: Adaptado de Drummond (2006)

- 1 - Sucção da bomba
- 2 - Centro do rotor
- 3 - Canais das pás
- 4 - Saída do rotor
- 5 - Difusor
- 6 - Recalque da bomba

Inicialmente temos o acoplamento da bomba ao motor, iniciando o movimento do rotor, o líquido então passa pelo bocal de sucção da bomba (1), chegando ao centro do rotor (2), onde ele irá percorrer os canais formados pelas pás (3), ganhando aceleração centrífuga, seguindo para saída do rotor (4), preenchendo o difusor (5), para então o fluido sair da bomba através do recalque (6) (DRUMMOND, 2006).

3.1.2 Conceitos envolvidos

3.1.2.1 Teoria Elementar das bombas (Equação de Euler)

Para as turbobombas, a equação de Euler assume uma forma simplificada, podendo ser escrita da seguinte forma:

$$H_e = \frac{1}{g}(V_{t2} \cdot u_2 - V_{t1} \cdot u_1) \quad (1)$$

Onde:

H_e : é a quantidade de energia cedida a 1 kg de fluido que atravessa uma bomba ideal [m];

g : aceleração gravitacional [m/s^2];

u_1 : a velocidade tangencial de um ponto situado na entrada do rotor [m/s];

u_2 : a velocidade tangencial de um ponto situado na saída do rotor [m/s];

V_{t1} : a projeção do vetor V_1 sobre a velocidade da pá u_1 , à entrada do rotor [m/s];

V_{t2} : a projeção do vetor V_2 sobre a velocidade da pá u_2 , à saída do rotor [m/s].

3.1.2.2 Vazão volumétrica (Q)

A taxa de vazão de uma bomba é a quantidade em volume de fluido escoado por unidade de tempo, normalmente medida em metros cúbicos por hora (m^3/h) ou galões por minuto (gpm). Mudando de acordo com os tipos de operação durante o processo, e fatores como as características do líquido, tamanho das seções de entrada e saída da bomba, do impulsor, da velocidade de rotação, tamanho da área entre as palhetas, além das condições de pressão e temperatura (INSTITUTE, 2008).

3.1.2.3 Altura manométrica (H)

A altura manométrica representa a quantidade de energia que deve ser absorvida por um quilograma de fluido para que vença o desnível existente na instalação, ou seja, energia que a bomba deverá transmitir ao líquido para transportar uma vazão (Q), portanto, (H) deve vencer o desnível geométrico, as perdas de carga e a diferença de pressões nos reservatórios (CARVALHO, 1999).

A altura manométrica (H) é um parâmetro fundamental de saída para qualquer turbomáquina, e pode ser obtida através da equação da energia entre a entrada e a saída da bomba.

$$h_{ent} + h_b = h_{sai} \quad (2)$$

Onde a partir da equação de energia para escoamentos incompressíveis, em termos de carga hidráulica, obtemos:

$$\left(\frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + z\right)_{ent} = \left(\frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + z\right)_{sai} + h_p - h_b \quad (3)$$

Em regime permanente, a bomba tem aumento de altura manométrica do escoamento de Bernoulli, entre os pontos de entrada e saída e essa variação é representada por H (WHITE, 2004):

$$H = \left(\frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + z\right)_2 - \left(\frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + z\right)_1 = h_b - h_p \quad (4)$$

Onde:

H : A altura manométrica líquida [m];

z : é a altura do ponto em relação ao PHR (Plano Horizontal de Referência) [m];

p : é a pressão do fluido no ponto [Pa = N/m²];

γ : é o peso específico do fluido [N/m³];

v : é a velocidade do fluido no ponto [m/s];

g : é a aceleração da gravidade [m/s²];

h_p : perda de carga [m];

h_b : é a altura de manométrica fornecida pela bomba [m].

3.1.2.4 Perda de Carga (h_p)

Perda de carga é a resistência fornecida por tubulações e acessórios ao escoamento do fluido, podendo ser contínua nos trechos retos e canalizações, ou localizada nos acessórios. As perdas podem ser influenciadas por fatores como, a própria natureza do fluido, a composição do material das tubulações e acessórios, diâmetro e comprimento da tubulação e por fim a natureza do escoamento (CARVALHO, 1999).

a) Perda de carga contínua (h_{pd})

A perda de carga entre dois pontos é dada através da equação 5, válida para qualquer líquido, onde perda de carga (h_{pd}) é proporcional a L/d . O adimensional f é chamado de coeficiente de atrito de Darcy, que por sua vez depende da altura da rugosidade da parede (ε), sendo de grande importância nos escoamentos do tipo turbulento em tubos. Adiciona-se o efeito do “formato do duto” para mostrar que dutos de seção quadrada, triangular ou de outro formato não circular apresentam um fator de atrito bem diferentes

de tubulações circulares. (WHITE, 2004)

$$h_{pd} = f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad \text{em que } f = f(Re, \frac{\varepsilon}{d}, \text{formato do tubo}) \quad (5)$$

Onde:

h_{pd} : perda de carga, em m

L : comprimento do tubo, em m

d : diâmetro da tubulação, em m

f : coeficiente de atrito

g : aceleração da gravidade, m/s^2

V : velocidade média de escoamento, em m/s

Esta velocidade média (V), segundo a equação de continuidade aplicada em tubulações circulares, é dada por:

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2} \quad (6)$$

Sendo:

Q : vazão, em m^3/s

d : diâmetro da tubulação, em m

V : Velocidade média de escoamento, em m/s

Para a determinação do coeficiente de atrito f , deve-se considerar os tipos de escoamento, assim para:

- Escoamento laminar ($Re < 2000$)

O coeficiente pode ser obtido diretamente por:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (7)$$

onde:

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (8)$$

Em (8):

V : velocidade média, em m/s

D : diâmetro do tubo, em m

ν : viscosidade cinemática do fluido, em m^2/s

- Escoamento Turbulento ($Re > 4000$)

Em escoamentos turbulentos, o coeficiente de atrito além do escoamento depende da rugosidade relativa da tubulação, tendo em mãos esses valores, o coeficiente de atrito é dado através do diagrama de Moody, ou pela equação equação de Colebrook (9) (CARVALHO, 1999).

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon/d}{3,7} + \frac{2,51}{Re f^{1/2}} \right) \quad (9)$$

Conhecidos os valores de f, L, D, V e g a expressão 5, obtendo o valor de perda de carga contínua.

b) Perda de carga localizada (h_{pl})

Em qualquer sistema de tubulações, além da perda de carga ao longo da tubulação, calculadas pelo comprimento dos tubos, perdas localizadas atribuídas a conexões (curvas, cotovelos, tês e outros acessórios), válvulas, entradas e saídas de tubos, expansões, também contribuem para a perda de carga por aumentarem o atrito podendo ser significativas, e causar queda de pressão maior que um tubo longo (WHITE, 2004).

A perda de carga localizada é calculada pela equação 10.

$$h_{pl} = K \frac{V^2}{2g} \quad (10)$$

Onde:

h_{pl} : perda de carga no acessório, em m

V : velocidade média de escoamento em, m/s

K : Coeficiente de perda localizada (característica do acessório)

g : aceleração da gravidade, em m/s^2 .

Em um sistema pode se constatar muitas perdas de cargas localizadas. Todas estão correlacionas a $V^2/2g$, estas podem ser somadas em uma única perda total, caso a tubulação tenha o mesmo diâmetro (WHITE, 2004).

$$\Delta h_p = h_{pd} + \sum h_{pl} = \frac{V^2}{2g} \left(\frac{fL}{d} + \sum K \right) \quad (11)$$

3.1.2.5 Rendimento da bomba

O rendimento de uma bomba é a relação entre a potência hidráulica (N_b) e a potência necessária para o acionamento da bomba (N), como mostrado na equação 12.

$$\eta_b = \frac{N_b}{N} \quad (12)$$

3.1.2.6 Potências

a) Potência Hidráulica

É a potência entregue pela bomba ao fluido, e pode ser calculada pelo produto da altura manométrica (H) pelo peso específico do fluido (γ) e vazão do fluido (Q), como mostrado na equação 13

$$N_b = \gamma \cdot Q \cdot H \quad (13)$$

b) Potência de acionamento

É a potência que o motor fornece ao eixo da bomba, conhecida também como BHP-*Brake Horse Power*, pode ser medida com auxílio de um freio dinamométrico aplicando a equação 14 ou caso conhecido eficiência calculada a partir da equação 15 (MACINTYRE, 1987).

$$N = 2\pi \cdot n \cdot (F \cdot b) \quad (14)$$

$$N = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{\eta_b} \quad (15)$$

3.1.2.7 Cavitação

"É a vaporização do fluido que acontece quando a pressão de um escoamento diminui, por qualquer motivo, e alcança a pressão de vapor, correspondente a sua temperatura"(SANTOS, 2007, p. 150).

Durante a operação de uma bomba, há uma redução de pressões, provenientes da própria natureza de escoamento do fluido. Assim, se a pressão absoluta baixar a ponto de

atingir a pressão de vapor do líquido na temperatura atual, dá-se início a um processo de vaporização do líquido abrigado dentro de pequenas bolhas, bolsas ou cavidades que são formadas. Posteriormente, as bolhas seguem com grande velocidade a corrente formada pelo movimento do rotor, atingindo zonas de elevada pressão, onde ocorre a condensação, retornando ao estado líquido (MACINTYRE, 1987). Com a condensação, o fluido se choca contra o interior da carcaça, podendo acarretar na desagregação do material, além de fortes ruídos e vibrações. A cavitação causa uma redução significativa da vazão e da altura manométrica, por conta do grande aumento das perdas (BRAN; SOUZA, 1969).

Um líquido pode atingir a pressão de vapor em condições como, temperatura constante e redução da pressão, pressão constante e aumento da temperatura, ou com a alteração de ambas simultaneamente (DRUMMOND, 2006). Ressalta-se ainda, que este fenômeno não ocorre apenas em bombas, podendo acontecer durante a passagem do fluido por medidores de vazão, válvulas, etc (SANTOS, 2007).

3.1.3 Curvas características de bombas centrífugas

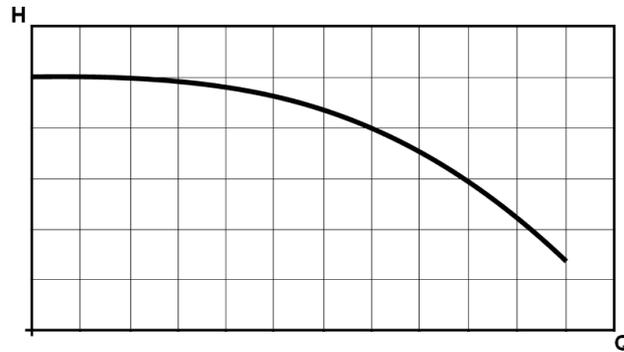
Durante a execução do projeto de uma bomba, um dos objetivos principais é determinar o recalque de determinada vazão em uma altura manométrica específica, visando obter o máximo de rendimento possível. Porém, algumas vezes este equipamento pode ser submetido a condições de funcionamento diversas, como recalcar vazões maiores ou menores que aquelas para a qual foi projetado, afetando outras grandezas como a altura manométrica, potência de acionamento necessária e o seu rendimento (CARVALHO, 1999).

Assim, observa-se que cada bomba possui um campo de aplicação, no que diz respeito as grandezas que interferem no seu funcionamento, tornando de grande importância a delimitação do seu campo de uso. Partindo desse ponto, o levantamento das curvas características das bombas, são passos importantes para o processo de delimitação do campo de aplicação das bombas. Estas curvas são experimentações realizadas pelo próprio fabricante, e apresentam o comportamento de uma bomba, mostrando o relacionamento de interdependência existente entre as grandezas envolvidas em seu funcionamento (CARVALHO, 1999). As seguintes curvas características são consideradas as mais usuais: altura manométrica \times vazão, rendimento \times vazão e potência absorvida \times vazão.

- a) Curva de altura manométrica (H) \times vazão (Q)

Esta curva demonstra a relação existente entre a carga ou altura manométrica (H) e vazão (Q). Partindo dessa relação, os catálogos de fabricantes disponibilizam as curvas das bombas que irão atender às necessidades de sistemas (ELETROBRÁS, 2009).

Figura 2 – Ilustração da curva $H \times Q$

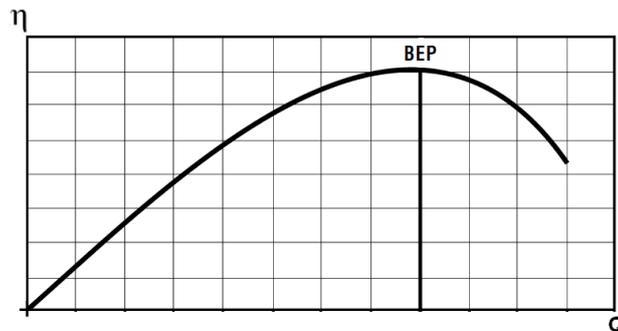


Fonte: Adaptado de Drummond (2006)

b) Curva de rendimento (η) \times vazão (Q)

O aspecto físico desta curva depende do tipo de rotor da bomba, para bombas com rotor do tipo radial uma ilustração de curva é apresentada na figura 3.

Figura 3 – Ilustração da curva $\eta \times Q$



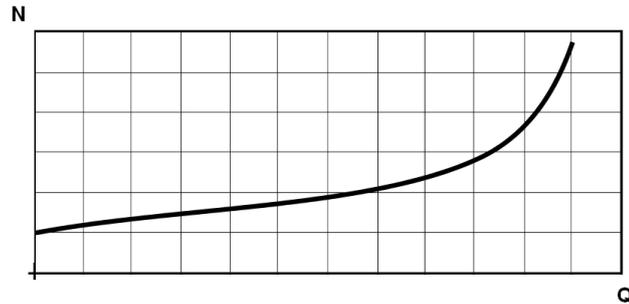
Fonte: Adaptado de Drummond (2006)

O rendimento cresce junto com a vazão até um determinado ponto, atinge seu valor máximo, até começar a cair. O valor máximo de rendimento é conhecido por BEP (*best efficiency point*), em português ponto de máxima eficiência da bomba. Ou seja, a vazão do BEP é a vazão para a qual a bomba foi projetada. Quando a bomba trabalha no seu ponto de máximo rendimento, o líquido entra no rotor com o ângulo mais favorável em relação às pás, quase sem choques, assim a bomba apresenta menor vibração (DRUMMOND, 2006).

c) Curva de potência de acionamento (N) \times vazão (Q)

Assim como a curva anterior, esta curva é de grande importância, e seu aspecto físico também depende do tipo de rotor da bomba (CARVALHO, 1999). O líquido que será bombeado irá influenciar diretamente nessa curva, pois a potência é diretamente proporcional ao peso específico (densidade) do fluido (DRUMMOND, 2006). Na figura 4, temos a sua representação para rotor radial.

Figura 4 – Ilustração da curva $N \times Q$



Fonte: Adaptado de Drummond (2006)

A análise do aspecto das curvas $\eta \times Q$ e $P \times Q$, podem ser tiradas algumas conclusões sobre o comportamento das bombas centrífugas e sobre o melhor modo de operá-las, como listadas abaixo (CARVALHO, 1999):

- Quando a curva de $\eta \times Q$ assume um aspecto achatado, pode indicar que a bomba é mais apropriada para trabalhar em instalações com necessidade de variação de vazão.
- Com o crescimento da vazão, a potência de acionamento tende a crescer também. Assim, recomenda-se que o acionamento seja feito com o registro de recalque fechado, pois com vazão nula a potência de acionamento será mínima.
- Atentar-se a altura manométrica, pois quando essa altura diminui, a vazão cresce, tornando maior a potência necessária para o acionamento, o que pode resultar em sobrecarga do motor.

3.1.4 Curva do sistema

Sabendo que a bomba deve trabalhar em um ponto específico da curva de $H \times Q$, é necessário também conhecer em qual dos pontos deve ser. Assim, é essencial conhecer o sistema no qual a bomba irá trabalhar de modo que seja possível calcular a curva deste

sistema, que representa todas as energias necessárias a serem vencidas para ir do ponto de sucção até o ponto de descarga, para cada vazão (DRUMMOND, 2006).

Para a determinação desta curva, é necessário fazer um estudo que inclua a tubulação, considerando a diferença de pressão e níveis, as perdas de carga na tubulação em função da vazão. Podendo ser determinada através da equação 16 (SANTOS, 2007).

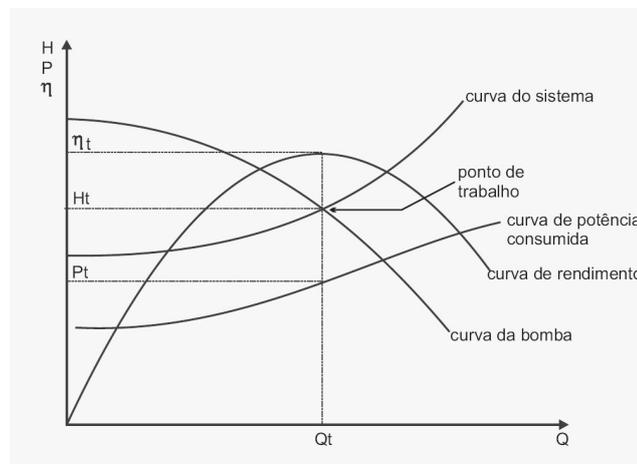
$$H = h_e + K' \cdot Q^2 \quad (16)$$

Onde:

$$K' = \frac{8f}{\pi^2 g} \frac{L}{D^5} \quad (17)$$

A equação 16, rege a curva característica do sistema, onde são atribuídos valores para vazão, tornando possível calcular a altura manométrica correspondente a cada uma delas, ou seja, para uma vazão inicial nula, a altura é representada apenas pela altura estática de elevação (h_e), aumentando a medida que a vazão aumenta (SANTOS, 2007).

Figura 5 – Ponto de trabalho



Fonte: Adaptado de Drummond (2006)

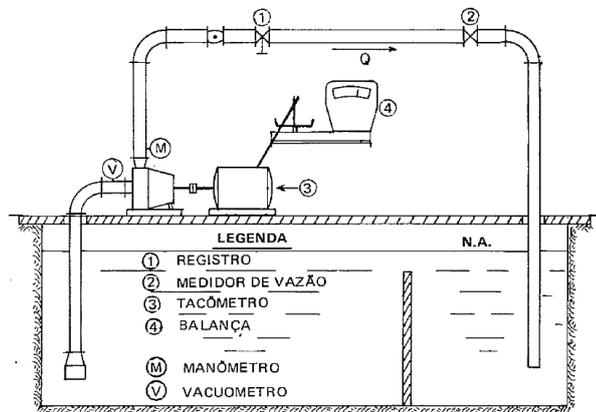
Plotando a curva de $H \times Q$ e a curva do sistema no mesmo gráfico, haverá um ponto que as curvas irão se encontrar, como mostrado na figura 5, conhecido como ponto de trabalho, este sendo o único ponto que satisfará à bomba e o sistema simultaneamente (DRUMMOND, 2006).

3.2 BANCADA DE ENSAIO DE BOMBAS

Uma bancada de ensaios é basicamente uma instalação utilizada para levantar curvas características de bombas, é constituída por um circuito hidráulico fechado, para

reaproveitamento de água. Em geral sua estrutura é semelhante à figura 6. Os equipamentos e instrumentos podem divergir, mas para a realização dos ensaios, a bancada deve ter, no mínimo, a bomba a ser testada, válvula reguladora de vazão, motor, dinamômetro para a medição de potência de acionamento, e aparelhos para medição de vazão, pressão e rotação. Além destes equipamentos, conta também com reservatório, e instrumentação para medição de tensão, corrente, potências ativa e reativa (MACINTYRE, 1987; CARVALHO, 1999).

Figura 6 – Esquema de uma bancada de ensaios



Fonte: Adaptado de Carvalho (1999)

Os ensaios experimentais são necessários para conhecer as condições reais de funcionamento de bombas, pois as equações utilizadas no projeto admitem situações ideais e simplificadas, logo o projeto dará um equipamento ideal, porém as características reais da bomba somente serão conhecidas na prática, através dos ensaios (BRASIL, 2018).

Assim os seis itens abaixo são objetivos para se realizar ensaios em bombas, podendo o ensaio ser feito para atender um ou mais destes itens (MACINTYRE, 1987):

- a) Verificar a veracidade dos valores das grandezas apresentados e garantidos pelo fabricante.
- b) Obtenção dos elementos para o levantamento das curvas características.
- c) Verificar se as condições de operação mecânica da bomba são satisfatórias.
- d) Ensaiar modelos reduzidos para previsão do comportamento da bomba protótipo.
- e) Investigar o funcionamento de bombas de modelo ou detalhes construtivos novos, ou a utilização de materiais para operação sob condições especiais.

- f) Pesquisar e analisar os transientes hidráulicos, NPSH requerido, fenômeno de cavitação, etc.

As bancadas de ensaio são muito utilizadas por fabricantes, no levantamento de dados que compõem seus catálogos, mas também podem ter caráter didático, sendo utilizada em laboratórios de universidades (MACINTYRE, 1987).

3.2.1 Procedimentos de medidas

- a) Potência de acionamento

Uma das formas de medir potência de acionamento é utilizar um dinamômetro. Este equipamento pode ser facilmente construído, para isso utiliza-se um motor com eixo do tipo passante, que terá seus eixos alojados em mancais de rolamento de esfera, de forma colinear com o eixo de rotação da bomba. Assim, a carcaça do motor passa a oscilar em torno do eixo geométrico do conjunto motor bomba. Para complementar o sistema, adapta-se ao motor um braço de comprimento b , com a sua extremidade presa em uma balança. É o braço quem irá transferir o momento de rotação do motor para a balança (MACINTYRE, 1987).

Com a carcaça do motor oscilando, o braço do dinamômetro irá exercer uma força (F) que acionará a balança. Sabe-se que $F = m \cdot a$, assim, a balança dará uma massa, e considerando a aceleração da gravidade, encontra-se essa força F , que ao ser multiplicada pelo comprimento b do braço, dará o valor de torque, como demonstra a equação 18.

$$T = F \cdot b \quad (18)$$

Sabendo o torque no eixo do motor, a potência de acionamento é o produto desse torque com a velocidade angular (ω), de acordo com a equação 19.

$$P = \omega \cdot T \quad \therefore \quad P = 2\pi \cdot n \cdot (F \cdot b) \quad (19)$$

Onde n é a rotação do motor, medida por um tacômetro.

- b) Altura manométrica

A altura manométrica é determinada através da equação 20, onde são aplicadas as leituras das pressões dadas pelo manovacuômetro pelo manômetro, instalados respectivamente na sucção (p_1) e no recalque (p_2) da bomba. Há uma diferença geométrica na altura

manométrica entre os dois pontos de medição, logo é necessário compensar essa diferença. Também aplica-se na equação, a velocidade do líquido que é obtida com a equação 6.

$$H = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2} \cdot \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right) + (z_2 - z_1) \quad (20)$$

Onde Q é a vazão da bomba, D_1 o diâmetro da sucção e D_2 do recalque.

c) Vazão

Quando o equipamento de medição de vazão escolhido é o rotâmetro, este é um processo bem simples, consistindo em regular o fluxo, utilizando a válvula instalada no recalque da bomba, para então ler o valor da vazão diretamente na escala de medida do equipamento.

d) Rendimento da bomba

Como falado anteriormente, o rendimento da bomba é a relação existente entre as potências de acionamento e a hidráulica. Logo, durante o processo experimental aplicam-se os devidos valores na equação 12 para obter o rendimento da bomba.

3.2.2 Levantamento de curvas características de bombas

As curvas características de bombas são levantadas utilizando as bancadas de ensaios, onde são reguladas diferentes vazões, e assim para cada valor de vazão têm-se valores correspondentes de altura manométrica, bem como potência de acionamento e rendimento. Conhecendo esses valores são plotados, com o auxílio de softwares, as respectivas curvas.

3.2.3 Levantamento de curva do sistema

A curva do sistema é formada pela altura de elevação (h_e) mais a perda de carga na tubulação e nos acessórios. A altura de elevação é determinada pelas alturas de sucção e de recalque, enquanto a perda de carga do sistema é proporcional ao quadrado da velocidade (V^2) e, portanto proporcional ao quadrado da vazão (Q^2). Assim, a curva característica do sistema é determinada a partir da equação 16. Em nosso estudo, a altura de sucção e recalque são iguais, assim a altura estática de elevação é nula, neste caso a curva do sistema será obtida apenas em função da perda de carga do sistema como mostra a equação 21.

$$H = K' \cdot Q^2 \quad (21)$$

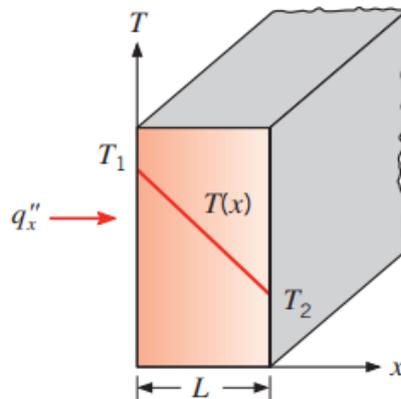
3.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

"É energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperaturas no espaço" (INCROPERA et al., 2008, p. 2), ou seja, sempre que tivermos um ou mais meios que possuam diferença de temperatura, teremos transferência de calor.

a) Condução

É a transferência de calor que ocorre a níveis moleculares e atômicos, a partir da transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas (INCROPERA et al., 2008). A determinação da taxa de condução de calor por um meio depende de fatores como, geometria, espessura, tipo de material e da diferença de temperatura que o meio está exposto (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Figura 7 – Transferência de calor unidimensional por condução.



Fonte: Adaptado de Incropera et al. (2008)

Os processos de transferência de calor podem ser mensurados através de equações, calculando a quantidade de energia transferida por unidade de tempo. Na condução térmica, essa equação é a Lei de Fourier. Assim, para uma parede plana unidimensional (figura 7), com distribuição de temperatura $T(x)$, a equação de taxa é representada da seguinte forma:

$$q_x = -k \frac{dT}{dx} \quad (22)$$

Onde q_x é a taxa de transferência de calor na direção x por unidade de área, perpendicular à direção da transferência, com unidade de medida W/m^2 , sendo proporcional ao gradiente de temperatura $\frac{dT}{dx}$ (INCROPERA et al., 2008). E a constante de proporcionalidade k é a condutividade térmica do material, ou seja, a capacidade do material de conduzir calor (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). E o sinal negativo é resultante da segunda lei da termodinâmica, a qual determina que o calor deve fluir da maior temperatura para a menor (BOHN; KREITH, 2003).

b) Convecção

É a transferência de energia entre uma superfície sólida e um líquido ou gás adjacente em movimento, envolvendo os efeitos combinados de condução e movimento de um fluido. Existem dois tipos de convecção, a chamada forçada, quando o fluido é forçado a fluir sobre a superfície por meios externos, e a chamada natural, quando o movimento do fluido é gerado por forças de flutuação induzidas por diferença de densidade, resultante da variação de temperatura no fluido (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Independente da natureza do processo de transferência de calor por convecção, a taxa de transferência é proporcional as diferenças de temperaturas da superfície e do fluido, sendo expressa abaixo (equação 23) pela lei de Newton do resfriamento (BOHN; KREITH, 2003; ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

$$q_{conv} = h(T_s - T_\infty) \quad (23)$$

Onde q_{conv} é o fluxo de calor por convecção em W/m^2 , T_s e T_∞ são respectivamente, as temperaturas da superfície e do fluido, e h o chamado coeficiente de transferência de calor por convecção, expresso em $W/m^2 \cdot K$ (INCROPERA et al., 2008).

c) Correlações empíricas- Convecção natural em escoamentos externos

Os princípios de conservação que fundamentam as equações de transferência de energia para a convecção forçada também se aplicam à convecção natural, pois os processos de ambas são bastante semelhantes, de forma que na convecção natural, o movimento do fluido é resultado da sua força de empuxo, enquanto na convecção forçada o movimento é imposto por forças externas (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Como primeiro passo de uma análise empírica defini-se o adimensional chamado número de *Grashof* (Gr_L) dado por:

$$Gr_L \equiv \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (24)$$

Este desempenha papel semelhante ao do número de Reynolds na convecção forçada. Assim, as correlações para transferência de calor podem ser escritas da forma $Nu_L = f(Gr_L, Pr)$

As correlações para convecção natural possuem em geral a forma da equação 25, obtida através do número de Nusselt médio \overline{Nu}_L .

$$\overline{Nu}_L = \frac{\overline{h}L}{k} = C Ra_L^n \quad (25)$$

Onde Ra_L é o número de Rayleigh, obtido através da equação 26.

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (26)$$

Estas correlações estão baseadas no comprimento característico da geometria (L) e tipicamente, têm-se $n = 1/4$ para escoamentos laminares e $n = 1/3$ para escoamentos turbulentos, e todas as temperaturas são obtidas a partir da temperatura de filme (equação 27):

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (27)$$

A partir da equação 25, têm-se correlações desenvolvidas para uma placa vertical para as duas formas de escoamento, sendo o laminar ($10^4 \lesssim Ra_L \lesssim 10^9$), $C = 0.59$, $n = 1/4$, e para escoamento turbulento ($10^9 \lesssim Ra_L \lesssim 10^{13}$), $C = 0.10$ e $n = 1/3$. Como mostrado na equação 28, podendo ser aplicada à todo intervalo de Ra_L (INCROPERA et al., 2008).

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (28)$$

4 METODOLOGIA

Na metodologia do projeto, foram executados os seguintes passos para o desenvolvimento do projeto da bancada.

- Inicialmente, realizou-se a pesquisa bibliográfica, para aprofundar os conhecimentos sobre bombas e suas instalações, bancadas de testes, levantamento das curvas características, e demais conceitos envolvidos;
- Caracterização da bomba centrífuga estudada;
- Identificação dos equipamentos e acessórios necessários para a bancada;
- Escolhas dos equipamentos para compor a bancada;
- Execução do projeto, através de desenho 2D no software AutoCAD ®;
- Levantamento de orçamento dos equipamentos e acessórios.

5 RESULTADOS

5.1 MEMORIAL DE CÁLCULO

5.1.1 Estimativa das características da bomba

A bomba centrífuga (figura 8) que irá compor a bancada é uma bomba centrífuga radial com difusor em forma de caracol, e rotor do tipo fechado (figura 9), fabricada pela TSA Indústria, na cidade de Santarém-PA. O fabricante possui poucos dados sobre o projeto e construção da bomba, logo não se conhecem grandezas como, rendimento, potência de acionamento, potência hidráulica, vazão máxima, etc. Com isso, viu-se a necessidade de levantar esses dados, antes da execução do projeto da bancada.

Figura 8 – Bomba centrífuga- TSA Indústria



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 9 – Rotor fechado



Fonte: Elaborado pelo autor.

Ao executar o projeto de construção de uma bomba, a escolha preliminar do tipo de bomba deve levar em consideração a vazão desejada, a altura manométrica, e o número de rotações que essa bomba irá trabalhar por minuto. Assim, o rotor é projetado de forma a fornecer essa vazão (Q) correspondente a uma altura manométrica (H), quando trabalhar dentro rotação n previamente definida (MACINTYRE, 1987). A bomba estudada foi construída sem essas prévias definições, resultando assim em um produto sem especificações.

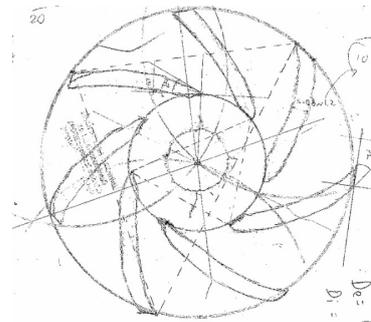
Assim, foi necessário o estudo do rotor, iniciando pela identificação dos ângulos de entrada (β_1) e de saída (β_2) das pás. Para isso, foi utilizado um rotor desmontado apresentado na figura 10, do qual foram tiradas as configurações das pás manualmente, transferindo seu desenho para o papel, chegando ao croqui apresentado na figura 11, e obtendo $\beta_1 = 30^\circ$ e $\beta_2 = 36^\circ$.

Figura 10 – Rotor em corte



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 11 – Identificação dos ângulos β_1 e β_2



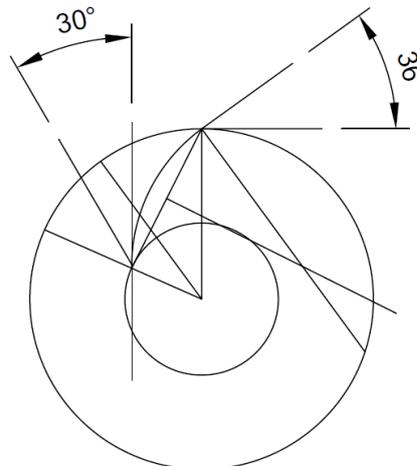
Fonte: Elaborado pelo autor.

Conhecendo estes ângulos, foi feito o traçado de curva das pás no software AutoCAD, utilizando o método de traçado por um ou mais arcos de circunferência, este método é o mais antigo, utilizado principalmente para bombas de perfis lentos a normais. Este processo é muito importante ao se projetar uma bomba, devendo ser executado de forma a evitar o máximo de atrito possível, pois este fator aumenta conforme mais grosseiros forem os alongamentos dos canais entre as pás. Assim, um perfil de pás adequado garante uma aceleração uniforme para o líquido que flui entre os canais (MACINTYRE, 1987).

O método consiste em desenhar os diâmetros de entrada ($d_1 = 58mm$) e saída ($d_2 = 130mm$) do rotor, traçando um ponto de referência no centro de d_2 , o qual será base de todos os outros pontos. Para por fim, traçar o arco que define a curvatura da pá como mostrado na figura 12.

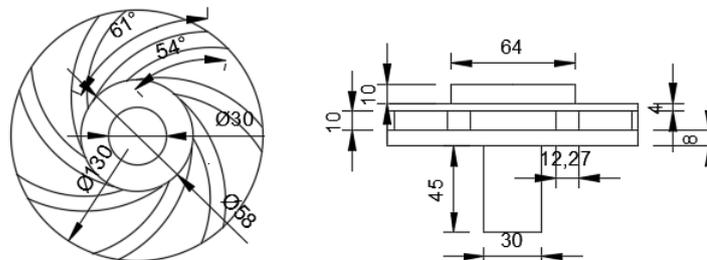
Em seguida foi desenhado o rotor com a configuração das pás. A figura 13 apresenta suas vistas superior em corte e lateral, e suas dimensões em mm.

Figura 12 – Traçado das curvaturas das pás do rotor



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 13 – Vistas do rotor



Fonte: Elaborado pelo autor.

5.1.1.1 Dimensões de entrada

Para definir as características da bomba foram realizadas cotações das dimensões do rotor da bomba estudada, apresentadas na tabela 1.

Tabela 1 – Dados de entrada do rotor

Dimensões de entrada do rotor	Símbolo	Valores	Unidade
Diâmetro da boca de entrada	d_1	0,058	m
Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo	d_n	0,03	m
Diâmetro médio	d_{m1}	0,058	m
Normal à entrada do rotor	α	90	°
Ângulo das pás à entrada do rotor	β_1	30	°

Fonte: Elaborado pelo autor.

Com esses valores torna-se possível obter a vazão teórica da bomba, utilizando as relações presentes no item (a) e (b).

a) Velocidade periférica no bordo de entrada u_1

$$u_1 = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n}{60} \quad (29)$$

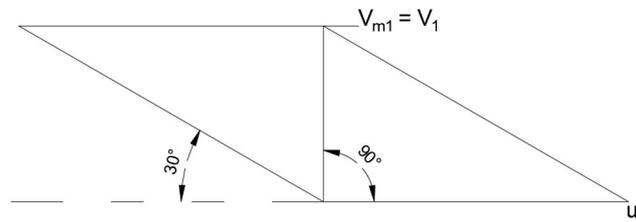
$$u_1 = \frac{\pi \cdot 0,058 \cdot 1750}{60}$$

$$u_1 = 5,314528m/s$$

b) Velocidade meridiana v_{m1}

Com os valores de u_1 e β_1 , foi traçado o diagrama das velocidades (figura 14), obtendo assim a velocidade meridiana a partir da equação 30.

Figura 14 – Diagrama de velocidades



Fonte: Adaptado de MACINTYRE (1987)

$$\tan \beta_1 = \frac{v_{m1}}{u_1} \quad (30)$$

$$v_{m1} = \tan \beta_1 \cdot u_1$$

$$v_{m1} = 3,068343924m/s$$

c) Vazão Q' - Vazão teórica da bomba

$$Q' = \frac{\pi}{4} \cdot (d_1'^2 - d_n^2) \cdot v_1' \quad (31)$$

Considerando: $v_1' = v_{m1}$, temos:

$$Q' = \frac{\pi}{4} \cdot (0,058^2 - 0,03^2) \cdot 3,0683$$

Assim:

$$Q' = 0,0059m^3/s \quad \text{ou} \quad Q' = 21,24m^3/h$$

5.1.1.2 Dimensões de saída

Assim como feito para os valores de entrada, utilizou-se o ângulo β_2 e as dimensões de saída do rotor da bomba (tabela 2), para chegar a altura manométrica da bomba.

Tabela 2 – Dados de saída do rotor

Dimensões de saída do rotor	Símbolo	Valores	Unidade
Diâmetro de saída	d_2	0,13	m
Normal à saída do rotor	α_2	90	°
Ângulo das pás à saída do rotor	β_2	36	°

Fonte: Elaborado pelo autor.

a) Velocidade periférica u_2

$$u_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n}{60} \quad (32)$$

$$u_2 = \frac{\pi \cdot 0,13 \cdot 1750}{60}$$

$$u_2 = 11,9119m/s$$

b) Energia cedida às pás H_e

A energia cedida às pás, foi determinada através da equação 1, que feitas as simplificações necessárias e admitindo: $V_{t1} = V_1 \cos(\alpha)_1$, e sendo $\cos(\alpha)_1 = 0$, têm-se:

$$H_e = \frac{1}{g} \cdot V_{t2} \cdot u_2$$

Utilizou-se as relações do triângulo de velocidades para encontrar V_{t2} :

$$\tan \beta_2 = \frac{V_{r2}}{u_2 - V_{t2}} \implies \cot \beta_2 = \frac{u_2 - V_{t2}}{V_{t2}}$$

Assim temos:

$$V_{t2} = u_2 - (V_{r2} \cdot \cot \beta_2)$$

$$H_e = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q}{2\pi \cdot r_2 \cdot b_2} \cdot \beta_2 \right)$$

$$H_e = \frac{11,9119}{9,81} \left(11,9119 - \frac{0,0059}{2\pi \cdot \left(\frac{0,13}{2}\right) \cdot 0,01} \cdot 36 \right) \quad (33)$$

$$H_e = 12,03417324m$$

5.1.2 Estimativa do motor

Através da equação 34 foi obtido um valor mínimo de potência necessária para o correto funcionamento da bomba.

$$N_{(c.v.)} = \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{75 \cdot \eta} \quad (34)$$

$$N_{(c.v.)} = \frac{1000 \cdot 0,0059 \cdot 12,0342}{75 \cdot 0,5}$$

$$N_{(c.v.)} = 2,0008c.v.$$

Recomenda-se que se arbitre um rendimento total máximo η entre 70 a 75%, porém para o cálculo da potência da bomba estudada foi admitido um rendimento de 50% como uma margem de segurança para abrigar perdas de rendimento não esperadas.

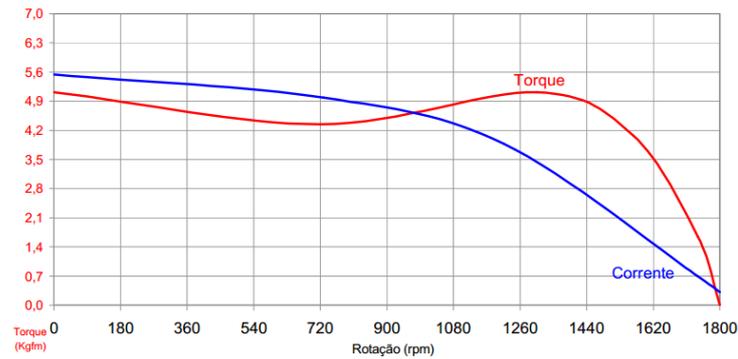
A potência instalada deve considerar os parâmetros comerciais, de forma que se adeque a eles. Assim é recomendável que a potência do motor comercial seja superior à potência de acionamento calculada. Logo, para a potência calculada acima, adicionou-se 50% resultando em 3 c.v.. Admitindo esta folga para evitar que o motor não funcione com sobrecarga.

5.1.3 Sistema de medição de potência - Dinamômetro

A potência de acionamento será medida através de um dinamômetro projetado para o sistema, como explicado no item a) da seção 3.2.1. Neste sistema, o braço será responsável por transferir o momento do motor para a balança.

Para cálculo do comprimento do braço foi levado em consideração o torque máximo do motor escolhido, aproximadamente $5,3kgfm$, apresentado na figura 15, e a força máxima que a balança receberá. Como a balança possui uma precisão melhor na faixa de $0 \sim 10kg$, foi definido que ela trabalharia dentro dessa faixa, logo a força máxima exercida pelo braço na balança será de $F = 10kgf$.

Figura 15 – Curva Torque x Velocidade

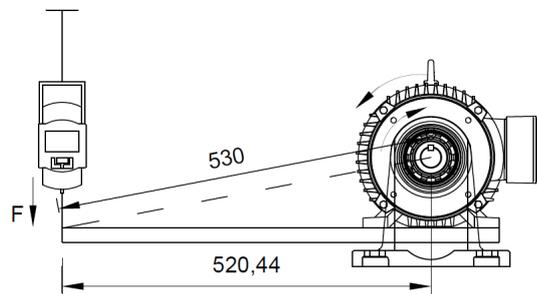


Fonte: Motores (2010).

Assim, aplicou-se na equação 18, os valores de torque máximo e a força máxima aplicada na balança, obtendo o comprimento do braço $b = 0,53m$ que irá compor o sistema de medição de potência.

$$b = \frac{5,3kgfm}{10kgf} = 0,53m$$

Figura 16 – Sistema de medição de potência



Fonte: Elaborado pelo autor.

A figura 16 apresenta um desenho prévio do sistema, onde o braço terá um comprimento real $b' = 0,5204m$, pois o mesmo será acoplado na parte inferior da carcaça do motor e não no eixo, de forma a simplificar o sistema. Com a carcaça oscilando em sentido contrário ao giro do motor, o braço irá transmitir uma força que acionará a balança, e com o produto da massa exibida pela balança em kg e a aceleração da gravidade obtêm-se o valor de F .

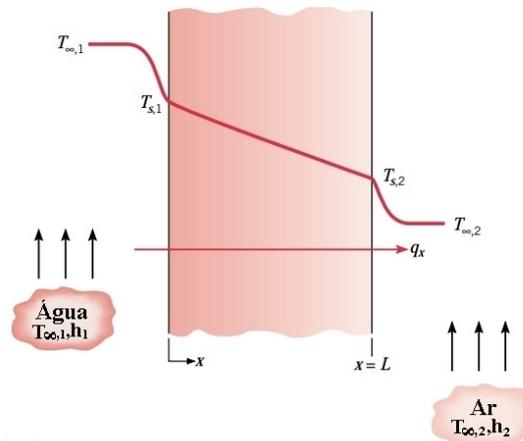
Logo, a potência de acionamento pode ser obtida através da equação 14, onde n é o número de rotações do motor, medido com um tacômetro.

5.1.4 Reservatório

Foi feito um estudo para estimar o volume de água que o reservatório deverá comportar, para isso foi realizada uma análise de transferência de calor dos fluidos envolvidos. Com o correto dimensionamento do reservatório, e conhecendo os processos de transferência de calor que ocorrerão, sabe-se que a água terá tempo de ser resfriada à temperatura ambiente, evitando assim possível cavitação no sistema.

Para a análise, foi considerado um modelo aproximado da situação real do projeto, onde adotou-se o estudo para uma parede plana de polietileno com coeficiente de condutividade térmica $K = 0,52W/m \cdot K$, e espessura $e = 1mm$, separada por água e ar, como mostra a figura 17. Considerando o gradiente de temperatura entre os fluidos, a transferência de calor ocorre: por convecção da água $T_{\infty,1}$ para a superfície $T_{s,1}$ da parede, condução na parede, e convecção novamente do ar $T_{\infty,2}$ para a superfície $T_{s,2}$.

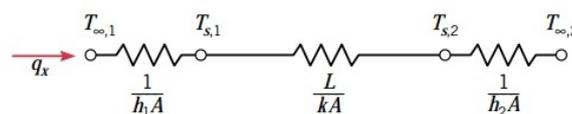
Figura 17 – Distribuição de temperaturas



Fonte: Incropera et al. (2008)

Para esse estudo, deve-se levar em consideração a resistência térmica que está associada à transferência de calor, fazendo analogia com a condução de eletricidade. Para isso foi adaptado o circuito térmico equivalente da figura 18.

Figura 18 – Circuito térmico equivalente



Fonte: Adaptado de Incropera et al. (2008)

Sendo as resistências térmicas de condução e convecção dadas nas equações 35 e 36, respectivamente.

$$R_{t,cond} = \frac{L}{kA} \quad (35)$$

$$R_{t,conv} = \frac{1}{hA} \quad (36)$$

A taxa de transferência de calor pode ser determinada separadamente para cada processo, assim as taxas de transferência de calor são dadas por:

- Convecção para o lado da água

$$Q = h_1 \cdot A \cdot (T_{\infty,1} - T_{s1}) \quad (37)$$

- Condução no interior da parede

$$Q = \frac{k \cdot A}{L} \cdot (T_{s1} - T_{s2}) \quad (38)$$

- Convecção para o lado do ar

$$Q = h_2 \cdot A \cdot (T_{s2} - T_{\infty,2}) \quad (39)$$

A partir da soma das taxas de transferência de calor, e feita as simplificações dos termos, obtêm-se:

$$\frac{Q}{h_1 \cdot A} + \frac{Q}{\frac{k \cdot A}{L}} + \frac{Q}{h_2 \cdot A} = (T_{\infty,1} - T_{\infty,2}) \quad (40)$$

Como o objetivo principal desta análise é encontrar a área da parede, a determinação da taxa de transferência de calor será por unidade de área, como demonstrado na equação 41.

$$\frac{Q}{A} \cdot \left[\frac{1}{h_1} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_2} \right] = (T_{\infty,1} - T_{\infty,2}) \quad (41)$$

Esta taxa, pode ainda ser representada em termos da diferença de temperatura global e resistência térmica total, de acordo com a equação 42.

$$q = \left[\frac{1}{h_1} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_2} \right]^{-1} \cdot (T_{\infty,1} - T_{\infty,2}) \quad (42)$$

Onde o coeficiente de convecção para cada fluido é obtido utilizando a seguinte equação:

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu} \cdot k_{fluido}}{L_c} \quad (43)$$

Sendo L_c o comprimento característico da parede, que para este estudo adotou-se $L_c = 1m$.

Abstraindo que a parede pode ser considerada isentrópica, pode-se usar a correlação apresentada na equação 28, onde serão determinados os coeficientes adimensionais para cada fluido envolvido. Os termos β , Pr , ν e $k_{fluidos}$, dependem da temperatura de filme (T_f), e podem ser obtidos através de tabelas de propriedades termofísicas ou, como utilizado neste trabalho, polinômios de aproximação (apêndice B). Assim:

$$\beta = 1/T_f; \quad Pr = f(T_f); \quad \nu = f(T_f); \quad k = f(T_f)$$

Para a determinação da temperatura de filme (T_f), foi necessário estabelecer inicialmente as temperaturas de referência para os fluidos envolvidos, onde adotou-se $T_{\infty,1} = 313,15K$ e $T_{\infty,2} = 298,15K$, e em seguida utilizou-se a equação 44 para definir as temperaturas das superfícies em contato com os fluidos (T_{s1} e T_{s2}).

$$T_s = \frac{T_{\infty,1} + T_{\infty,2}}{2} \quad (44)$$

Obtendo inicialmente, $T_s = 306,65K$ para ambos os fluidos, para a continuação do estudo foi necessário iniciar um processo iterativo para encontrar valores de T_s para a água e o ar, onde foram necessárias dez iterações até os valores convergirem, encontrando $T_{s1} = 312,89K$ e $T_{s2} = 312,84K$, e conseqüentemente obtendo as temperaturas de filme $T_{f1} = 313,02K$ e $T_{f2} = 305,49K$, através da equação 27.

Conhecendo as temperaturas de filme, paralelamente chegou-se também nas propriedades e números adimensionais para os dois fluidos (β , Pr , ν e k) através das correlações apresentadas na apêndice B. Então determinou-se através da equação 26 o número adimensional de Rayleigh, para a água $Ra_L = 1,01 \times 10^{10}$ e para o ar $Ra_L = 1,29 \times 10^9$, e em seguida através da correlação 28, obteve-se o número de Nusselt para água $\overline{Nu}_L = 305,69$ e para o ar $\overline{Nu}_L = 133,42$. Chegando aos coeficientes de transferência de calor por convecção $h_{agua} = 193,02W/m^2 \cdot K$ e $h_{ar} = 3,48W/m^2 \cdot K$, utilizando equação 43. E por fim, obtendo a taxa de transferência de calor por unidade de área $q = 51,05W/m^2$, usando a

equação 42.

Este processo iterativo foi repetido para mais dois materiais com espessuras e propriedades de condução diferentes: aço inox AISI 316 ($e = 0,5mm, k = 13,4W/m \cdot K$) e aço carbono SAE 1020 ($e = 0,5mm, k = 37,7W/m \cdot K$), de forma a analisar como o material e sua propriedade condutiva atuam no processo de condução envolvido no problema. Assim, foi possível observar que o processo de condução não contribui de forma tão significativa ao ser comparado com os processos de convecção, pois para todos os materiais a variação de q foi muito pequena.

Sabendo que $q = \frac{\dot{Q}}{A}$, podemos encontrar a real área de contato da placa onde irão ocorrer os processos de transferência de calor, utilizando o q encontrado acima, e considerando \dot{Q} como a potência dissipada pelo motor, que será equivalente a 50% da sua potência total, logo $\dot{Q} = 735,5W$. Assim:

$$A = \frac{\dot{Q}}{q} \quad \therefore \quad A = \frac{735,5}{51,05} \quad \therefore \quad A = 14,40m^2$$

A área encontrada acima foi dividida por cinco, para que fossem encontrados valores de área para as quatro paredes e o fundo do reservatório, achando $A = 2,88m^2$ para cada placa. Assim pôde-se calcular o volume necessário para que a água se mantenha a uma temperatura ideal, evitando cavitação, para isso foi considerada a geometria de um cubo, logo o reservatório deverá comportar $4,89m^3$ de água. Como os processos de convecção interessam mais do que o processo de condução no interior da parede, o modelo de reservatório utilizado será uma caixa d'água comercial de polietileno.

5.1.5 Perda de carga

O projeto da bancada prevê a utilização de 4,08 m de tubulação, sendo 1,30m na sucção com 50mm de diâmetro, e 2,78m de 40mm para o recalque, e acessórios, de material PVC soldável com rugosidade relativa de $\epsilon = 0.000015$ m. Sabe-se, que durante o escoamento de um fluido em tubulações e acessórios têm-se perda de carga. Assim, para a determinação do coeficiente de perda de carga, foram consideradas as perdas de carga contínua, na tubulação, e localizada nos acessórios.

Para o cálculo da perda de carga contínua, utiliza-se a equação 5, onde primeiramente é determinado o coeficiente de atrito f , o qual depende do tipo de escoamento. Para o caso estudado neste trabalho, o escoamento é turbulento, assim utilizou-se a equação

de Colebrook 9.

A equação de Colebrook é uma equação implícita, onde o coeficiente de atrito f aparece nos dois lados da equação, fazendo com que não seja possível deixá-lo em evidência. Diante disso faz-se necessário o uso de métodos numéricos para sua resolução, onde ordenam-se as equações e arbitra-se um valor inicial para f . Com o valor de f inicial, calcula-se um novo valor para este, desta vez para o que está no primeiro membro da equação. Este processo é repetido até que o valor de f convirja. Para o caso estudado foram necessárias 7 iterações, obtendo $f = 0,017588$ e $f = 0,017521$ para os diâmetros de 40mm e 50mm, respectivamente.

Para o cálculo da perda de carga contínua é necessário também a velocidade (V), obtida através da equação 6, chegando a $V = 4,7m/s$ para $D = 40mm$, e $V = 3m/s$ para $D = 50mm$. A perda de carga contínua para o sistema, é obtida somando as perdas encontradas para a sucção ($1,37338m$) e recalque ($0,21125m$), resultando numa perda de carga contínua para o sistema de $h_{pd} = 1,585m$

O sistema contará também com acessórios de PVC, dois joelhos de 90° , um de 45° e cinco adaptadores para a conexão dos equipamentos rosqueáveis para o recalque. E dois joelhos de 45° , um adaptador para a sucção e uma flange de caixa d'água, utilizados na tubulação de sucção. Para a determinação utiliza-se a equação 10, onde cada acessório possui um K tabelado, apresentados na tabela 3.

Tabela 3 – Coeficientes de perda de carga- K

Acessórios	Qtd	K
Joelho 90°	2	0,90
Joelho 45°	3	0,40
Adaptadores	6	0,40
Flange de caixa d'água	1	0,5

Fonte: Carvalho (1999).

Além dos acessórios acima, equipamentos como válvulas e rotômetros presentes no sistema também caracterizam perda de carga localizada, obtidos através dos catálogos do fabricante. Para o rotômetro temos $h_{plrot} = 0,71867m$ e para a válvula $h_{plvalv} = 11,0625m$.

A perda localizada na tubulação de recalque será a soma das perdas nos equipamentos e acessórios ($h_{places} = 4.718833m$), obtendo: $h_{plrec} = 16,5m$. E para a sucção, apenas os acessórios, $h_{plsuc} = 0,78234m$. Assim a perda localizada do sistema será: $h_{pl} = 17,2823m$.

Logo, a perda de carga total do sistema será a soma das perdas contínua e localizada, como indica a equação 11. Obtendo $hp = 18,867m$.

5.1.6 Curva do Sistema

Para o levantamento da curva do sistema, utilizou-se a equação 21 para determinar a altura manométrica em função das diferentes vazões e suas respectivas perdas de carga. Resultando no gráfico da figura 19.

Figura 19 – Curva do Sistema



Fonte: Elaborado pelo autor.

5.2 BANCADA

Considerando os seis objetivos listados no item 3.2, a bancada projetada atenderia três dos itens propostos:

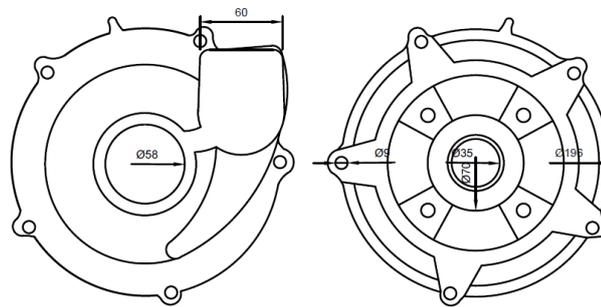
- Verificar a veracidade dos valores das grandezas propostos pelo fabricante. Partindo deste item, os primeiros ensaios teriam caráter experimental, com objetivo de conhecer os valores reais de grandezas como, vazão, potência de acionamento requerida pela bomba, rendimento e altura manométrica.
- Obter as grandezas listadas acima, para o levantamento das curvas características da bomba.
- Realizar ensaios com novas bombas, ou a mesma bomba com detalhes construtivos novos.

5.2.1 Equipamentos e acessórios da bancada

5.2.1.1 Bomba

A bomba utilizada é uma bomba centrífuga de rotor fechado, modelo BRF-002, fabricada pela empresa TSA Indústria. Na figura 20 apresentam-se as vistas laterais da bomba centrífuga.

Figura 20 – Vistas laterais da bomba



Fonte: Elaborado pelo autor.

5.2.1.2 Motor

O motor é a fonte de acionamento do sistema de bombeamento. Para a escolha do tipo de acionamento devem ser levados em consideração fatores como, a potência de acionamento, o grau de mobilidade desejado para o conjunto, a possibilidade de uso para outros fins, segurança, etc. Assim, com a análise desses fatores, pode-se definir se a fonte de acionamento será motor elétrico ou de combustão interna, ou ainda fontes de acionamento alternativas. Sendo os motores elétricos mais utilizados para esse fim, por apresentarem vantagens como, uma vida mais longa, maior segurança, etc (CARVALHO, 1999).

Considerando os fatores estudados para escolha do motor, chegou-se a um motor de 3 c.v., porém para a bancada foi escolhido um motor com potência de 4 c.v., visando futuras alterações na bomba que compõe a bancada, para que não seja necessário substituir o motor.

Assim, o motor elétrico é da marca Voges, linha VTOP (figura 21), de indução trifásico, com as seguintes especificações: carcaça 100La, potência 4c.v., 4polos, 1740rpm, 60Hz, 220/380 V. Com configuração de eixo do tipo passante, para que se adeque ao sistema de medição de potência.

Figura 21 – Ilustração de motor com eixo do tipo passante



Fonte: Motores (2010).

5.2.1.3 Painel de acionamento da bomba

O painel de acionamento do sistema, foi projetado para fazer a ligação entre o motor e a rede elétrica, além de abrigar os medidores de potência, tensão e corrente. Contará ainda, com dispositivos de proteção (disjuntores, relê de falta de fase), dispositivos de acionamento (chaves de impulso, contadores) e sinalizadores. As sinalizações do painel indicarão: painel energizado, bomba em funcionamento e falta de fase.

5.2.1.4 Balança

A balança é necessária para compor o sistema de medição de potência, como explicado no item 3.2.1. A escolha de uma balança para essa função se dá por ser uma opção economicamente mais viável, ao ser comparada com uma célula de carga que seria o ideal para o projeto. O modelo escolhido possui uma boa precisão para massas de até 10kg, atendendo satisfatoriamente as necessidades da bancada.

Assim, a balança selecionada é do tipo gancho (figura 22), com capacidade de até 50kg, precisão de 5g para massa de até 10kg, e 10g para massas superiores.

Figura 22 – Ilustração balança



Fonte: WeiHeng (2018)

5.2.1.5 Manômetro

O manômetro é o equipamento responsável pela medição de pressão. Serão instalados dois manômetros, na sucção e no recalque, obtendo assim as pressões de entrada e saída da bomba, que serão utilizadas para o cálculo da altura manométrica. Ambos são do tipo tubo de Bourdon, marca Omega, modelo PGU-35L (figura 23), com escala em psi e bar, capacidade máxima de 160 psi/11 bar.

Figura 23 – Ilustração do manômetro



Fonte: OMEGA (2018)

5.2.1.6 Manovacuômetro

Um manovacuômetro será utilizado na tubulação de sucção para auxiliar na determinação da altura manométrica. O modelo escolhido é o FSA-62, da marca Farmabras, com faixa de medição de $-700 \text{ mmHg} \sim +30 \text{ kgf/cm}^2$.

5.2.1.7 Rotâmetro

É um medidor de vazão por área variável, sendo constituído basicamente por duas partes: um tubo cônico transparente e um flutuador. O tubo é disposto na vertical e a seção da sua parte superior é maior, em seu interior existe um flutuador, que se desloca proporcionalmente à vazão do fluido, e a determinação da vazão é feita diretamente na escala do próprio aparelho (MACINTYRE, 1987).

Este equipamento foi escolhido principalmente por determinar a vazão de forma simples e com precisão. O modelo foi escolhido de acordo com a sua faixa de medição de vazão compatível com a descarga teórica da bomba utilizada. É da marca Blaster Controles, modelo BLI 50000 (figura 24), com faixa de medida de $6,0$ a $50 \text{ m}^3/\text{h}$, e pressão de trabalho de até 10 kgf/cm^2 .

Figura 24 – Rotâmetro BLI 50000



Fonte: Controles (2018)

5.2.1.8 Válvula de controle de vazão

As válvulas de instalações hidráulicas possuem classificações de acordo com suas aplicações, podendo ser divididas em válvulas de bloqueio, controle de fluxo, controle unidirecional e controle de pressão (SANTOS, 2007).

No projeto da bancada, é necessário fazer regulagens da vazão com precisão, para o levantamento das curvas. Assim a válvula selecionada se encaixa perfeitamente por ser possível configurar até 16 níveis pré-definidos, dando bastante precisão ao regular o fluxo. Esta válvula é fabricada pelo grupo Imi Hydronic, da linha Tour Anderson, modelo STAD DN-40 (figura 25) e código 52 151-040.

Figura 25 – Válvula Tour Anderson



Fonte: Hydronic (2018)

5.2.1.9 Tacômetro

É o equipamento utilizado para a medição do número de giros de um motor. É um instrumento bastante preciso, de fácil manuseio. O tacômetro também compõe o sistema de medição de potência, pois o cálculo da potência de acionamento necessita da rotação do motor. Assim, o tacômetro escolhido para o sistema é da marca Minipa, modelo MDT-2238B, com faixa de medida de 0,5 a 20000 RPM (modo contato) e 2,5 a 100000 RPM (modo foto), e duas unidades de medida RPM e m/min.

Figura 26 – Tacômetro Minipa



Fonte: Minipa (2018)

5.2.1.10 Termômetro

O termômetro será utilizado para a verificação da temperatura da água armazenada no reservatório, com o objetivo de constatar se o fluido se encontra em temperatura ideal para retornar ao sistema de bombeamento, evitando cavitação no sistema. Foram escolhidos três termômetros bimetálicos, para serem instalados nas tubulações de sucção, recalque e no reservatório, da marca TecnoFerramentas (figura 27), possui uma faixa de medição de $0 \sim 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Figura 27 – Termômetro TecnoFerramentas



Fonte: TecnoFerramentas (2018)

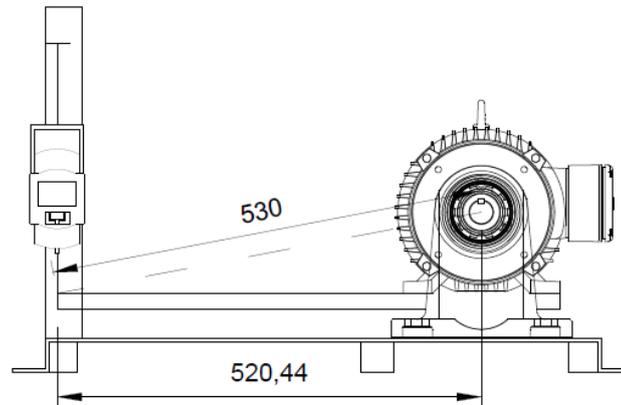
5.2.1.11 Dinamômetro

O sistema de dinamômetro tem como objetivo medir a potência necessária ao acionamento da bomba. É um sistema que se adéqua bem ao projeto, de fácil construção e baixo custo. Assim, na figura 28 apresenta-se o projeto do dinamômetro acoplado ao motor, com o comprimento do braço $b = 530\text{mm}$. Para simplificar o sistema, o braço foi acoplado a base, tendo assim o comprimento real de $520,44\text{mm}$.

5.2.1.12 Reservatório

Como demonstrado acima, o reservatório foi dimensionado para comportar um volume de 4.890L , de forma a resfriar a água por convecção natural, evitando cavitação

Figura 28 – Vista frontal- Sistema de medição de potência



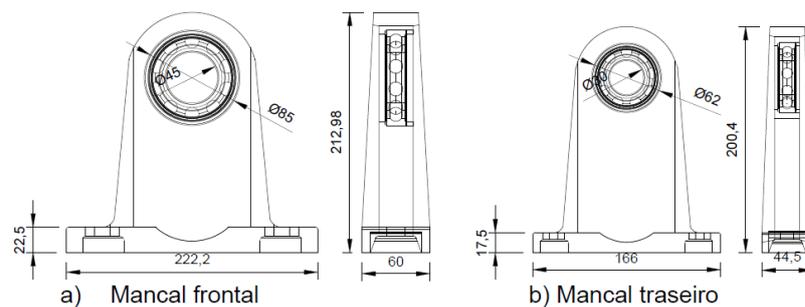
Fonte: Elaborado pelo autor.

no sistema. Porém uma caixa suficiente para comportar esse volume de fluido seria inviável para o projeto, assim ainda seguindo o objetivo inicial de evitar cavitação, serão utilizados termômetros nas tubulações de recalque e sucção, e no reservatório, para monitorar a temperatura durante a execução dos ensaios, podendo limitar o tempo de uso da bancada. Com isso, o reservatório será uma caixa comercial de polietileno de 3.000L.

5.2.1.13 Acessórios projetados

- Mancais

Figura 29 – Vistas- Mancais

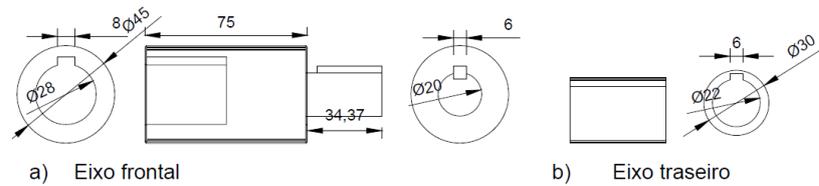


Fonte: Elaborado pelo autor.

A figura 29 apresenta as vistas frontais, laterais e superior em corte de dois mancais, e suas dimensões em mm. Os mancais foram projetados especificamente para o motor do sistema, e são essenciais para o sistema do dinamômetro, tendo como função suspender o motor para que este possa oscilar. Possuem rolamentos do tipo esfera, com as referências 6309-ZZ (frontal) e 6306-ZZ (traseiro).

- Luvas de acoplamento

Figura 30 – Vistas- Luvas de acoplamento



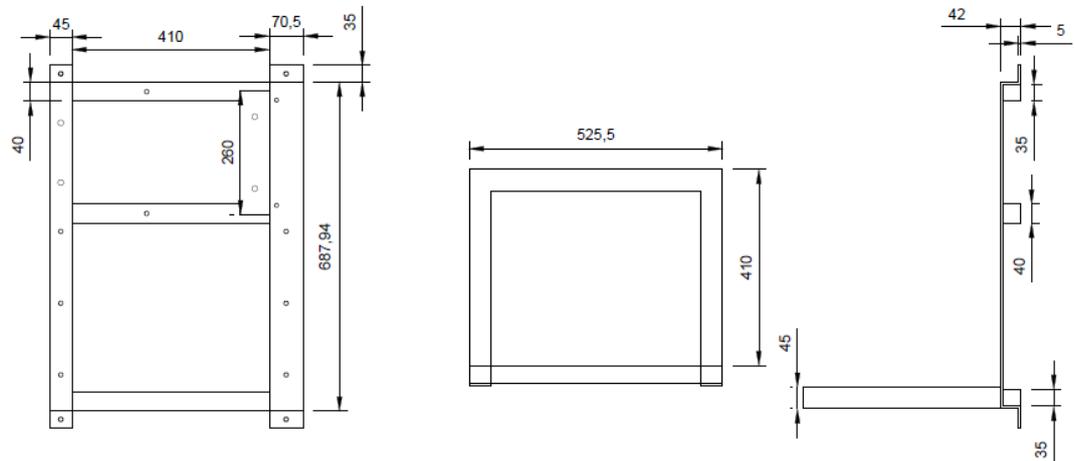
Fonte: Elaborado pelo autor.

Foram projetadas também duas luvas. Uma para o eixo frontal com o intuito de alongar este eixo para que se adequasse ao dinamômetro, na figura 30 temos as suas vistas traseira, lateral e frontal, respectivamente. E outra para o eixo traseiro, pois este possuía um diâmetro pequeno, não se adequando à rolamentos de esferas comerciais, no lado direito da figura 30 apresentam-se as vistas lateral e frontal.

As luvas possuem também a função de proteger os eixos dos desgastes de uso, assim troca-se as luvas e não os eixos do motor, que são peças caras (DRUMMOND, 2006).

- Base

Figura 31 – Vistas da base



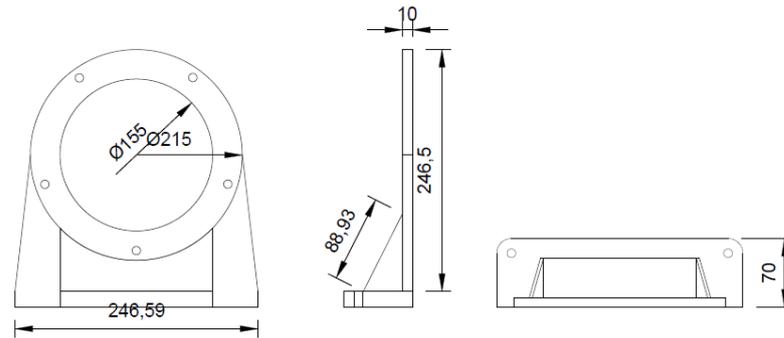
Fonte: Elaborado pelo autor.

A base será utilizada para fixar o conjunto motor-bomba. A figura 31 apresenta as vistas frontal, lateral e superior, e suas dimensões em mm.

- Flange

Foi projetada uma flange com suporte, para sustentar a bomba, de forma que ela não oscile junto com a carcaça do motor. A figura 32 apresenta respectivamente as vistas frontal, lateral e superior.

Figura 32 – Vistas da flange



Fonte: Elaborado pelo autor.

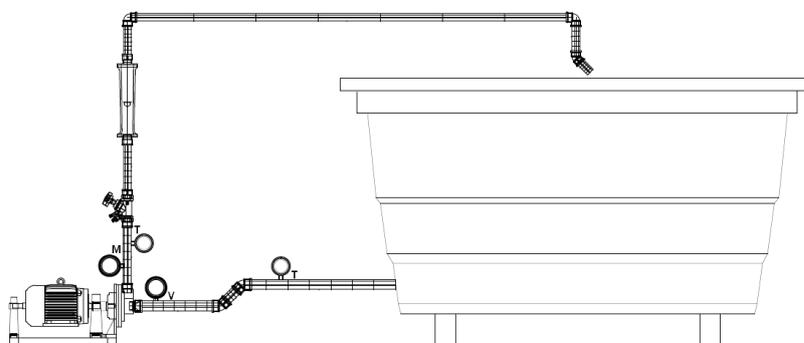
5.2.1.14 Tubos e conexões

O sistema de tubulação da bancada será de PVC soldáveis da marca Tigre, de 50 mm para a sucção e 40 mm para o recalque, assim como as conexões. Os tubos de PVC são economicamente acessíveis, aguentam a pressão e temperatura da água que os percorrerá, atendendo assim as necessidades do projeto. Serão necessários joelhos de 45° e 90°, adaptadores de bolsa para rosca de ambos os diâmetros, e um adaptador com anel para caixa d'água.

5.2.2 Montagem da bancada

A figura 33 apresenta a vista frontal da bancada montada, com todos os equipamentos necessários para as medições, onde T são os termômetros, V o vacuômetro e M manômetro.

Figura 33 – Desenho da bancada



Fonte: Elaborado pelo autor.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho desenvolveu o projeto de uma bancada para ensaios de bombas centrífugas, com o objetivo de utilizá-la, inicialmente, para a caracterização da bomba centrífuga BRF-002, fabricada pela empresa TSA Indústria, e posteriormente compor um laboratório da Universidade Federal do Oeste do Pará.

Como parte inicial do projeto, foi realizada a estimativa das características da bomba, feita através dos cálculos apresentados no desenvolvimento deste trabalho, com isto, foi possível ter uma noção prévia da sua capacidade, um dos pontos fundamentais para o dimensionamento e escolha dos equipamentos e acessórios que compõem a bancada. Além do conhecimento da bomba, outros fatores também foram considerados para a escolha dos equipamentos como, as grandezas a serem medidas, custo do equipamento, faixa de medição, e a possibilidade de se adequar a futuras mudanças na bancada.

O projeto conta com um motor de $4c.v.$, o dobro da potência calculada para o acionamento da bomba, e um rotâmetro para até $50m^3/h$, uma vazão acima da estimada para a bomba do projeto, de forma a atender futuras melhorias da bomba BRF-002, onde pretende-se reprojeta-la, dimensionando o rotor, de forma a adequá-lo ao número de rotações do motor, além de recalcular o ângulo de curvatura das pás e dimensioná-las melhor, diminuindo o máximo possível o atrito durante o escoamento do fluido e consequentemente aumentando o rendimento da bomba. Além da possibilidade de se projetar e construir novas bombas, que atendam maiores vazões.

Durante a execução do projeto, viu-se a necessidade de resfriar a água, por conta do ciclo fechado, assim o volume do reservatório foi dimensionado considerando os processos de troca de calor, visando o seu resfriamento natural, de modo a evitar possível cavitação no sistema. Esse estudo foi realizado para três materiais, aço carbono, aço inox e polietileno, com coeficientes de condutividade térmica bem distintos, assim foi possível verificar que o material não altera de forma significativa o volume do reservatório, por conta da baixa contribuição do processo de condução no sistema, quando comparado aos processos de convecção. Porém, o volume obtido para o tanque foi muito grande, podendo ser consequência das condições assumidas para o cálculo, onde admitiu-se que toda a perda de potência do motor seria convertida para o aquecimento da água. Assim, para utilizar um reservatório menor, mais adequado ao projeto, serão instalados termômetros

para monitorar a temperatura, controlando o tempo de ensaios na bancada, para evitar a cavitação.

O projeto foi executado satisfatoriamente, resultando em uma bancada totalmente capaz de medir as variáveis necessárias para plotar as curvas características da bomba estudada. Assim, o projeto desta bancada, e a sua futura construção, são importantes para a caracterização da bomba produzida em nossa região, além de complementar as atividades educacionais práticas ligadas ao estudo de bombas e instalações de bombeamento.

REFERÊNCIAS

- BOHN, Mark S; KREITH, Frank. Princípios de transferência de calor. **Ed Thomson**, 2003.
- BRAN, Richard; SOUZA, Zulcy. Máquinas de fluxo: Turbinas, bombas e ventiladores. **Rio de Janeiro: Editora Ao Livro Técnico S. A**, 1969.
- BRASIL, Alex Nogueira. **Hidráulica Básica e Máquinas de Fluxo**. 2018. Disponível em: <http://www.alexbrasil.com.br/_upload/1470dc1304ec6905bb18e85ad3bf7dac.pdf>.
- CARVALHO, Djalma Francisco. **Instalações Elevatórias. Bombas**. 6. ed. [S.l.]: Universidad Catolica Minas Gerais, 1999.
- ÇENGEL, Yunus A; GHAJAR, Afshin J. Transferência de calor e massa: Uma abordagem prática, 4 edição. **Porto Alegre, RS: Editora McGrawHill**, 2012.
- CONTROLES, Blaster. **Medidor de Vazão Tipo Rotâmetro Modelo BLI 200**. 2018. Disponível em: <<https://www.blastercontroles.com.br/assets/pdf/Medidor-de-Vazao-tipo-Rotametro-BLI.pdf>>.
- DRUMMOND, Getulio V. **Programa de Atualização Para Mecânicos de Equipamentos de Processo: Manutencao e reparo de bombas**. [S.l.: s.n.], 2006.
- ELETROBRÁS. **Bombas: Guia Básico**. [S.l.]: Instituto Euvaldo Lodi - IEL/Núcleo Central-NC, 2009.
- HENN, Érico Antônio Lopes. Máquinas de fluido. **UFSM, 2ª edição**, 2006.
- HYDRONIC, IMI. **Válvula de Balanceamento STAD**. 2018. Disponível em: <<http://www2.imi-hydronic.com/pt-BR/products-solutions/balanceamento-controle/Valvulas-de-balanceamento/Valvulas-de-balanceamento/>>.
- INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. [S.l.]: Grupo Gen-LTC, 2008.
- INSTITUTE, Hydraulic. **Rotary Pumps for Nomenclature, Definitions, Applications and Operation**. [S.l.], 2008.
- MACINTYRE, A JOSEPH. Bombas e instalações de bombeamento. 2a edição. **Rio de Janeiro: Editora Guanabara Dois SA**, 1987.
- MINIPA. **Minipa do Brasil**. 2018. Disponível em: <<http://www.minipa.com.br/catalogo-minipa>>.
- MOTORES, VOGES. **VOGES Motores- Motores elétricos trifásicos industriais VTop**. [S.l.], 2010.
- OMEGA. **LOW-COST UTILITY GAUGES FOR INDUSTRIAL AND OEM MARKETS DUAL psi/bar SCALES**. 2018. Disponível em: <https://www.omega.com/pressure/pdf/PGU_SERIES.pdf>.

SANTOS, Sergio Lopes dos. Bombas e instalações hidráulicas. **São Paulo: LCTE**, 2007.

TECNOFERRAMENTAS. **Termômetro digital bimetálico**. 2018. Disponível em: <<https://bit.ly/2wvbwBJ>>.

VOLK, Michael. **Pump characteristics and applications**. [S.l.]: CRC Press, 2013.

WEIHENG. **Balança Digital Portátil Gancho**. 2018. Disponível em: <<https://bit.ly/2r5hfnh>>.

WHITE, Frank M. **Mecânica dos Fluidos**. [S.l.]: McGraw Hill Brasil, 2004.

APÊNDICE A – Orçamento do projeto

Tabela 4 – Orçamento

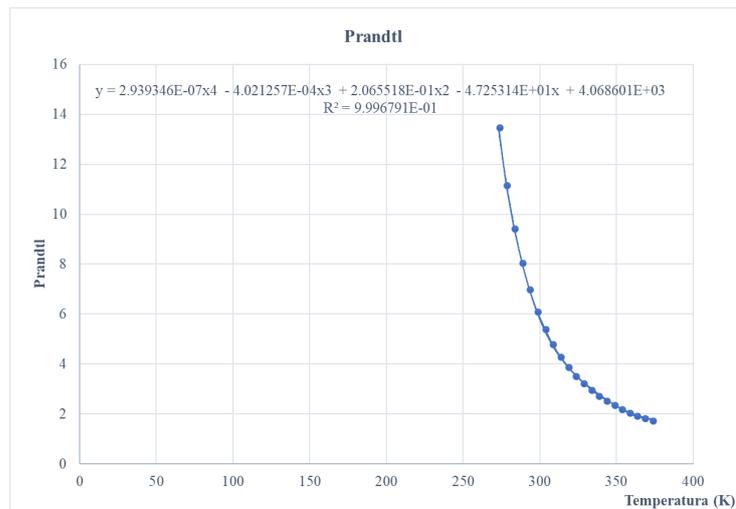
Descrição	Qnt.	Fabricante	Fornecedor	Contato	R\$ (Unid.)	R\$ (Unid.)
Adaptador 50mm	1	Tigre	Massafra	(93) 2101-4001	7,90	7,90
Adaptador com anel p/ caixa d'água	1	Tigre	Massafra	(93) 2101-4001	51,90	51,90
Adaptador 40mm	5	Tigre	Massafra	(93) 2101-4001	4,90	24,50
Balança	1	WeiHeng	Lojas Americanas	4003-8558	25,89	25,98
Botão duplo M20ITL-Y-1C	1	Metal Tex	Casa dos reles	(11) 3337-7788	37,00	37,00
Botão cogumelo	1	Metal Tex	Casa dos reles	(11) 3337-7788	17,50	17,50
Botoeira Dupla	1	Sibratec	Componente Aut. Ind.	(31)3347-3260	31,08	31,08
Caixa d'água 3.000 L	1	Fortlev	Massafra	(93) 2101-4001	900,00	900,00
Contator	1	LG	Casa dos reles	(11) 3337-7788	94,30	94,30
Disjuntor 2x20 A	1	SCHNEIDER	Loja elétrica	(31)32188400	26,52	26,52
Disjuntor 3x20 A	1	SCHNEIDER	Loja elétrica	(31)32188400	37,52	37,52
Joelho 90° 40mm	2	Tigre	Massafra	(93) 2101-4001	7,50	15,00
Joelho 45° 50mm	3	Tigre	Massafra	(93) 2101-4001	9,00	27,00
Monitor clip falta e seq. de fase	1	CLIP	Casa dos reles	(11) 3337-7788	106,90	106,90
Manômetro	1	Omega	Omega	0800-773-2874	185,00	185,00
Manovacuômetro	1	Famabras	Famabras	(11)4646-1101	30,00	30,00
Motor	1	VOGES	VOGES	(54) 3026-3100	907,67	907,67
Rolamento 6209 ZZ	1	PPK	ADM Rolamentos	(11) 3436-8484	34,49	34,49
Rolamento 6203 ZZ	1	ASK	ADM Rolamentos	(11) 3436-8484	6,79	6,79
Rotâmetro	1	Blaster Controles	Blaster Controles	(11) 2691-1500	575,00	575,00
Tacômetro	1	Minipa	Loja do Mecânico	(11) 3508-9979	399,90	399,90
Termômetro	3	TecnoFerramentas	Tecno Loja Digital	(11) 3312-8090	106,99	320,97
Tubo 40mm	1	Tigre	Massafra	(93) 2101-4001	47,90	47,90
Tubo 50mm	1	Tigre	Massafra	(93) 2101-4001	85,90	85,90
Válvula	1	Tour & Anderson	R Sist. de Automação	(11) 2031-6658	399,00	399,00
Mão de obra/ Fabricação	1	Tornearia USIMEC	Tornearia USIMEC	(93)99174-1567	1.000,00	1.000,00
TOTAL						5.395,72

Fonte: Elaborado pelo autor.

APÊNDICE B – Correlações

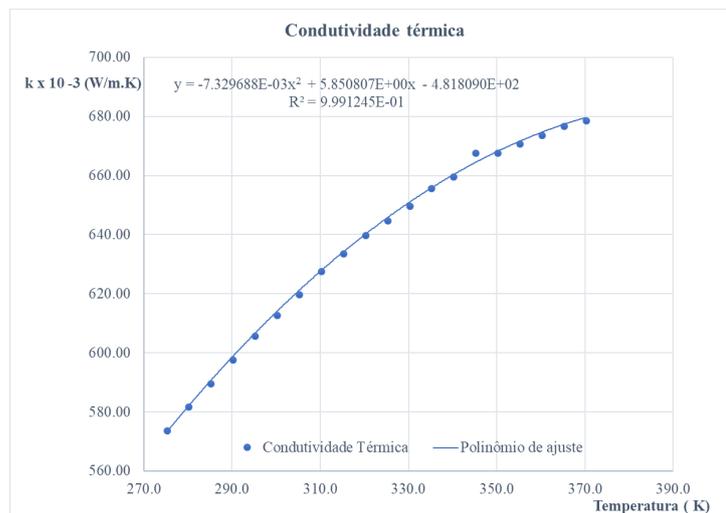
B.1 CORRELAÇÕES PARA A ÁGUA

Figura 34 – Número de Prandtl



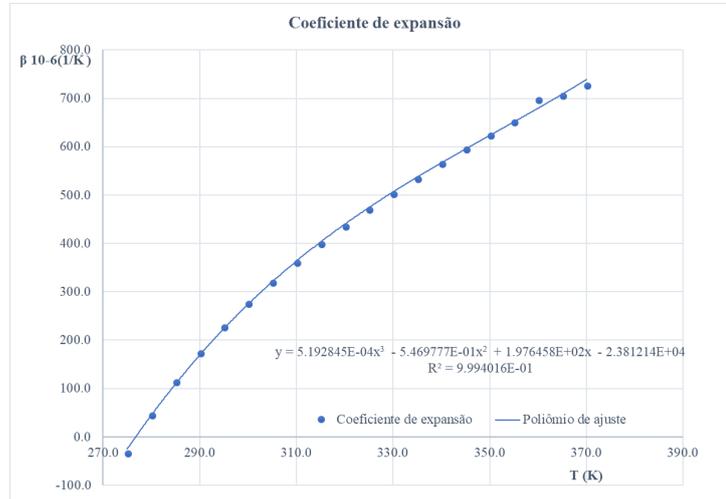
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 35 – Condutividade térmica da água



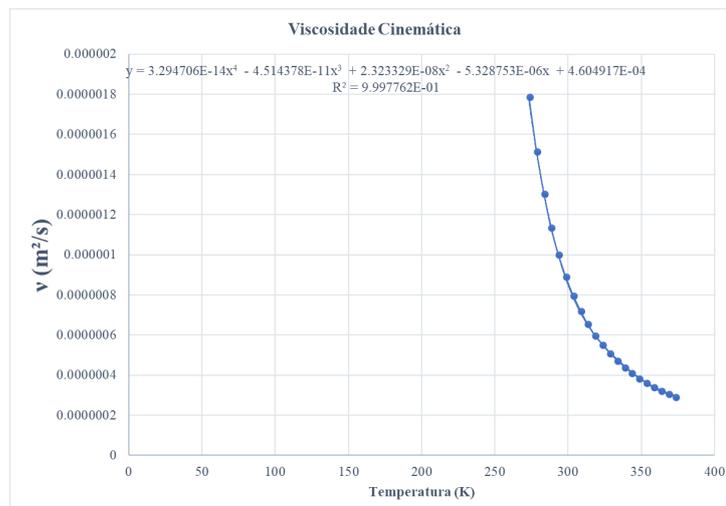
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 36 – Coeficiente de expansão da água



Fonte: Elaborado pelo autor.

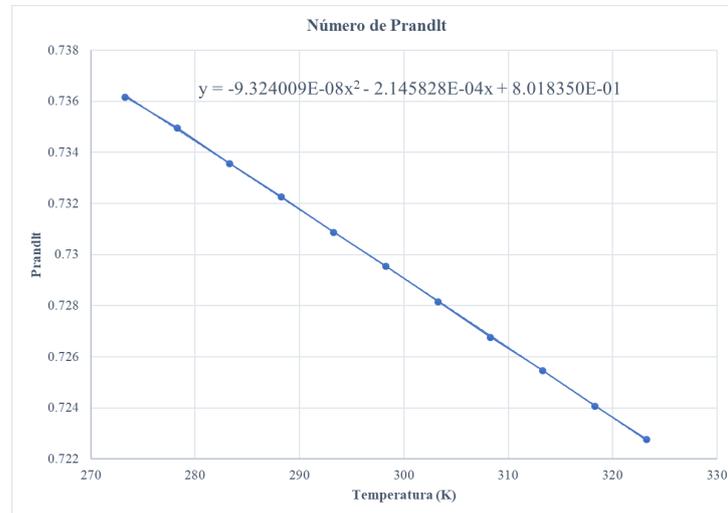
Figura 37 – Viscosidade da água



Fonte: Elaborado pelo autor.

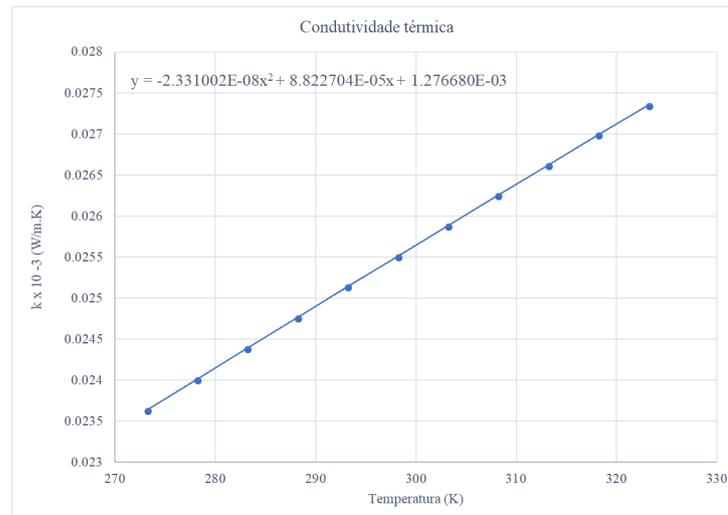
B.2 CORRELAÇÕES PARA O AR

Figura 38 – Número de Prandtl



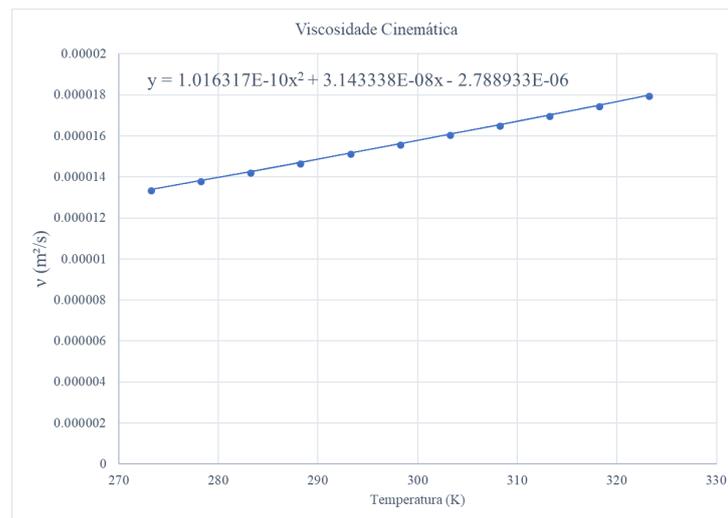
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 39 – Condutividade térmica do ar



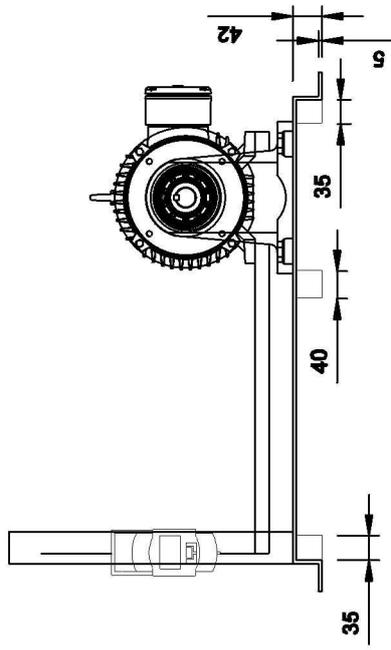
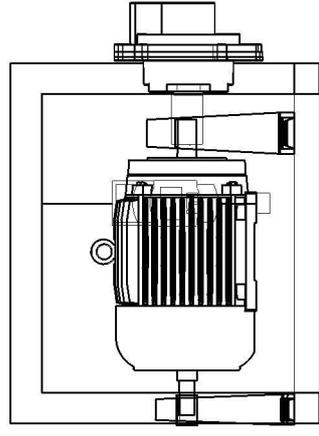
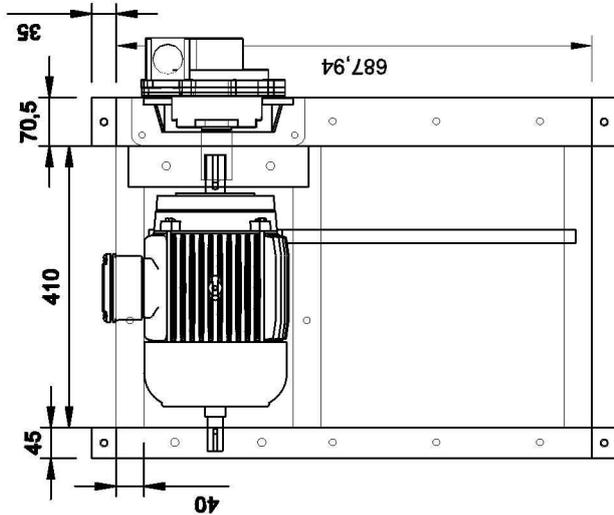
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 40 – Viscosidade para o ar



Fonte: Elaborado pelo autor.

APÊNDICE C – Desenhos



Prancha:

01
03

Universidade Federal do Oeste do Pará
B.I. Ciência e Tecnologia

Bancada de ensaios para bombas centrífugas

Trabalho de Conclusão de Curso

Orientador:

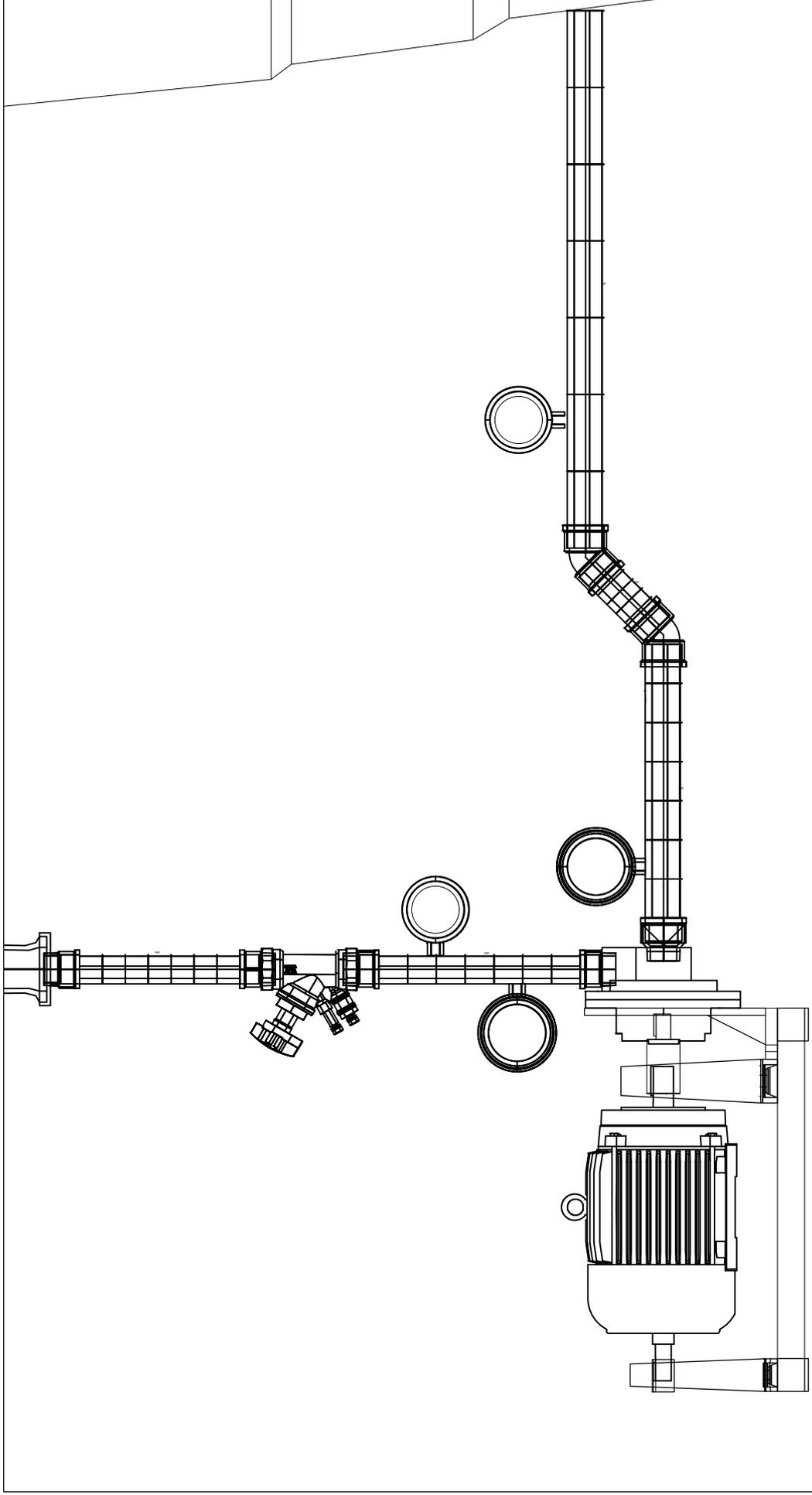
Prof. MSc. Vicente Moreira Rodrigues

Discentes:

Sara Gama/ Wendell Cássio Gomes

Escala:

1/11



Prancha:

02

03

Universidade Federal do Oeste do Pará
B.I. Ciência e Tecnologia

Bancada de ensaios para bombas centrífugas

Trabalho de Conclusão de Curso

Orientador:

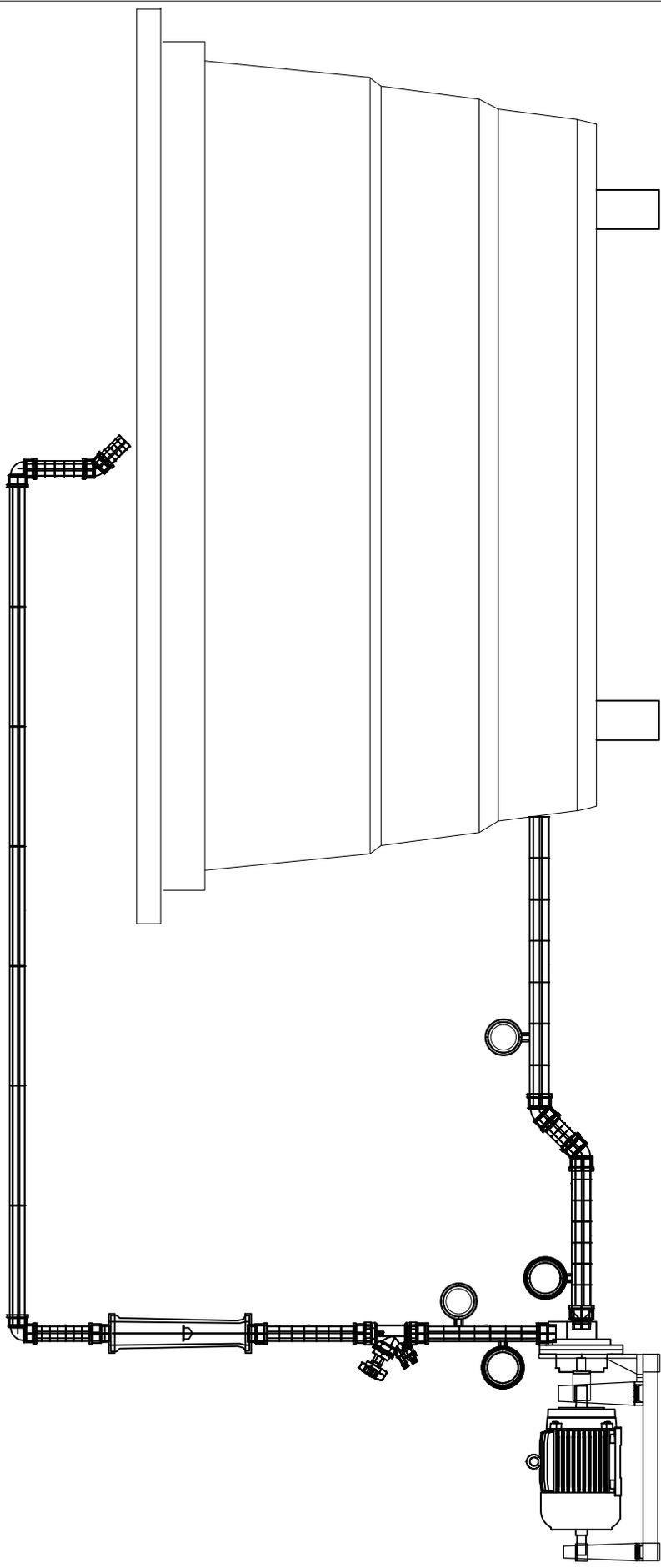
Prof. MSc. Vicente Moreira Rodrigues

Discentes:

Sara Gama/ Wendell Cássio Gomes

Escala:

1/8



Prancha:

03

03

Universidade Federal do Oeste do Pará
B.I. Ciência e Tecnologia

Bancada de ensaios para bombas centrífugas

Trabalho de Conclusão de Curso

Orientador:

Prof. MSc. Vicente Moreira Rodrigues

Discentes:

Sara Gama/ Wendell Cássio Gomes

Escala:

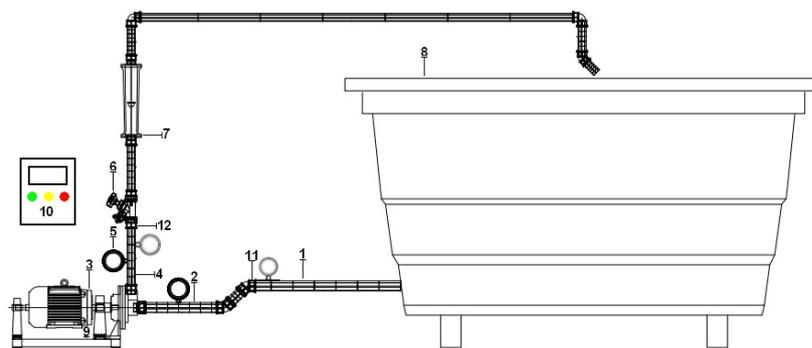
1/16

APÊNDICE D – Procedimento Experimental

As curvas características de bombas são obtidas através de ensaios realizados em bancada de testes. Uma bancada de ensaios é basicamente uma instalação utilizada para levantar curvas características de bombas, é constituída por um circuito hidráulico fechado, para reaproveitamento de água (CARVALHO, 1999).

A bancada apresentada na figura 41 é composta dos seguintes itens:

Figura 41 – Esquema de disposição dos equipamentos da bancada



Fonte: Elaborado pelo autor.

- 1- Tubulação de sucção ($\varnothing = 50mm$)
- 2- Vacuômetro (sucção)
- 3- Conjunto motor-bomba
- 4- Tubulação de recalque ($\varnothing = 40mm$)
- 5- Manômetro 2 (recalque)
- 6- Válvula reguladora de fluxo
- 7- Rotâmetro
- 8- Reservatório
- 9- Dinamômetro
- 10- Caixa do sistema elétrico
- 11- Termômetro sucção

12- Termômetro recalque

As curvas características, são gráficos que relacionam a vazão recalçada (Q) com os respectivos valores de altura manométrica (H), rendimento (η) e potência de acionamento (N).

A válvula reguladora de fluxo que compõe a bancada, possui um painel com números, onde podem ser feitas até 16 combinações de valores para a vazão, entre a válvula fechada e totalmente aberta, a vazão é lida diretamente no rotâmetro instalado no sistema. Assim para a plotagem das curvas devem ser escolhidos pontos dentro dos 16 níveis de vazão, de forma a plotar gráficos com "x" valores de vazão para seus respectivos valores de altura manométrica, rendimento e potência. Obtendo assim, as três curvas: $H \times Q$, $\eta \times Q$, $N \times Q$.

A altura manométrica é obtida através da equação 45, onde aplicam-se os valores de pressão p_1 e p_2 dados pelo manovacuômetro e manômetro respectivamente, que devem ser convertidos para Pa , a viscosidade do fluido (γ) em N/m^3 , a vazão dada pelo rotâmetro (Q) em m^3/s , aceleração da gravidade (g) em m/s , os diâmetros da sucção D_1 e de recalque D_2 em metros.

$$H = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2} \cdot \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right) + (z_2 - z_1) \quad (45)$$

A potência de acionamento será obtida com o auxílio do dinamômetro instalado na bancada. Quando o motor estiver em funcionamento, a carcaça tenderá a oscilar e o braço do dinamômetro irá exercer uma força na balança, a qual exibirá uma massa em seu leitor, multiplicando pela aceleração da gravidade, têm-se o valor dessa força ($F = m \cdot a$). Utiliza-se a equação abaixo para encontrar o torque do motor (T):

$$T = F \cdot b$$

Onde, F é a força, em Newtons, exercida pelo braço do dinamômetro na balança, e $b = 0,530m$ o comprimento do braço em metros.

Sabendo o torque do motor, a potência de acionamento é dada por:

$$P = \omega \cdot T \quad \therefore \quad P = 2\pi \cdot n \cdot (F \cdot b)$$

Onde n é a rotação do motor, em rps, medida utilizando um tacômetro. Obtendo assim a potência de acionamento em Watt.

O rendimento da bomba é a relação entre as potências de acionamento e a potência hidráulica. No tópico anterior foi explicado como obter a potência de acionamento. Quanto a potência hidráulica, sabe-se que nem toda a potência que o motor gera é entregue ao fluido, por conta das perdas, assim a potência hidráulica é essa potência entregue ao fluido, em Watt, sendo obtida através da equação a seguir:

$$N_b = \gamma \cdot Q \cdot H$$

γ é o peso específico do fluido, como o fluido bombeado é água, adota-se $\gamma = 10000N/m^3$ (a $20^\circ C$ e 1 atm). Q a vazão recalçada em m^3/s , e H a altura manométrica em m .

Conhecendo as duas potências, o rendimento é dado por:

$$\eta_b = \frac{N_b}{N}$$