

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO CIÊNCIA E  
TECNOLOGIA DE SANTA CATARINA  
CÂMPUS JOINVILLE

Lucas Figueiredo Vicente  
Victor dos Reis

**VALIDAÇÃO DE BANCADA DE BOMBAS CENTRÍFUGAS E ANÁLISE  
ENERGÉTICA E FINANCEIRA DE MÉTODOS DE CONTROLE DE VAZÃO**

JOINVILLE  
2025

Lucas Figueiredo Vicente  
Victor dos Reis

VALIDAÇÃO DE BANCADA DE BOMBAS CENTRÍFUGAS E ANÁLISE  
ENERGÉTICA E FINANCEIRA DE MÉTODOS DE CONTROLE DE VAZÃO

Monografia apresentada ao curso de Engenharia  
Mecânica do Instituto Federal de Santa Catarina,  
para obtenção do título de bacharel em  
Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. EVANRO RODRIGO DÁRIO

Joinville  
2025

Vicente, Lucas Figueiredo.

Validação de bancada de bombas centrífugas e análise energética e financeira de métodos de controle de vazão / Lucas Figueiredo Vicente, Victor dos Reis. – Joinville, SC, 2025.

110 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, Curso de Bacharel em Engenharia Mecânica, Joinville, 2025.

Orientador: Evandro Rodrigo Dário.

1. Bomba centrífuga. 2. Eficiência energética. 3. Curvas características. I. Reis, Victor dos. II. Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia de Santa Catarina. III. Título.

Lucas Figueiredo Vicente  
Victor Henrique dos Reis

VALIDAÇÃO DE BANCADA DE BOMBAS CENTRÍFUGAS E ANÁLISE  
ENERGÉTICA E FINANCEIRA DE MÉTODOS DE CONTROLE DE VAZÃO

Monografia apresentada ao curso de engenharia  
mecânica do Instituto Federal de Santa Catarina,  
para obtenção do título de bacharel em  
engenharia mecânica.

Joinville, 06 de junho de 2025.

---

Dr. Charles Sóstenes Assunção  
Instituto Federal de Santa Catarina

---

Me. Eduardo Makoto Suzuki  
Instituto Federal de Santa Catarina

---

Dr. Evandro Rodrigo Dário  
Instituto Federal de Santa Catarina

## **AGRADECIMENTOS**

Agradecemos primeiramente às nossas famílias, pelo apoio incondicional ao longo de toda nossa trajetória. Estendemos nossos agradecimentos ao nosso orientador, Prof. Dr. Evandro Rodrigo Dario, por sua dedicação, paciência e valiosas contribuições. Agradecemos também aos colegas de estudo e servidores do IFSC Câmpus Joinville, que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

## RESUMO

Este trabalho tem como objetivo validar uma bancada experimental para ensaios de bombas centrífugas, a partir da comparação entre curvas características fornecidas por fabricantes e aquelas obtidas experimentalmente em laboratório. Foram utilizadas bombas centrífugas comerciais, instaladas em bancada construída especificamente para esse fim, com instrumentação para medição de vazão, pressão e potência elétrica. A metodologia contemplou a calibração dos instrumentos, ensaios com variações de rotores e frequências, e a coleta de dados para determinação das curvas de desempenho hidráulico. A partir dos dados obtidos, realizou-se a análise comparativa entre os resultados experimentais e os dados de catálogo, além de uma avaliação energética e financeira entre diferentes métodos de controle de vazão, como estrangulamento e uso de inversores de frequência. Os resultados demonstraram que a bancada permite obter dados confiáveis e coerentes com os apresentados pelos fabricantes, além de indicar que o controle de vazão por inversor de frequência pode representar economia significativa de energia elétrica. Conclui-se que a bancada é eficaz tanto para fins de validação quanto para estudos de eficiência energética em sistemas hidráulicos.

Palavras-chave: Bombas centrífugas; bancada experimental; curvas características; controle de vazão; eficiência energética.

## **ABSTRACT**

This study aims to validate an experimental test bench for centrifugal pumps by comparing characteristic curves provided by manufacturers with those obtained experimentally in a laboratory environment. Commercial centrifugal pumps were used and installed on a custom-built test bench equipped with instrumentation for measuring flow rate, pressure, and electrical power. The methodology included instrument calibration, testing with different rotor sizes and operating frequencies, and data collection to determine hydraulic performance curves. The experimental results were then compared with catalog data, and an energy and financial analysis was performed between different flow control methods, such as throttling and frequency inverter usage. The results showed that the test bench provides reliable data consistent with manufacturer specifications and that using a frequency inverter for flow control can lead to significant energy savings. It is concluded that the bench is effective for both validation purposes and studies of energy efficiency in hydraulic systems.

Keywords: Centrifugal pumps; experimental bench; characteristic curves; flow control; energy efficiency.

## LISTA DE IMAGENS

Imagem 1 – Campo de aplicação das bombas .....	18
Imagem 2 – Representação de rotor e sistema diretor .....	20
Imagem 3 – Vista explodida bomba BC-92 S 1 .....	21
Imagem 4 – Rotor fechado, semiaberto e aberto respectivamente. ....	22
Imagem 5 – Diferentes exemplos de rotores radiais. ....	23
Imagem 6 – Vedação por gaxeta .....	25
Imagem 7 – Curva <i>NPSHR</i> .....	28
Imagem 8 – Curva de rendimento .....	28
Imagem 9 – Curva de iso-rendimento .....	29
Imagem 10 – Curva da potência consumida .....	29
Imagem 11 – Instalação usual de bomba de simples estágio .....	31
Imagem 12 – Perda de pressão em diferentes locais de uma bomba.....	35
Imagem 13 – Relação de comprimentos equivalentes .....	37
Imagem 14 – Coeficiente C da equação de Hazen-Williams.....	38
Imagem 15 – Balanço médio de energia em um sistema hidráulico .....	41
Imagem 16 – Gráfico tensão x frequência.....	42
Imagem 17 – Tabela de seleção BC-91 .....	42
Imagem 18 – Uso de potência variando o método de controle de vazão. ....	44
Imagem 19 – Esquema de montagem da bancada de teste .....	49
Imagem 20 – Bancada de teste e instrumentações utilizadas.....	50
Imagem 21 – Aquisitora de dados em modo “CONFIG” .....	51
Imagem 22 – Propriedade de USB Serial Port. ....	52
Imagem 23 – Interface da aplicação “DAQ” .....	53
Imagem 24 - Esquema de funcionamento do transdutor.....	54
Imagem 25 - Curva de calibração para um transdutor de pressão qualquer.....	55
Imagem 26 – Curva de calibração transdutor 1.....	55
Imagem 27 – Curva de calibração transdutor 2.....	56
Imagem 28 – Definição de canais do <i>Benchvue</i> .....	57
Imagem 29 – Monitoramento do canal 203 na aquisitora de dados .....	57
Imagem 30 – Tela de monitoramento do Wattímetro YOKOGAWA WT500.....	58
Imagem 31 – Fluxograma de testes da bancada .....	58

Imagem 32 – Tubulação entre a bomba e os pontos de aquisição de pressão.....	59
Imagem 33 – Curvas de Vazão x Carga de diferentes rotores bomba BC-92.....	62
Imagem 34- Curvas de Vazão x Carga diferentes rotores bomba BC-91 .....	63
Imagem 35 – Curvas de Vazão x Carga Obtidos para a bomba BC-92 com rotor de 132 mm .....	64
Imagem 36 - Curvas de Vazão x Carga Obtidos para a bomba BC-91 com rotor de 123 mm .....	65
Imagem 37 - Comparação dados experimentais e dados de catálogo BC-92.....	66
Imagem 38 – Comparação dados experimentais e dados de catálogo BC-91.....	67
Imagem 39 - Comparação dados experimentais e dados de catálogo BC-92.....	69
Imagem 40 - Comparação dados experimentais e dados de catálogo BC-91.....	70
Imagem 41 – Comparação dados experimentais e dados de catálogo BC-92.....	71
Imagem 42 - Comparação dados experimentais e dados de catálogo BC-91.....	72
Imagem 43 – Comparação de custos alterando frequência, .....	74
Imagem 44 – Comparação de gastos alterando a frequência. ....	75
Imagem 45 – Comparação de custos de operação para a bomba BC-92.....	77
Imagem 46 - Comparação de custos de operação para a bomba BC-91. ....	78
Imagem 47 – Comparação de gastos estrangulamento e inversor .....	80
Imagem 48 – Comparação de gastos estrangulamento e inversor .....	81

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Relação de itens para construção da bancada .....	47
Tabela 2 – Relação de itens para captura de dados .....	48
Tabela 3 - Resultados de perda de carga .....	60
Tabela 4 – Comparação de frequências de operação diferentes BC-92 .....	74
Tabela 5 - Comparação de frequências de operação diferentes BC-91 .....	75
Tabela 6 – Comparação de diferentes rotores BC-92 .....	76
Tabela 7 - Comparação de diferentes rotores BC-91 .....	77
Tabela 8 – Comparação de diferentes métodos de controle BC-92 .....	79
Tabela 9 - Comparação de diferentes métodos de controle BC-91 .....	81

## LISTA DE ABREVIACOES E SIGLAS

<i>cos</i>	Cosseno
ISO	Organização Internacional de Normalização
NPSH	Altura de suco positiva líquida
<i>NPSH<sub>D</sub></i>	NPSH Disponível
<i>NPSH<sub>R</sub></i>	NPSH Requerido
mca	Metros de Coluna d'gua
CV	Cavalo-vapor

## LISTA DE SÍMBOLOS

$Q$	Vazão
$\dot{m}$	Fluxo mássico do fluido
$\rho$	Massa específica do fluido
$P$	Potência
$\gamma$	Peso específico
$h$	Altura de coluna de fluido
$m$	Metros
$M$	Torque ou momento
$n$	Velocidade de rotação
$V$	Velocidade do fluido dentro da tubulação
$A$	Área interna do tubo
$P_c$	Potência consumida
$\eta$	Rendimento
$P_H$	Potência hidráulica
$H_{atm}$	Pressão atmosférica local
$H_{geo}$	Altura geométrica de sucção
$H_v$	Pressão de vapor do fluido em função de sua temperatura
$\Delta P_s$	Perda de carga total na linha de sucção
$P_{Res}$	Pressão do reservatório de sucção
$\Delta P$	Perda de carga
$f$	Fator de fricção
$L$	Comprimento equivalente da tubulação
$D_I$	Diâmetro interno da tubulação
$\vec{V}$	Velocidade média do fluido
$g$	Aceleração da gravidade
$H$	Carga
$K$	Valores de comprimento equivalente de acessórios
$C$	Coefficiente de Hazen-Williams
$H_{geo}$	Altura geométrica
$\eta_b$	Rendimento da bomba.

$\eta_m$	Rendimento do motor.
$\eta_{ac}$	Rendimento do acoplamento.
$P_e$	Potência elétrica
$FRC$	Fator de recuperação do capital
$i$	Taxa de juros
$a$	Período esperado do retorno do capital investido
$CA$	Custo anualizado
$CEq$	Custo do equipamento
$EE$	Economia de energia
$PE$	Potência economizada
$T$	Número de horas de funcionamento
$CE$	Custo de energia
$RA$	Retorno em reais, proporcionado pelo inversor de frequência
$Pm$	Pressão a ser medida
$x$	Off set
$y$	Coeficiente de ganho
$mV$	Tensão lida pelo equipamento

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>14</b>
1.1 OBJETIVO GERAL.....	15
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	16
<b>2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....</b>	<b>16</b>
2.1 BOMBAS CENTRÍFUGAS.....	16
<b>2.1.1 CONCEITOS GERAIS .....</b>	<b>16</b>
<b>2.1.2 BALANÇO DE ENERGIA E MASSA DAS BOMBAS CENTRÍFUGAS .....</b>	<b>18</b>
<b>2.1.3 FORÇAS SOBRE O FLUIDO NA BOMBA CENTRÍFUGA .....</b>	<b>19</b>
<b>2.1.4 CONSTRUÇÃO E COMPONENTES DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA .....</b>	<b>20</b>
2.2 CURVAS CARACTERÍSTICAS DAS BOMBAS .....	26
2.3 INSTALAÇÃO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS.....	30
<b>2.3.1 MÉTODOS DE INSTALAÇÃO DAS BOMBAS .....</b>	<b>30</b>
<b>2.3.2 CAVITAÇÃO E NPSH DISPONÍVEL .....</b>	<b>33</b>
2.4 PERDAS DE CARGA EM UM SISTEMA COM BOMBA.....	36
2.5 CONTROLE DE VAZÃO EM BOMBAS CENTRÍFUGAS .....	39
<b>2.5.1 MÉTODOS DE CONTROLE DE VAZÃO E COMPARAÇÃO TÉCNICA ENTRE MÉTODOS .....</b>	<b>39</b>
<b>2.5.2 AVALIAÇÃO ECONÔMICA ENTRE MÉTODOS DE CONTROLE DE VAZÃO .....</b>	<b>43</b>
<b>3 MATERIAIS E MÉTODOS.....</b>	<b>45</b>
3.1 LISTA DE MATERIAIS.....	45
3.2 BANCADA E SEU FUNCIONAMENTO.....	48
3.3 PROCEDIMENTO DE CONEXÃO COM A AQUISITORA DE DADOS.....	50
3.4 INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO.....	53
3.5 PROCEDIMENTO DE REALIZAÇÃO DOS TESTES .....	58
3.6 PERDAS DE CARGA NO SISTEMA .....	59
3.7 DETERMINAÇÃO DOS TESTES .....	60
3.8 PARÂMETROS DE CUSTO .....	61
<b>4. RESULTADOS OBTIDOS.....</b>	<b>61</b>
4.1 RESULTADOS GRÁFICOS.....	61
<b>4.1.1 COMPARÇÕES ALTERANDO O ROTOR .....</b>	<b>61</b>

<b>4.1.2 COMPARAÇÕES ALTERANDO VELOCIDADE DE ROTAÇÃO .....</b>	<b>64</b>
<b>4.2 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DADOS DO FORNECEDOR.....</b>	<b>65</b>
<b>4.2.1 Vazão x Potência .....</b>	<b>66</b>
<b>4.2.2 Vazão x Eficiência .....</b>	<b>69</b>
<b>4.2.3 Vazão x Carga.....</b>	<b>71</b>
<b>4.3.1 UTILIZAÇÃO DO INVERSOR DE FREQUÊNCIA .....</b>	<b>73</b>
<b>4.3.2 REALIZANDO TROCA DE ROTORES NAS BOMBAS .....</b>	<b>76</b>
<b>4.3.3 AVALIAÇÃO DE REDUÇÃO DE CUSTO ENERGÉTICO COMPARANDO O USO DO ESTRANGULAMENTO E INVERSOR EM CENÁRIO HIPOTÉTICO.....</b>	<b>78</b>
<b>5 CONCLUSÃO.....</b>	<b>82</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>84</b>
<b>APÊNDICE A – TABELAS DOS RESULTADOS DE CALIBRAÇÃO DOS TRANSDUTORES DE PRESSÃO.....</b>	<b>87</b>
<b>APÊNDICE B – TABELAS DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....</b>	<b>88</b>

## 1 INTRODUÇÃO

As bombas centrífugas são equipamentos que têm como principal objetivo a movimentação e transferência de fluidos, que, dependendo das configurações, possuem aplicações industriais e/ou residenciais. Seu princípio de funcionamento é pela transferência de energia centrífuga para o fluido que está passando em seu meio, assim acelerando e deslocando esse fluido no sistema instalado. Os principais componentes de uma bomba centrífuga são o motor, o rotor e a voluta. Além dos 3 principais componentes, pode-se observar outros dependendo da configuração e função da bomba centrífuga. (ELLES, 2001).

A eficiência dos projetos hidráulicos está diretamente relacionada com a correta utilização das bombas centrífugas e componentes ligados a ela. Parâmetros como dimensionamento do sistema, correta instalação e operação dos equipamentos e o conhecimento adequado das curvas características das bombas instaladas são essenciais para o funcionamento adequado de um sistema hidráulico. (ELLES, 2001).

Durante o estudo de uma bomba centrífuga, diversos fatores podem ser avaliados e medidos a fim de determinar a eficiência da bomba em si. A inserção de componentes pode ter um impacto significativo no comportamento hidrodinâmico da bomba, afetando sua curva de desempenho, eficiência e consumo de energia (KRENZER et al., 2017). Entre os fatores a serem avaliados encontra-se a velocidade angular, velocidade de rotação, taxa de fluxo de massa, taxa de fluxo de volume, velocidade média, altura de coluna da água, energia total de entrada na bomba, energia total de saída da bomba, energia específica, suas perdas ao longo do sistema, NPSH disponível, NPSH requerido e pôr fim a eficiência total da bomba estudada (ISO 9906, 2012). Durante o presente trabalho, algumas dessas características serão estudadas para estabelecer as curvas características das bombas instaladas no sistema proposto.

Segundo o anexo A da ISO 9906 de 2012 (página 28), para que as medições dos parâmetros estudados sejam as melhores possíveis nas seções estudadas, 3 principais pontos devem ser garantidos. O primeiro ponto é garantir uma distribuição de velocidade axialmente simétrica. O segundo ponto é em relação a manter uma distribuição uniforme da pressão estática, e por fim, garantir a ausência de turbulência induzida pela instalação. Para evitar uma distribuição de velocidade ruim ou também

evitar turbilhões, deve-se evitar curvas ou combinações de curvas, qualquer expansão e qualquer descontinuidade no sistema estruturado. Redemoinhos também podem ser evitados realizando uma concepção cuidadosa do circuito de ensaio a montante da secção de medição, utilizando de maneira criteriosa de um estabilizador de fluxo, e realizando a disposição adequada das tomadas de pressão para minimizar a sua influência na medição. Por fim, é recomendado que não se realize a instalação de uma válvula borboleta no tubo de entrada.

Para realizar as medições no sistema estudado, é necessário utilizar equipamentos específicos para cada informação a ser obtida, o anexo D da ISO 9906 (página 41), relaciona métodos e equipamentos de medição com a informação que pode ser coletada por esse método ou equipamento. Para se realizar a medição de pressão manométrica existem dois métodos, o primeiro é utilizando manômetros de mola, a segunda opção é utilizando-se de transdutores de pressão eletrônicos. Para se obter a velocidade de rotação pode ser utilizado tacômetro de indicação direta, um contador óptico ou magnético, ou um estroboscópio. Para medir a vazão volumétrica existem 9 métodos, o método por pesagem (ISO 4185), método volumétrico (ISO 8316), método por diferenciais de pressão (ISO 5167- 1/2/3), método de vertedor de soleira delgada (ISO 1438 e ISO 3846), método de área de velocidades (ISO 748, ISO 2537, ISO 3354 e ISO 3966), método eletromagnético (ISO 6817, ISO 9104 e ISO 9213), método ultrassônico (ISO 6416) e por fim, métodos por traçadores (ISO 2975). Para medir a potência de entrada da bomba é recomendado que se utilize dinamômetros, torquímetros, motores calibrados e wattímetros. E, para se medir a eficiência geral da bomba, apenas as potências de entrada e saída devem ser medidas.

## 1.1 OBJETIVO GERAL

Realizar comparativo de curvas características de bombas centrífugas fornecidas pelo fabricante em relação curvas obtidas em laboratório acadêmico e realizar estudo de viabilidade econômica comparando diferentes métodos de controle de vazão para bombas centrífugas.

## 1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- a) Revisar literatura para entendimento do processo de obtenção de curvas características de bombas centrífugas, compreensão de métodos de leitura de dados experimentais e suas interpretações.
- b) Realizar a confecção de uma bancada experimental de ensaio de bombas centrífugas para obtenção de curvas características de bombas de diferentes configurações.
- c) Obter curva característica e outras informações para uma bomba centrífuga comercialmente disponível, alterando sua configuração e seu sistema.
- d) Realizar a validação da bancada e dados obtidos a partir de curvas de bombas já existentes.
- e) Realizar comparativo energético entre dois métodos de variação de vazão distintos.
- f) Propor pontos de melhoria para o modelo de bancada construído.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 BOMBAS CENTRÍFUGAS

#### 2.1.1 CONCEITOS GERAIS

As bombas classificam-se em dois grupos: volumétricas e rotodimânicas. Bombas volumétricas, ou bombas de deslocamento positivo, que são aquelas bombas que fornecem energia ao líquido já sob a forma de pressão, isso ocorre pois o líquido ocupa um espaço no interior da bomba que tem seu volume alterado ao longo do ciclo de funcionamento da mesma, essa alteração de volume, geralmente ocasionada por um dispositivo de impulsão, expulsa o líquido do interior da bomba com determinada pressão. As bombas volumétricas podem ser alternativas, que funcionam com pistões, êmbolos e diafragmas como dispositivos de impulsão e também podem ser rotativas, que por sua vez utilizam engrenagens, lóbulos, parafusos e palhetas como dispositivos de impulsão. (ELETROBRÁS, 2009)

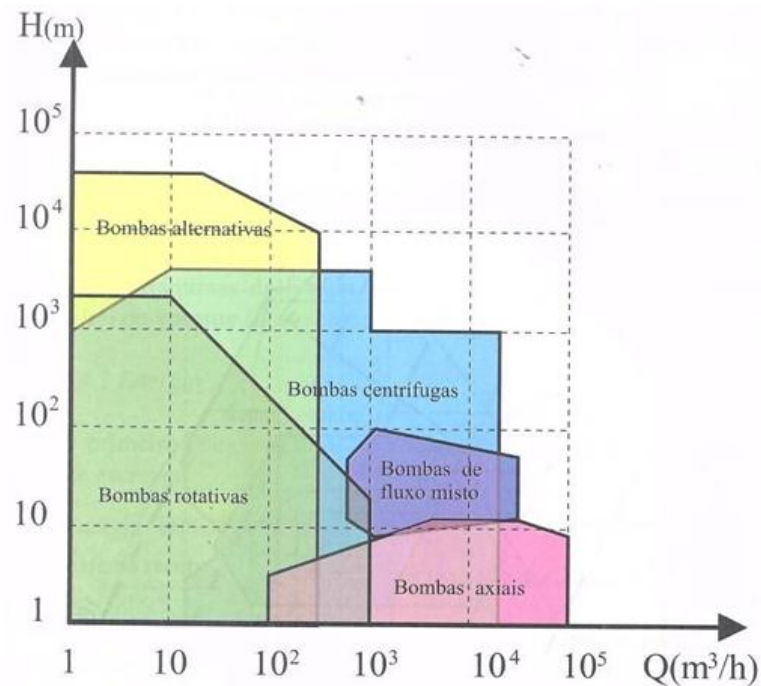
Bombas alternativas se utilizam de um movimento alternativo, ou de vai-e-vem, para pressurizar o líquido. Logo, a vazão do líquido é consequência do volume ocupado no interior da bomba e do número de golpes do dispositivo de impulsão. Já nas bombas rotativas, o princípio de funcionamento é relacionado com a rotação do dispositivo de impulsão, nessa categoria de bombas, se a velocidade for constante, a descarga e a pressão são praticamente constantes também. (ELETROBRÁS, 2009).

As bombas que fazem parte do grupo de bombas volumétricas, sejam rotativas ou alternativas, trabalham com grandes valores de altura de coluna da água, e não necessariamente com grandes vazões, sendo assim, são bombas ideais para se aplicar em sistemas de transmissão de força, como sistemas hidráulicos de máquinas pesadas como tratores e escavadeiras e sistemas de processamento ou moagem de materiais

O segundo grupo de bombas é o grupo de turbo bomba ou bombas dinâmicas, também conhecidas como bombas centrífugas. Nesse tipo de bombas a movimentação do líquido ocorre devido a forças aplicadas sobre a massa desse mesmo líquido devido a rotação de um eixo onde se encontra acoplado um rotor. Essa rotação gera uma força centrífuga que então movimenta o líquido. As bombas centrífugas são classificadas de acordo com o sentido de saída do líquido do rotor. Essas bombas são classificadas como radiais, de fluxo misto e de fluxo axial, sendo que as bombas radiais, devido a sua fabricação simplificada, são as mais utilizadas em instalações de água limpa de médio e pequenas alturas de elevação. (ELETROBRÁS, 2009)

As bombas que integram o grupo de bombas dinâmicas são equipamentos que no geral trabalham com maiores vazões, existem algumas configurações de turbo bombas que trabalham também com alturas elevadas, mas o destaque do grupo se dá a vazão elevada, como observado na imagem 1. Algumas aplicações são sistemas de irrigação, abastecimento de água para sistemas residenciais, (prédios e casas) e industriais, sistemas de refrigeração e demais processos que necessitem de maiores vazões. (SANTOS, 2007)

Imagem 1 – Campo de aplicação das bombas



Fonte: Henn (2006, p.31)

### 2.1.2 BALANÇO DE ENERGIA E MASSA DAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

Segundo Henn (2006), conceitos fundamentais da termodinâmica e da mecânica dos fluidos também são indispensáveis para o estudo do comportamento dos fluidos ao longo de um sistema hidráulico composto por uma bomba centrífuga. Quando se trata de energia, o primeiro princípio da termodinâmica, diz que toda a energia que o sistema recebe, menos a energia que ele entrega, é igual a variação da energia total do sistema. Ou seja, uma vez estabelecido um volume de controle, para toda energia admitida nesse volume de controle, será realizado uma descarga dessa energia na mesma proporção, ou pelo meio de trabalho do fluido, ou por alguma perda que se dê no volume de controle.

De acordo com Henn (2006), quando o fluido estudado se trata de um fluido incompressível, a massa específica do fluido também pode ser considerada constante e assim se torna possível a utilização da vazão no dimensionamento da bomba. Entre massa transportada, volume e vazão, a seguinte equação pode ser descrita:

$$\dot{m} = \rho * Q$$

Onde

$Q$ = Vazão em  $m^3/s$ ;

$\dot{m}$ = Fluxo mássico do fluido em  $kg/s$ ;

$\rho$ = Massa específica do fluido, em  $kg/m^3$ ;

Assim, é possível se calcular a potência recebida ou fornecida, utilizando-se do trabalho específico, que é a unidade de energia pela massa, pela seguinte equação:

$$P = \frac{\gamma * Q * h}{75}$$

Onde:

$P$ = Potência, em CV;

$\gamma$ = Peso específico, em  $kgf/m^3$ ;

$h$ = Altura de coluna fluido, em  $m$ ;

Após a determinação da potência, é possível se determinar o torque, ou momento necessário para bomba para movimentar o fluido esperado. Esse cálculo é importante para que o correto dimensionamento do motor seja realizado. Ele se dá por:

$$M = 716,2 * \frac{P}{n}$$

Onde:

$M$ = Torque ou momento, em  $kgf/m$ ;

$n$ = Velocidade de rotação, em rpm;

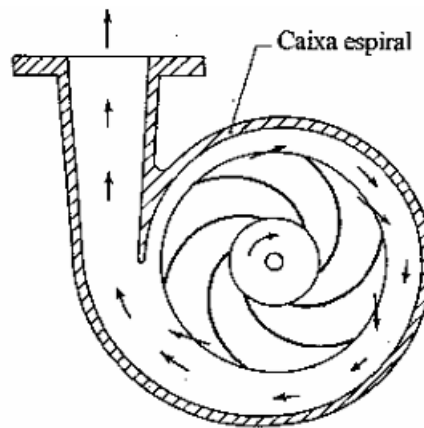
### 2.1.3 FORÇAS SOBRE O FLUIDO NA BOMBA CENTRÍFUGA

As bombas centrífugas são caracterizadas por possuírem órgão rotatório, também conhecido como rotor. O rotor possui pás ou hélices que exercem força centrífuga sobre o fluido e assim o expõem do seu centro para as periferias através da inércia gerada pelo movimento do rotor. É no rotor que a energia mecânica de sua rotação é transformada em energia de fluido, ou, energia cinética. Após o fluido

ter recebido a energia do rotor, ele é direcionado ao sistema diretor ou coletor, como demonstrado na imagem 2, que tem por finalidade, direcionar o fluxo de fluido para o restante do sistema hidráulico. Além de direcionar o fluido, o sistema diretor também tem a funcionalidade de aumentar a pressão do sistema. (MACINTYRE, 2010)

Segundo Brasil (2013), dependendo do método construtivo da bomba, ela também pode possuir um conjunto de pás guias logo após o rotor. Essas pás são devidamente orientadas para que o líquido saia do rotor e seja devidamente direcionada ao coletor, assim, a energia cinética fornecida pelo rotor é transformada em energia potencial de pressão com os mínimos de perdas de atrito ou turbulências.

Imagem 2 – Representação de rotor e sistema diretor



Fonte: Henn (2006, p.44)

O percurso do fluido dentro da bomba centrífuga, se inicia pela entrada do mesmo em baixa pressão paralelamente ao eixo do rotor, após receber energia cinética do rotor, que por sua vez recebeu energia do motor, o fluido se direciona para as pás guias, se presentes, e então para as zonas de alta pressão no coletor. Por fim o coletor direciona o fluido para o bocal de saída que é então enviado para o restante do sistema hidráulico. O direcionamento do fluido após receber energia do rotor pode variar dependendo da configuração do rotor utilizado e das características da bomba.

#### 2.1.4 CONSTRUÇÃO E COMPONENTES DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA

Bombas centrífugas podem apresentar diferentes configurações e componentes dependendo da sua devida aplicação. A configuração mais

convencional, que também será utilizada para realizar os testes do presente trabalho, possui componentes conforme apresentados na imagem 3.

Imagem 3 – Vista explodida bomba BC-92 S 1



Fonte: Lâmina técnica BC-92 S 1 Franklin Eletric (2025, p.3)

Os componentes mais relevantes e destacados na imagem 3, são:

- a) Item 1: Motor elétrico.
- b) Item 2: Selo mecânico.
- c) Item 3: Rotor.
- d) Item 4: Kit de fixação do rotor.
- e) Item 5: Kit anel de vedação.
- f) Item 6: Caracol.
- g) Item 7: Kit parafuso.

Os itens podem variar ou possuir características distintas dependendo de modelo e aplicação da bomba utilizada. Maiores informações técnicas das bombas utilizadas no estudo, serão apresentadas em seções a seguir.

O rotor é uma peça móvel normalmente acionada por um motor elétrico acoplado a bomba centrífuga que tem como principal papel fornecer energia ao fluido através da sua rotação. Segundo Brasil (2013), os rotores das bombas centrífugas podem ser classificados em 3 grandes grupos, rotores fechados, semiabertos e abertos, presentes na imagem 4.

Rotores fechados, além de possuir o disco central onde as pás são fixadas, possuem uma coroa circular, também fixada às pás. Nesses casos, o fluido penetra no rotor pela abertura da coroa. Essa construção, em sua maioria, é utilizada para fluido sem substâncias em suspensão, um exemplo seria água potável ou tratada.

Os Rotores classificados como semiabertos são utilizados para recalque de água sedimentada e são construídos com apenas um disco onde as pás são presas diretamente.

Rotores abertos não possuem uma coroa ou disco circular anterior as pás. Nesses casos as pás estão em contato direto com o fluido de ambas as direções. Esse modelo é utilizado para águas residuais, pastas, lamas, esgotos e no geral líquidos que apresentem uma maior viscosidade.

Imagem 4 – Rotor fechado, semiaberto e aberto respectivamente.



Fonte: Brasil (2013, p.88)

Outra classificação dos rotores se dá devido ao direcionamento do fluido após receber energia do rotor. Os rotores podem ser classificados em radiais, diagonais e axiais.

Os rotores diagonais são casos intermediários entre os rotores radiais e axiais e possuem esse nome pois a trajetória do fluido se faz em uma diagonal. É comumente utilizado para o recalque de vazões médias em alturas médias.

Segundo Santos (2007), quando os rotores axiais são empregados, o fluido se aproxima paralelamente ao eixo do rotor e após a força ser transferida o fluido assume a forma de hélices cilíndricas. Isso ocorre pois nessa configuração de rotor e bomba, um vórtice é forçado pelo movimento das pás. Bombas que possuem essa configuração são utilizadas para grandes descargas e alturas de elevação de até mais de 40 metros

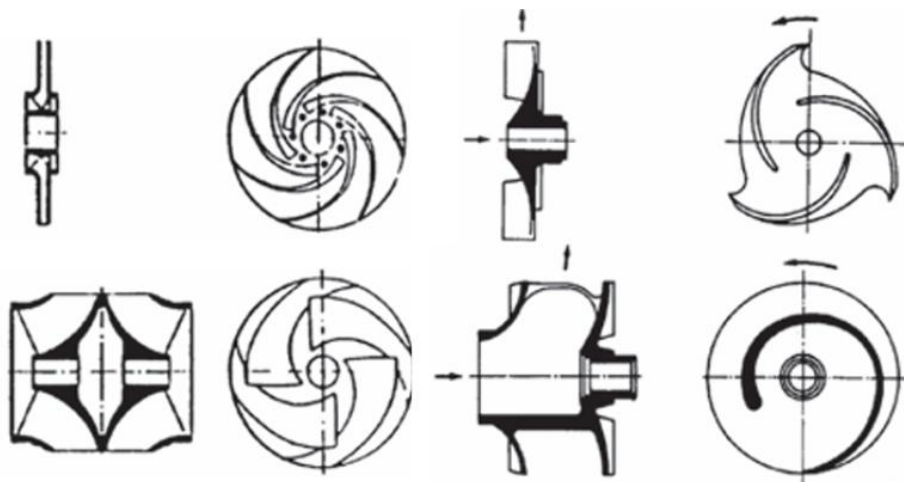
Por fim, rotores radiais são os mais comumente encontrados, principalmente para o transporte de água. Conforme Santos (2007) nesses rotores, o fluido penetra paralelamente ao eixo, e as pás aplicam uma força centrífuga no fluido, o empurrando para a periferia do rotor. Sendo assim, as trajetórias formadas pelo fluido são curvas

praticamente planas contidas em planos radiais. Esses rotores normalmente atuam com descargas de 5 a 500 litros por segundos e são aplicados em pequenas, médias e grandes instalações.

Portanto, para se determinar qual configuração de bomba e rotor deve-se utilizar é importante conhecer os parâmetros de operação do sistema e o fluido que será movimentado. Alguns exemplos de variações de rotores radiais com diferentes aplicações são:

- a) Rotor radial de fluxo simples fechado, que é utilizado para movimentar líquidos quantidade de sólidos pequenos ou pequenos sólidos não abrasivos.
- b) Rotor radial de fluxo duplo é utilizado para movimentar líquidos sem sólidos em suspensão.
- c) Rotores radiais com três ou duas pás são utilizados para movimentar líquidos com sólidos em suspensão.
- d) Rotor radial aberto com três pás movimenta lodo de esgoto com poucos gases em sua composição.
- e) Rotor radial fechado de pá única é utilizado para movimentar caldo de cana com bagaço e esgoto sem pré-filtrarem.
- f) Rotor radial fechado recuado é utilizado para lodo com alto teor de gases em sua composição.

Imagem 5 – Diferentes exemplos de rotores radiais.



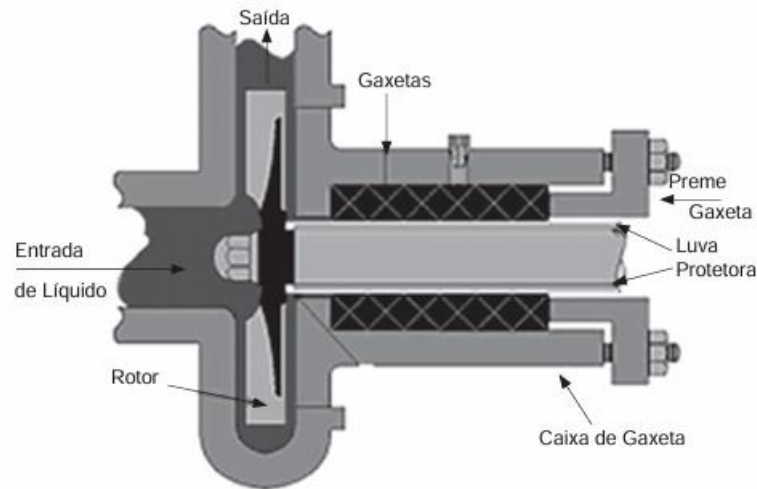
Fonte: Eletrobrás (2009, p.45)

Conforme Monte Verde (2018), o eixo tem como função transmitir força do torque recebido do motor elétrico para a bomba afim de mantê-la em movimento. Além disso o eixo suporta o rotor e demais partes rotativas da bomba, se presentes. Determinadas bombas podem apresentar seu eixo protegido por uma luva protetora, segundo Santos (2007), essa proteção tem como objetivo garantir que o eixo não se desgaste por atrito constante da gaxeta. Assim com o tempo existe apenas a necessidade de se trocar a luva e não o eixo como um todo.

As selagens, ou sistemas de vedação, das bombas tem por finalidade evitar que o fluido bombeado vaze por espaços existentes entre componentes da bomba. Dois são os principais sistemas de vedação das bombas, vedação por gaxeta e vedação por selo mecânico.

A vedação por gaxeta (imagem 6) evita a passagem do fluido do interior da carcaça, onde está o rotor, para fora da bomba e evita a entrada de ar no sentido contrário. Segundo Santos (2007), gaxetas são o método mais antigo de selagem utilizados em bombas centrífugas. As gaxetas sofrem atritos constantes contra o eixo e por conta disso são submetidas a um maior aquecimento, por conta disso, são fabricadas de materiais plásticos, tais materiais podem ser fibras vegetais, minerais ou sintéticas. As gaxetas por necessidade, não vedam totalmente o sistema contra gotejamento, necessariamente elas permitem um vazamento de 30 a 60 gotas por minuto para assim lubrificar o sistema e manter em uma temperatura adequada. A regulagem do gotejamento é feita pelo nível de aperto dos anéis de gaxeta. A gaxeta se limita a fluidos que não são inflamáveis, corrosivos, explosivos e tóxicos, ou quando a pressão ultrapassa 155 metros de coluna de água na entrada.

Imagem 6 – Vedação por gaxeta



Fonte: Eletrobrás (2009, p.59)

Para se evitar totalmente o gotejamento ou para pressões acima de 155 metros de coluna de água a vedação deve ser realizada por selo mecânico. É recomendado que a utilização de selo mecânico seja realizada apenas em casos em que o uso de gaxeta esteja realmente impossibilitado, afinal gera maior atrito e por consequência maior consumo de energia, entretanto, segundo Santos (2007), o uso do selo mecânico é a opção mais viável após seis meses de uso, pois o custo de manutenção é menor quando comparado a utilização de gaxetas.

O Mancal é o componente responsável por manter o correto alinhamento do conjunto rotativo em relação as partes estacionárias que sofrem cargas devido ao movimento do sistema. Para isso os mancais devem ser devidamente lubrificados, para assim se evitar o atrito entre eixo e mancal, auxiliar na dissipação do calor gerado pelo movimento e proteger o mancal de corrosão, maiores informações sobre periodicidade de lubrificação e lubrificantes a serem utilizados, são fornecidos pelos fabricantes das bombas. Os tipos de mancais são de rolamento e de deslizamento.

Mancais de rolamento são usados para diminuir os efeitos do atrito entre eixo e seus apoios, são mancais com grande durabilidade e suas diferentes configurações (Esferas, Cilindros, Agulhas) garante uma ampla gama de aplicações. Os mancais de deslizamento ou escorregamento são largamente utilizados em bombas que executam serviços severos, em alta pressão ou com grandes diâmetros e por economia é por vezes usado em bombas centrífugas radiais menores, por conta de seu custo ser abaixo do custo de um mancal de rolamento. (ELETROBRÁS, 2009).

Os eixos das bombas maiores são conectados aos seus acionadores por meio do componente chamado de acoplamento. É por meio deste componente que o motor elétrico transmite o movimento de rotação, ou torque, ao conjunto rotativo da bomba. Existem quatro principais tipos de acoplamentos, rígido, flexível tipo fita de aço, flexível com pinos amortecedores e flexível de dentes arqueados. Embora os quatro tipos possuam aspectos físicos diferentes, todos possuem basicamente os componentes de cubos ou luvas, peça amortecedora e uma capa externa de proteção e retenção de lubrificante, se o lubrificante for presente.

Acoplamentos rígidos não permitem movimento axiais ou radiais relativos dos eixos, e funcionam similar a um par de flanges, os conectando, fazendo com que os eixos operem como um eixo único. Esses acoplamentos são usados em bombas com rotações pequenas e bombas verticais. O acoplamento flexível tipo fita de aço permite espaço para um pequeno movimento relativo e é capaz de absorver pequenos desalinhamentos entre eixos. Flexível com pino amortecedor é caracterizado por uma das luvas possuir diversos furos onde são colocados pinos revestidos de algum material flexível, esses pinos são então presos a uma segunda luva e permitem flexibilidade do acoplamento (ELETROBRÁS, 2009).

Por fim, o acoplamento de dente arqueado a flexibilidade existe por conta do uso de um conjunto de dentes de engrenagem presente na parte central do acoplamento, esse conjunto de dentes se encaixam em uma cremalheira presente na parte central do acoplamento. É importante ressaltar que mesmo possuindo flexibilidade e permitindo certo nível do desalinhamento, quando acoplamentos flexíveis operam com eixos desalinhados, existe uma perda de eficiência na força transmitida entre eixos, causando um maior consumo de energia elétrica (ELETROBRÁS, 2009).

## 2.2 CURVAS CARACTERÍSTICAS DAS BOMBAS

As curvas características possibilitam entender as principais características que determinada bomba apresenta durante seu funcionamento, essas curvas são determinadas pelo fabricante. Segundo Monte Verde (2018), vazão ( $Q$ ), altura manométrica ( $H$ ), potência consumida ( $P_c$ ), rendimento a ser apresentado pela bomba

( $\eta$ ) e NPSH (Net Positive Suction Head) são características compreendidas quando observada uma curva de uma bomba.

A curva da vazão (Q) em relação à Carga (H) apresenta a razão necessária para atender às necessidades do sistema. A vazão pode ser definida por:

$$Q = V \cdot A$$

Onde:

Q= Vazão volumétrica, em  $m^3/s$ ;

V= Velocidade do fluido dentro da tubulação, em  $m/s$ ;

A= Área interna do tubo, em  $m^2$ ;

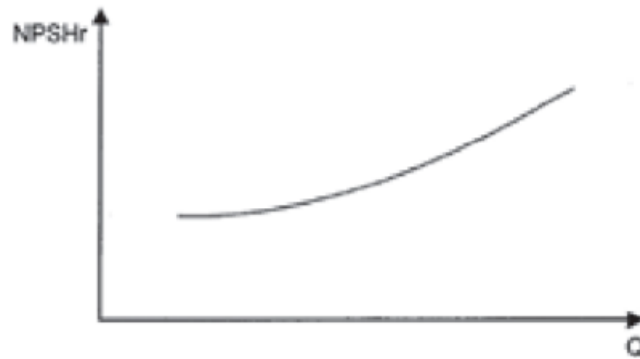
E a carga do sistema hidráulico, pode ser definida por, segundo Henn (2012):

$$H = \left( \frac{P}{\rho g} + \frac{\bar{V}^2}{2g} + h \right)_{saída} - \left( \frac{P}{\rho g} + \frac{\bar{V}^2}{2g} + h \right)_{entrada}$$

Onde:

H= Carga, em  $m$ ;

A curva de NPSH (Altura de sucção positiva líquida) representa a pressão mínima que o líquido deve ter para não iniciar sua evaporação e posterior condensação na entrada da bomba, junto ao rotor. Segundo Henn (2006), a curva NPSH é essencial para que o dimensionamento correto da bomba ocorra, pois se interpretada de forma incorreta, pode ser acarretado um fenômeno conhecido por cavitação do rotor da bomba. A curva NPSH (representada na imagem 7) é também conhecida como NPSH requerido, podendo ser representado por  $NPSH_R$ , essa informação deve ser fornecida pelo fabricante e se refere à energia necessária para vencer as perdas de carga entre a conexão de sucção da bomba e as pás do rotor.

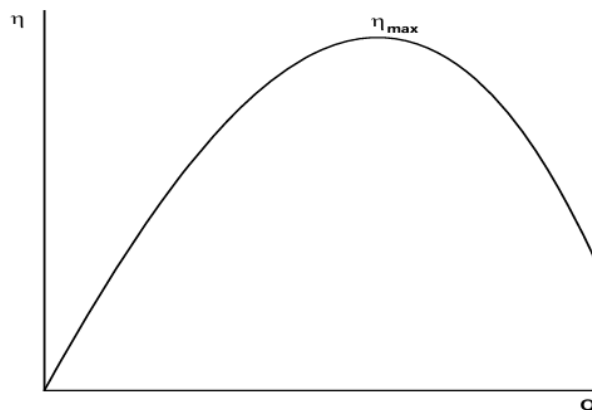
Imagem 7 – Curva  $NPSH_R$ 

Fonte: Eletrobrás (2009, p.130)

O estudo e entendimento das curvas é primordial para a escolha correta da bomba em determinado projeto, sendo assim, é preciso inicialmente conhecer a vazão volumétrica ( $Q$ ) determinada e altura manométrica ( $H$ ) especificada, o restante é possível se obter com os estudos das curvas características. Mas, é importante ter conhecimento que fatores como mudança de rotação, mudança do diâmetro externo do rotor e modificação da natureza do líquido bombeado, irão modificar a curva característica de determinada bomba.

Segundo Guimarães (2008), a curva de rendimento, mostrada na imagem 8, mostra a relação entre a vazão e o rendimento da bomba. A partir da relação  $Q \cdot \eta$  é possível obter a maior eficiência no bombeamento de água em função de determinada vazão. Essa curva será a representação para um único diâmetro de rotor.

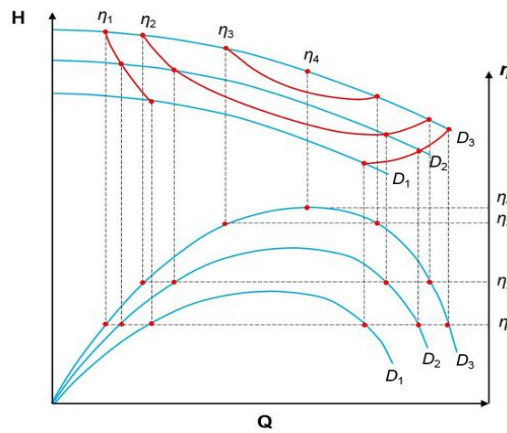
Imagem 8 – Curva de rendimento



Fonte: Guimarães (2008, p.31)

De acordo com Monte Verde (2018), a curva de iso-rendimento, representada pela imagem 9, indica o mesmo rendimento de uma bomba para diferentes diâmetros de rotor em relação a vazão e altura manométrica. As curvas são desenhadas no mesmo gráfico e cada curva representa um diferente diâmetro de rotor. Para encontrar o rendimento nesses gráficos, são traçadas retas a partir do ponto de vazão e do ponto de altura manométrica, as retas então cruzam-se na curva do rotor, o ponto de cruzamento também irá indicar o rendimento da bomba

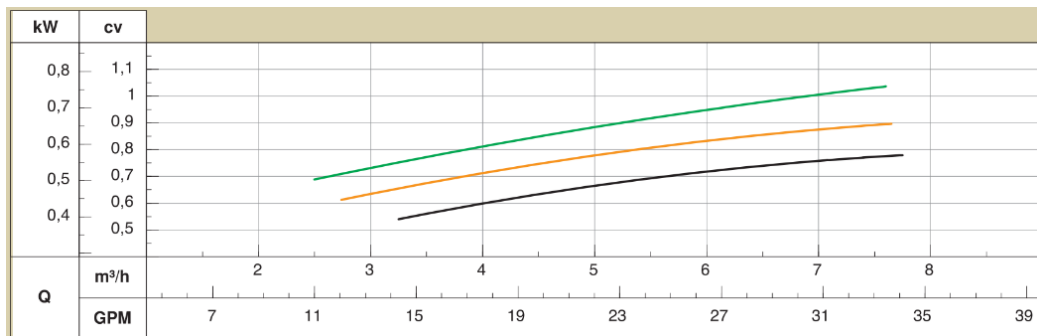
Imagem 9 – Curva de iso-rendimento



Fonte: Monte Verde (2018, p.50)

Segundo Monte Verde (2018), a curva de potência consumida pela bomba ( $P_c$ ), representado pela imagem 10, determina a potência energética consumida pela bomba em função das características elétricas do motor que irá acioná-la, essa curva é determinada a partir de medições realizadas no motor elétrico utilizando aparelhos como voltímetro e amperímetro. Tais informações são fornecidas pelo fabricante.

Imagem 10 – Curva da potência consumida



Fonte: Ficha técnica BC-91 (2024, p.2)

Potência hidráulica ( $P_H$ ) de uma bomba é o trabalho útil que uma bomba exerce para deslocar determinada massa de líquido ao longo do tempo. Pode ser definida por:

$$P_H = \rho g H Q$$

Uma vez definido a potência hidráulica e a potência consumida, é possível definir o rendimento da bomba, a partir da seguinte equação:

$$\eta = \frac{P_H}{P_C}$$

Onde potência hidráulica e potência consumida são fornecidas em Watts e após o resultado da divisão ser multiplicado por 100, o rendimento retorna uma porcentagem total.

## 2.3 INSTALAÇÃO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

### 2.3.1 MÉTODOS DE INSTALAÇÃO DAS BOMBAS

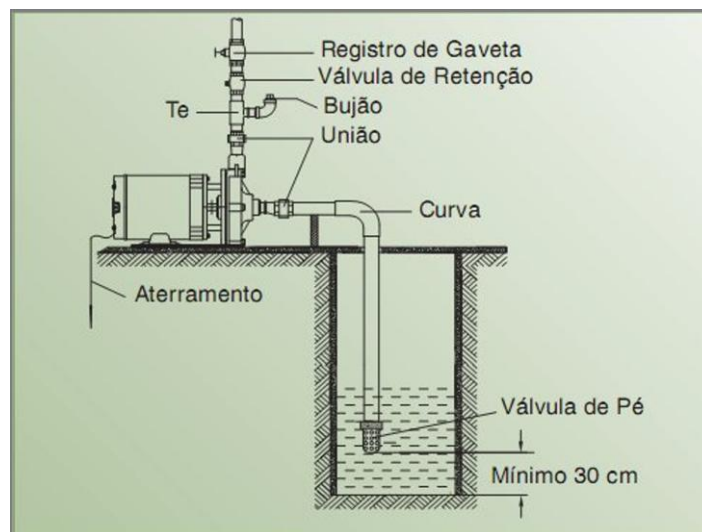
Segundo Brasil (2013), além do dimensionamento correto de uma bomba centrífuga, a sua devida instalação, de suas tubulações e seus acessórios no momento de montagem do sistema hidráulico, garante um sistema com menores custos de manutenção, e com maior eficiência. Para se realizar a devida instalação de uma bomba é necessário se atentar ao manual do fabricante, onde informações sobre ajustes, folgas, métodos de instalação e cuidados necessários estarão presentes.

De acordo com o capítulo 8 do livro “Bombas: guia básico” da Eletrobrás (2009), além dos pontos presentes no manual do fabricante algumas boas práticas para uma instalação mais ideal são:

- a) Instalar a bomba próximo do local onde o fluido a ser bombeado está armazenado, assim diminuindo as perdas por conta da aspiração.
- b) Se possível, instalar a bomba abaixo do nível do reservatório, isso permitirá que o fluido utilize também a força da gravidade para alcançar a bomba.

- c) Instalar a bomba em um local de fácil acesso para que a devida manutenção seja realizada.
- d) Utilizar elementos em sua base de fixação que amortecem as vibrações causadas pela bomba, assim a vibração do equipamento gera um menor impacto nas instalações e estruturas próximas a ela.
- e) A base de fixação deve garantir o alinhamento entre bomba e motor elétrico que a aciona. Para se verificar se o alinhamento está correto pode-se utilizar um relógio comparador. O alinhamento inicial ou, alinhamento a frio, se faz antes da utilização da bomba durante as etapas de instalação, e o alinhamento a quente, ou final, deve ser realizado quando bomba e motor estiverem em temperatura de operação. O desalinhamento entre esses dois componentes desgasta prematuramente os mancais do conjunto e também gera uma necessidade maior de esforço do motor elétrico para atender a demanda do sistema, assim gerando menor eficiência.

Imagem 11 – Instalação usual de bomba de simples estágio



Fonte: Brasil (2013, p.81)

Além da devida instalação da bomba sendo um exemplo a imagem 11, as tubulações instaladas no sistema também necessitam de atenção. Cuidados como não apoiar as tubulações nos flanges da bomba e alinhar corretamente a tubulação com o flange, evitam esforços desnecessários sobre a carcaça da bomba. A correta

limpeza de todas as tubulações utilizadas na instalação hidráulica também é essencial para se evitar que resíduos sólidos remanescentes possam danificar a bomba.

De acordo com Macintyre (1997), na tubulação de sucção deve-se buscar uma seção curta e reta, assim diminuindo a perda de carga no sistema. Se a bomba for instalada acima do nível do reservatório, recomenda-se instalar a tubulação de sucção com um pequeno declive, já quando a bomba for abaixo do nível do reservatório, deve-se instalar com um aclive no sentido da bomba. O diâmetro da tubulação de sucção não deve ser menor que o diâmetro de sucção da bomba, é recomendado que ele seja uma ou duas vezes maior que a entrada da bomba. Para se evitar perda de carga na sucção, deve-se evitar utilizar curvas próximas ao flange, caso não seja possível evitar, raios grandes devem ser utilizados e uma parte prévia de tubulação reta deve ser posta antes do flange da bomba. Para casos em bombas abaixo do nível do reservatório, deve-se instalar uma válvula que possa ser fechada quando necessário. Se mais de uma bomba for abastecida pela mesma fonte, é recomendado que se utilize linhas de sucção separadas. Caso separação não seja possível, não é recomendado a alteração de diâmetro ao longo da linha de sucção entre bombas.

Já na tubulação de descarga, segundo Macintyre (1997), é recomendado a instalação de uma válvula de retenção após a bomba e uma válvula gaveta após a válvula de retenção, assim, é possível isolar o sistema em caso de uma manutenção na bomba ou na própria válvula. A válvula gaveta, apesar de apresentar menor perda de carga quando está totalmente aberto, não é indicada para o uso do controle de vazão, caso o objetivo seja controle de vazão, deve-se utilizar uma válvula globo. Na tubulação de descarga, normalmente em tubulações muito compridas, pode ter a ocorrência do golpe de aríete, que é o aumento brusco de pressão no interior a tubulação devido a um bloqueio repentino no movimento do fluido. Essa alteração pode ser evitada utilizando-se de dispositivos como válvulas de alívio e reservatórios de ar. E por fim, assim como na tubulação de sucção, a tubulação de descarga também deve ser alinhada naturalmente com o flange da bomba, assim evitando esforços no local de contato.

Nas instalações hidráulicas, as válvulas também exercem um importante papel de controle ou bloqueio do fluxo do fluido ao longo do sistema, e segundo Macintyre (1997), elas podem ser divididas em dois principais grupos.

- a) Válvulas de bloqueio / controle: Essas válvulas são para controlar vazão quando são postas em posições intermediárias, ou também fecham totalmente o fluxo do fluido. Podem ser operadas manualmente ou por dispositivos mecânicos, elétricos, hidráulicos e pneumáticos. Válvula borboleta, válvula esfera, válvula gaveta são exemplos de válvulas de bloqueio e a válvula globo é um exemplo de válvula de controle.
- b) Válvulas de retenção: São utilizadas para impedir o retorno do fluido, ela faz essa função fechando-se automaticamente caso um retorno ocorra. Válvula portinhola e válvula tipo diafragma são exemplos de válvulas de retenção.

### **2.3.2 CAVITAÇÃO E NPSH DISPONÍVEL**

O fenômeno da cavitação tem como impacto para a bomba a erosão de componentes internos, segundo Coelho (2006), a ocorrência contínua do fenômeno concede um aspecto esponjoso, rendilhado e corroído a superfícies. Esse fenômeno ocorre devido a diminuição de pressão no líquido que está sendo bombeado, caso a pressão diminua até atingir a pressão de vapor do líquido, é iniciado o processo de vaporização dele.

As bolhas onde ocorre a vaporização do líquido se formam em regiões com menores pressões e subsequentemente são conduzidas pelo fluxo do líquido atingindo regiões de maiores pressões. Ao alcançar lugares com maiores pressões, ocorre o colapso dessas bolhas, o que traz novamente o fluido para o estado líquido, assim liberando energia. Porém, nem todas as bolhas de vapor liberam energia suficiente para retornar para seu estado líquido, esses casos seguem o líquido pelo restante do sistema. Essas bolhas se chocam com as superfícies internas da bomba, liberando energia e então degradando o material, esse desgaste pode ser tanto ao ponto de gerar desgaste de peças internas da bomba.

Segundo Coelho (2006) existem 4 níveis distintos de cavitação, esses são:

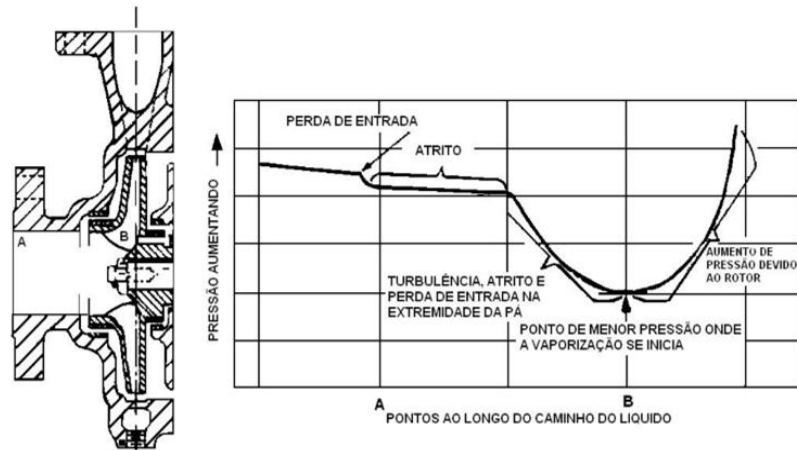
- a) Cavitação incipiente: Os efeitos da cavitação ainda estão iniciando a se tornarem perceptíveis. Ruídos e vibrações são leves e em muitos casos não impactam o sistema como um todo.

- b) Cavitação crítica: Nesse nível, os efeitos já são constantes e perceptíveis, o nível de ruído ainda é considerado aceitável, porém as vibrações já são razoáveis. Caso o sistema opere durante longos períodos nessa condição, os efeitos podem se tornar prejudiciais.
- c) Cavitação com perigo incipiente: Ruídos se tornam relativamente altos e vibrações ainda são toleráveis, porém podem gerar pequenos danos físicos.
- d) Cavitação plenamente estabelecida: Nesse cenário, a pressão média à jusante da região analisada apresenta valores de pressão de vapor líquido. Ruído e vibrações são excessivos.

Como consequências da cavitação inicialmente pode se citar vibrações, ruídos, turbulência, alterações nas curvas características e danificações no material da bomba. O nível dessas consequências, assim como citado anteriormente, se alteram de acordo com nível e tempo de exposição a cavitação. Combinados, esses fatores geram alteração no desempenho geral da bomba. O dano ao material de uma bomba geralmente ocorre no rotor, e ocasionalmente no corpo da bomba ou nos difusores, conforme Coelho (2006), é importante ressaltar que a erosão por cavitação não ocorre na região de formação das bolhas, mas sim na região onde entram em colapso.

A cavitação ocorre caso a pressão de sucção esteja no mesmo nível ou abaixo do nível da pressão de vapor do líquido bombeado, por conta disso, as regiões mais suscetíveis a sofrer cavitação no interior de uma bomba, são as regiões de baixa pressão, conforme mostrada na imagem 12, essas regiões são os canais do rotor, próximas da aresta de entrada das pás.

Imagem 12 – Perda de pressão em diferentes locais de uma bomba



Fonte: Coelho (2006, p.20)

Logo, segundo Coelho (2006) para se evitar o fenômeno da cavitação, deve ser garantido energia suficiente no flange de sucção, garantindo que o líquido atinge as pás do rotor, pois no rotor, receberá energia e por consequência, sua pressão irá aumentar. Essa energia, ou carga, deve ser capaz de suportar a queda de pressão que ocorre quando o fluido é acelerado na entrada do rotor, garantindo que a pressão local não caia abaixo da pressão de vapor do líquido.

Sendo assim, para quantificar essa condição os conceitos de NPSH são utilizados. O  $NPSH_R$ , é uma característica da bomba, determinada pelo fabricante, que representa a energia mínima necessária para que ela opere sem cavitando. Em contrapartida, o NPSH disponível, ou  $NPSH_D$  é uma característica da instalação hidráulica e pode ser definido como a energia que o líquido possui no ponto imediatamente anterior ao flange de sucção da bomba. Segundo Henn (2006), para que não ocorra o fenômeno de cavitação no rotor da bomba, o  $NPSH_D$  deve ser sempre maior que o  $NPSH_R$ . O  $NPSH_D$  pode ser calculado por:

$$NPSH_D = (H_{atm} + H_{geo} - \Delta P_S + P_{Res}) - H_v$$

Onde:

$H_{atm}$  = Pressão atmosférica local, em mca;

$H_{geo}$  = Altura geométrica de sucção, em mca;

$H_v$  = Pressão de vapor do fluido em função de sua temperatura, em mca;

$\Delta P_S$  = Perda de carga total na linha de sucção, em mca;

$P_{Res}$  = Pressão do reservatório de sucção.

Sendo assim, entre os fatores que podem variar os valores de  $NPSH_D$  de uma instalação hidráulica pode-se citar a altura estática de sucção, altitude local do sistema (que afetará a pressão atmosférica), temperatura do líquido bombeado (que afeta a pressão de vapor do fluido), tipo do líquido bombeado, geometria da linha de sucção, vazão e pressão do reservatório de sucção.

## 2.4 PERDAS DE CARGA EM UM SISTEMA COM BOMBA

De acordo com Macintyre (2010), perda de carga refere-se à perda de pressão que ocorre quando um fluido é deslocado ao longo de um sistema, essa perda acontece principalmente devido a turbulências (movimentos desordenados do fluido) e atritos presente no sistema. Quanto maior for a perda de carga de um sistema, menor será sua eficiência e maior será o consumo de energia elétrica. Curvas, válvulas e conexões presentes em uma tubulação geram perda de carga, portanto, é necessário considerar tais componentes e suas eventuais perdas geradas, quando um sistema hidráulico for projetado e dimensionado. Perdas contínuas são as perdas geradas pela tubulação, enquanto as perdas localizadas são as geradas por conexões, válvulas, entradas e saídas. Para os casos de perdas localizadas, o comprimento equivalente deve ser considerado.

Segundo Macintyre (2010), de maneira geral, dois principais fatores que influenciam na perda de carga são o fator de fricção e o comprimento equivalente do sistema estudado. O fator de atrito, também chamado de coeficiente de atrito, é obtido a partir da viscosidade e velocidade do fluido no interior da tubulação, do diâmetro e do tipo de material utilizado no sistema. O comprimento equivalente é diretamente relacionado com o fator de atrito, afinal, mesmo em tubulações completamente retas, o atrito do fluido com a tubulação gera uma perda de carga, já para encontrar o comprimento equivalente de um sistema, além de se analisar as seções retas, é preciso considerar curvas, válvulas e qualquer barreira física que seja colocada no sistema, conforme apresentado na imagem 13, pois tais barreiras tem influência ainda mais relevante que as seções retas do sistema. De modo resumido, a perda de carga

de um sistema hidráulico complexo pode ser representada como se fosse um tubo reto, isso é chamado de comprimento equivalente.

Imagem 13 – Relação de comprimentos equivalentes

Tabela de comprimentos equivalentes em metros de canalização, para cálculo das perdas de carga localizadas.											
CONEXÃO	Material	Diâmetro nominal X Equivalência em metros de canalização									
		3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	
Curva 90°	PVC	0,5	0,6	0,7	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,9	
	Metal	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	1,0	1,3	1,6	2,1	
Curva 45°	PVC	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	
	Metal	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	
Joelho 90°	PVC	1,2	1,5	2,0	3,2	3,4	3,7	3,9	4,3	4,9	
	Metal	0,7	0,8	1,1	1,3	1,7	2,0	2,5	3,4	4,2	
Joelho 45°	PVC	0,5	0,7	1,0	1,3	1,5	1,7	1,8	1,9	2,5	
	Metal	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9	1,2	1,5	1,9	
Tê de passagem direta	PVC	0,8	0,9	1,5	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	3,3	
	Metal	0,4	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,6	2,1	2,7	
Tê de saída lateral	PVC	2,4	3,1	4,6	7,3	7,6	7,8	8,0	8,3	10,0	
	Metal	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2	6,7	8,4	
Tê de saída bilateral	PVC	2,4	3,1	4,6	7,3	7,6	7,8	8,0	8,3	10,0	
	Metal	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2	6,7	8,4	
União	PVC	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,15	0,2	0,25	
	Metal	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04	
Saída de canalização	PVC	0,9	1,3	1,4	3,2	3,3	3,5	3,7	3,9	4,9	
	Metal	0,5	0,7	0,9	1,0	1,5	1,9	2,2	3,2	4,0	
Luva de redução (°)	PVC	0,3	0,2	0,15	0,4	0,7	0,8	0,85	0,95	1,2	
	Aço	0,29	0,16	0,12	0,38	0,64	0,71	0,78	0,9	1,07	
Registro de gaveta ou esfera aberto	PVC	0,2	0,3	0,4	0,7	0,8	0,9	0,9	1,0	1,1	
	Metal	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,5	0,7	0,9	
Registro de globo aberto	Metal	6,7	8,2	11,3	13,4	17,4	21,0	26,0	34,0	43,0	
Registro de ângulo aberto	Metal	3,6	4,6	5,6	6,7	8,5	10,0	13,0	17,0	21,0	
Válvula de pé com crivo	PVC	9,5	13,3	15,3	18,3	23,7	25,0	26,8	28,8	37,4	
	Metal	5,6	7,3	10,0	11,6	14,0	17,0	22,0	23,0	30,0	
Válvula de Retenção	Horizontal	Metal	1,6	2,1	2,7	3,2	4,2	5,2	6,3	6,4	10,4
	Vertical	Metal	2,4	3,2	4,0	4,8	6,4	8,1	9,7	12,9	16,1

Fonte: Franklin Electric (2025, p.95)

A perda de carga contínua pode ser calculada utilizando a equação de Darcy-Weissbach (equação universal da perda de carga), que é representada por:

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D_i} \cdot \frac{\vec{V}^2}{2 \cdot g}$$

Onde:

$\Delta P$ = Perda de pressão expressa em  $m$ ;

$f$ = Fator de atrito (dado disponível em tabelas);

$L$ = Comprimento da tubulação, expresso em  $m$ ;

$D_i$ = Diâmetro interno da tubulação, expresso em  $m$ ;

$\vec{V}$ = Velocidade média do fluido, expressa em  $m/s$ ;

$g$ = Aceleração da gravidade, igual a  $9,8 m/s^2$ ;

Já a perda de carga localizada, pode ser calculada pela seguinte equação:

$$\Delta P = K \cdot \frac{\vec{V}^2}{2 \cdot g}$$

Onde:

$\Delta P$ = Perda de pressão expressa em  $m$ ;

$K$ = Valores de comprimento equivalente de acessórios;

$\vec{V}$ = Velocidade média do fluido, expressa em  $m/s$ ;

$g$ = Aceleração da gravidade, igual a  $9,8 m/s^2$ ;

Uma segunda equação para representação da perda de carga em um sistema hidráulico, é a chamada, equação de Hazen – Williams, que pode ser representada por:

$$\Delta P = \frac{10,67 * L * Q^{1,852}}{C^{1,852} * D_i^{4,87}}$$

Onde:

$\Delta P$ = Perda de pressão expressa em  $m$ ;

$Q$ = Vazão, expressa em  $m^3/s$

$L$ = Comprimento da tubulação, expresso em  $m$ ;

$D_i$ = Diâmetro interno da tubulação, expresso em  $m$ ;

$C$ = Coeficiente de Hazen-Williams (adimensional) conforme imagem 14;

#### Imagem 14 – Coeficiente C da equação de Hazen-Williams

$C = 125$ — aço galvanizado com costura
$C = 130$ — aço soldado, novo
$C = 110$ — aço soldado, com 10 anos de uso
$C = 90$ — aço soldado, com 20 anos de uso
$C = 75$ — aço soldado, com 30 anos de uso
$C = 130$ — aço soldado com revestimento especial
$C = 130$ — cobre e latão
$C = 120-130$ — ferro fundido com revestimento de cimento ou epóxi
$C = 100$ — ferro fundido após 15 a 20 anos
$C = 90$ — ferro fundido, usado
$C = 125$ — PVC até 50 mm de diâmetro
$C = 135$ — PVC de 75 e 100 mm
$C = 140$ — PVC com mais de 100 mm de diâmetro
$C = 130$ — cimento-amianto

Fonte: Macintyre (2010, p.20)

As duas equações, de Darcy-Weissbach e de Hazen-Williams, podem ser utilizadas para realizar o cálculo da perda, entretanto, ambas apresentam suas vantagens e desvantagens. A equação de Darcy-Weissbach pode ser utilizada para diversos tipos de fluidos e mantém uma boa precisão para diversas variações de tamanhos de tubos e velocidades de fluxo, entretanto, ela apresenta uma maior complexidade devido a necessidade de se estimar o fator de atrito. Já a equação de Hazen-Williams, segundo Sampaio (2007), apresenta uma maior simplicidade pois não apresenta a necessidade da determinação de um fator de atrito, porém se limita a somente o fluxo de água e apresenta certo nível de imprecisão para tubulações maiores e maiores velocidades de fluxo. A escolha de qual equação se utilizar deve-se considerar o projeto hidráulico como um todo, e mesmo assim, as duas ainda podem ser aplicadas em conjunto para se observar o que se aproxima mais da prática de fato.

O cálculo da perda de carga é uma grandeza fundamental para se determinar a potência necessária de uma bomba e assim alcançar a melhor eficiência possível no sistema hidráulico, afinal, a perda de carga, somada à altura geométrica da instalação determina diretamente a grandeza de altura manométrica do sistema, necessária para dimensionar a bomba a ser utilizada. Essa equação pode ser representada da seguinte forma:

$$H = H_{geo} + \Delta P$$

Onde:

$H$  = Altura manométrica, expressa em *mca*;

$H_{geo}$  = Altura geométrica (altura de sucção+altura de recalque), expressa em *m*;

$\Delta P$  = Perda de pressão expressa em *mca*;

## 2.5 CONTROLE DE VAZÃO EM BOMBAS CENTRÍFUGAS

### 2.5.1 MÉTODOS DE CONTROLE DE VAZÃO E COMPARAÇÃO TÉCNICA ENTRE MÉTODOS

Eficiência se dá quando a menor quantidade possível de perdas de energia ocorre no sistema. Em uma bancada de testes hidráulicos, diversos são os pontos

onde pode se ocorrer ganhos de eficiência. Segundo Guimarães (2008) em média, 50% da potência é utilizada de modo a produzir trabalho útil, os outros 50% se perdem pelo caminho em forma de vazamento, aquecimentos ou quaisquer outros tipos de perda que porventura venham a ser associadas a esse procedimento, conforme representado na imagem 15. De modo geral, as principais oportunidades de aumento de eficiência energética vêm da seguinte equação:

$$P_e = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{\eta_b \cdot \eta_m \cdot \eta_{ac}}$$

Onde:

$P_e$  = Potência elétrica.

$\gamma$  = Peso específico.

$Q$  = Vazão.

$H$  = Altura manométrica

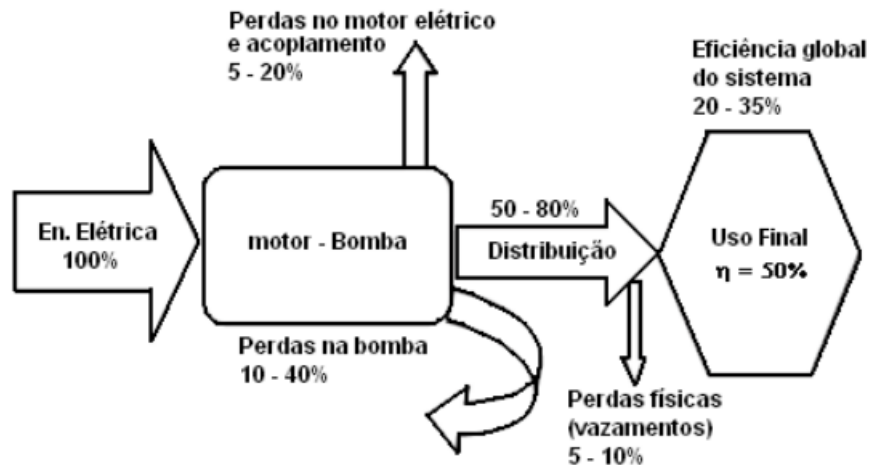
$\eta_b$  = Rendimento da bomba.

$\eta_m$  = Rendimento do motor.

$\eta_{ac}$  = Rendimento do acoplamento.

Segundo Guimarães (2008), os rendimentos da bomba, do motor e do acoplamento influenciam de maneira inversamente proporcional no resultado da potência elétrica, enquanto o peso específico, a vazão bombeada e a altura manométrica afetam de modo diretamente proporcional. Os rendimentos podem ser otimizados somente durante a confecção da instalação, e para se buscar a máxima eficiência desses itens, além da escolha dos equipamentos adequados, limpeza e lubrificação também precisam ser realizados corretamente. Já os componentes de vazão e altura manométrica podem ser trabalhados durante operação para se evitar perdas no processo.

Imagem 15 – Balanço médio de energia em um sistema hidráulico



Fonte: Guimarães (2008, p.48)

Conforme Aquino (2008), quando discutidos métodos de aumentar eficiência em sistemas hidráulicos, diversos pontos podem ser levantados, entre eles a escolha correta da bomba, montagem adequada do sistema e a utilização de métodos de controle de vazão. Entre os métodos de controle de vazão mais utilizados, pode-se citar o método mais convencional, que é o estrangulamento do fluido de maneira mecânica se utilizando-se de uma válvula. Esse método, apesar de possuir fácil operacionalidade, resulta em perdas de eficiência do sistema e desgastes em equipamento que possam estar envolvidos no mesmo.

Conforme Aquino (2008), outro método de controle de vazão utilizado é o controle através da utilização de um inversor de frequência. Os inversores de frequência controlam as velocidades de motores de indução trifásicos, que são os casos das bombas centrífugas utilizadas no estudo apresentado. Esse controle é realizado variando-se a frequência da fonte alimentadora assim promovendo um ajuste contínuo da velocidade do motor. De acordo com a frequência estabelecida no painel do inversor, determinada tensão é fornecida para o motor da bomba e com isso a velocidade de movimento do rotor, aumenta, assim aumentando a vazão do fluido. A relação mais comum entre frequência e tensão fornecida é escalar e de maneira geral, quanto maior a frequência fornecida, maior será a tensão fornecida e por consequência, maior o consumo elétrico, como representado na imagem 16.



diâmetro do rotor. Essa alteração impacta diretamente nas curvas característica das bombas centrífugas.

De acordo com Monte Verde (2018), o diâmetro do rotor apresenta relação direta com a vazão, a altura de elevação e a potência de acionamento da bomba. A vazão varia diretamente proporcional ao cubo do diâmetro, a altura de elevação varia diretamente proporcional ao quadrado do diâmetro e a potência varia diretamente proporcional ao diâmetro elevado a quinta.

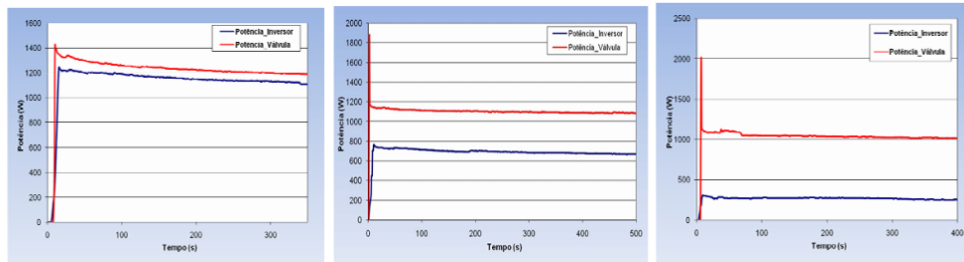
Por fim, outra opção de se controlar a vazão de um sistema hidráulico é se utilizando de uma válvula By-pass logo após a bomba centrífuga. Segundo Costa, Silva e Queiroz (2021), com esse tipo de controle, quando a válvula que dá acesso ao sistema by-pass está aberta totalmente ou parcialmente, retorna parte do fluido bombeado para o reservatório, assim diminuindo a vazão do sistema como um todo.

Dos métodos de controles anteriormente citados, dois dos métodos alteram a curva de vazão diretamente da bomba e dois métodos de controle alteram a curva de vazão do sistema. O controle via alteração no diâmetro do rotor e via inversores de frequência, alteram a curva da bomba centrífuga diretamente, já os métodos de estrangulamento e via by-pass, alteram a curva do sistema hidráulico instalado.

### **2.5.2 AVALIAÇÃO ECONÔMICA ENTRE MÉTODOS DE CONTROLE DE VAZÃO**

Segundo Aquino (2008) com a utilização de inversores de frequência obtém-se uma significativa redução de potência ativa consumida, representando uma economia de energia de até 74% utilizando a vazão controlada pelo inversor de frequência ao invés do estrangulamento da válvula. Esse comparativo está descrito na imagem 18 e realizou-se entre 3 níveis de estrangulamento da válvula 30%, 50% e 70%, obtendo-se uma economia de 6%, 39% e 74% respectivamente da potência elétrica utilizada pelo sistema quando utilizado um inversor de frequência para se obter a mesma vazão, como mostrado na imagem 18.

Imagem 18 – Uso de potência variando o método de controle de vazão.



Fonte: Aquino (2008, p.5)

Dessa maneira, observa-se que para solicitação de menores vazões, o inversor de frequência demonstra um ganho considerável de eficiência em relação ao estrangulamento da válvula. Porém é necessário que o investimento total de um sistema com inversor de frequência seja considerado para se realizar o cálculo de viabilidade de aplicação.

Segundo Araujo (2003), o retorno de capital com base na redução de consumo de energia elétrica pode ser calculado da seguinte maneira, a potência economizada com o uso do inversor, multiplicada pelo custo de energia em relação ao número de horas anual de funcionamento do sistema, menos o custo anualizado do equipamento resultando em um lucro real anual.

Inicialmente calcula-se o fator de recuperação de capital pela seguinte equação:

$$FRC = \frac{(1 + i)^a * i}{(1 + i)^a - 1}$$

Onde:

$FRC$  = Fator de recuperação do capital (decimal);

$i$  = Taxa de juros;

$a$  = Período esperado do retorno do capital investido, em anos;

Então calcula-se o custo anualizado pela seguinte equação:

$$CA = FRC * CEq$$

Onde:

$CA$  = Custo anualizado, em R\$ por ano;

$CE_q$  = Custo do equipamento, em R\$;

Então calcula-se a economia de energia no período selecionado pela equação:

$$EE = PE * T * CE$$

Onde:

$EE$  = Economia de energia, em R\$ por ano;

$PE$  = Potência economizada, em kW;

$T$  = Número de horas de funcionamento, em horas por ano;

$CE$  = Custo de energia, em R\$ por kWh;

Por fim, encontra-se o retorno em reais do investimento pela seguinte equação:

$$RA = EE - CA$$

Onde:

$RA$  = Retorno em reais, proporcionado pelo inversor de frequência, em R\$ por ano;

Conforme Araujo (2003), dessa maneira, pode-se estimar a viabilidade da instalação de um inversor de frequência para o controle de vazão em um sistema hidráulico, porém, as fórmulas apresentadas anteriormente não consideram custos de manutenção do inversor ao longo dos anos, que por mais que inversores não apresentem necessidades de grandes reparos, uma estimativa de manutenção e inspeções regulares devem ser consideradas para se alcançar um valor final de custo de aplicação estimado.

### **3 MATERIAIS E MÉTODOS**

#### **3.1 LISTA DE MATERIAIS**

Para o desenvolvimento da bancada de testes utilizadas 2 bombas fornecidas pela Franklin Electric / Schneider motobombas. A seleção das bombas para o projeto foi de acordo com os seguintes parâmetros:

- a) Potência: O inversor de frequência disponível para uso no laboratório é capaz de controlar bombas de até 1 CV (Cavalo-Vapor).
- b) Vazão: O Rotâmetro disponível no laboratório possui capacidade de medição de até 7 m<sup>3</sup>/h.
- c) Pressão: a Tubulação de PVC soldável a ser utilizado na construção da bancada possui pressão máxima admissível de até 75 mca, logo a pressão de fechamento da bomba não pode extrapolar essa pressão.
- d) Alimentação elétrica: A fim da bomba ser totalmente compatível com o inversor de frequência também deve ser alimentada em 220V trifásico.

A partir destes requisitos as bombas definidas foram:

- a) BC-91 S com potência de 1 CV: A bomba apresenta diâmetro de sucção de 1 ¼ polegadas, diâmetro de recalque de 1 polegada, opera com uma pressão máxima 28 mca., altura máxima de sucção de 8 mca. Essa motobomba possui um motor WEG IP-21 de 2 polos e 60 Hz. possui um rotor fechado de alumínio de 123 mm e opera com uma temperatura máxima de líquido bombeado a 70°C.
- b) BC-92 S 1A com potência de 1 CV: A bomba apresenta diâmetro de sucção de 1 ½ polegadas, diâmetro de recalque de 1 polegada, opera com uma pressão máxima de 30 mca., altura máxima de sucção de 8 mca. Essa motobomba possui um motor WEG IP-21 de 2 polos e 60 Hz. Possui um rotor fechado de 135mm e opera com uma temperatura máxima de líquido bombeado a 70°C.

Junto com as Bombas, a Franklin Eletric forneceu rotores de 111, 95 e 86 mm de Diâmetro.

O inversor de frequência JNG de 220V-1CV, que possui tensão de entrada em 220V em corrente alternada monofásica e saída em corrente alternada trifásica 220V, capaz de variar a frequência de saída de 0-400Hz e consome no máximo 44 W de energia elétrica, foi utilizado no sistema.

Para o dispositivo de controle da perda de carga foi escolhido a válvula gaveta “Europa 3/4” da fabricante Docol, pois este tipo de válvula nos possibilita um controle preciso da pressão além de, quando totalmente aberta, gera menor perda de carga em relação outros tipos de válvula de controle.

Para aquisição dos dados gerados durante os testes foi utilizada uma Agilent 34970A com um módulo 34901A. Sendo assim, existem 22 canais de recepção de dados, sendo 20 canais para medição de tensão, que suportam máximo de 300 V e corrente máxima de 1A, e outros 2 canais para medição de corrente.

Para a construção do sistema hidráulico foram utilizados os componentes dispostos na tabela 1:

Tabela 1 - Relação de itens para construção da bancada

Nº	Descrição	Quantidade
1	Adesivo plástico para PVC	1
2	Adaptador com flange anel soldável PVC Ø32 mm	1
3	Adaptador curto soldável PVC Ø25 mm x 3/4"	6
4	Adaptador curto soldável PVC Ø32 mm x 1"	2
5	Bucha de redução PVC roscável 1" x 3/4"	3
6	Conexão reta macho Ø8 mm x 1/4"	4
7	Fita veda rosca	1
8	Joelho PVC 90° Ø25 mm	5
9	Joelho PVC 90° Ø32 mm	2
10	Luva metálica 1/4"	3
11	Redução roscável PVC 1" x 3/4"	4
12	Registro de esfera soldável PVC Ø32 mm	1
13	T PVC Ø25 mm x 1/2"	1
14	T PVC Ø32 mm x 1/2"	1
15	Tê 1/2" x 8 mm com engate rápido	2
16	Tubo PU flexível Ø8 mm – 3 metros	1
17	Tubo PVC soldável Ø25 mm – 3 metros	1
18	Tubo PVC soldável Ø32 mm – 1,5 metros	1
19	União soldável PVC Ø25 mm	2
20	União soldável PVC Ø32 mm	2
21	Válvula gaveta 3/4"	1

Fonte: Autores

Para realizar a captação dos parâmetros do sistema foram utilizados equipamentos presentes na tabela 2:

Tabela 2 – Relação de itens para captura de dados

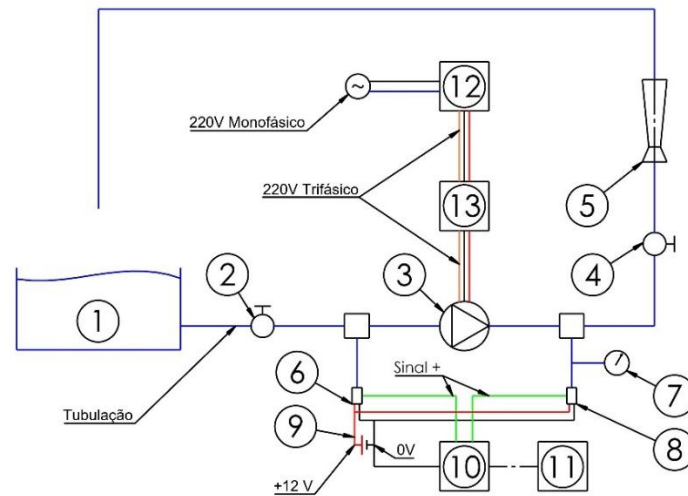
Instrumento	Faixa de Medição	Precisão
Transdutor de Pressão (1)	0 a 100 PSI	±1,0%
Transdutor de Pressão (2)	-14,5 a 30 PSI	±1,0%
Rotâmetro	500 a 7000 L/h	±2,0%
Manômetro	0 a 150 PSI	±2,5%
Wattímetro Yokogawa WT500	0 a 1000 V / 0,5 a 40 A	±0,1%

Fonte: Autores

### 3.2 BANCADA E SEU FUNCIONAMENTO

A bancada desenvolvida no presente trabalho foi projetada, integrando recursos para aquisição de dados de pressão, vazão e potência elétrica em um arranjo que permita a variação carga e rotação exercida pela bomba, além troca rápida dos equipamentos utilizados nos estudos, assim atendendo aos requisitos para a pesquisa. O esquema de montagem dos equipamentos está apresentado na imagem 19.

Imagem 19 – Esquema de montagem da bancada de teste



01. Reservatório
02. Registro de esfera
03. Bomba
04. Válvula tipo gaveta
05. Rotâmetro
06. Transdutor de pressão (Sucção)
07. Manômetro (recalque)
08. Transdutor de pressão (recalque)
09. Fonte de alimentação dos transdutores
10. Aquisitora de dados
11. Computador
12. Inversor de frequência
13. Wattímetro

Fonte: Autores

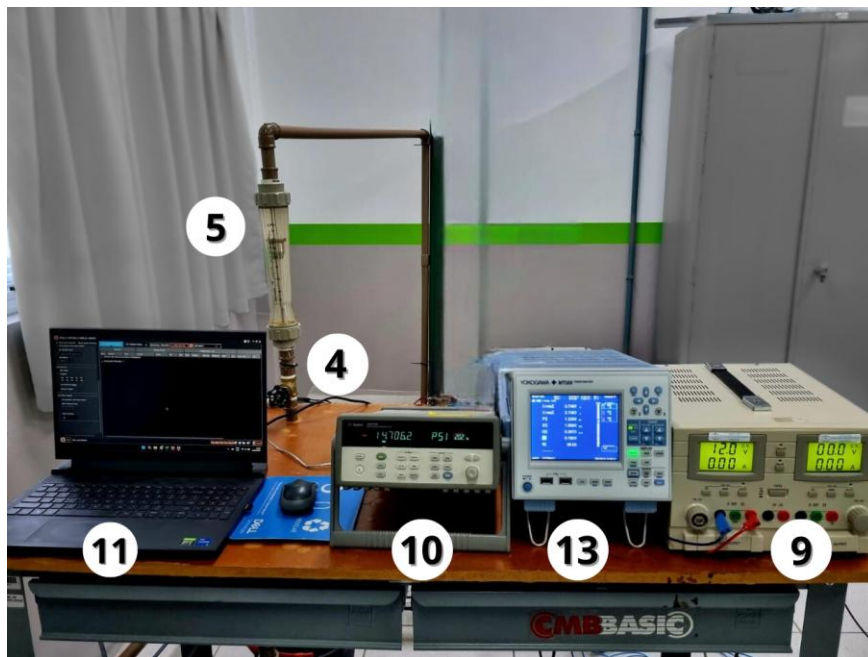
A tubulação de sucção, que liga o reservatório (1) e a bomba (3), conta com os seguintes dispositivos: registro de esfera (2) e o ponto de coleta de pressão da sucção ( $P_s$ ). Após a bomba, na tubulação de recalque, estão instalados: o ponto de coleta de pressão ( $P_r$ ), a válvula tipo gaveta (4) e o rotâmetro (5), e após o Ponto 5 o fluido é conduzido de volta ao reservatório.

O ponto de coleta  $P_r$  possui 1 manômetro (7), e cada ponto conta com 1 transdutor de pressão (6 e 8), os tradutores de pressão são energizados pela fonte (9), e conectados a aquisição de dados (10), que está conectada ao computador (11).

O motor da bomba é alimentado pelo inversor de frequência (12), que está ligado à rede elétrica do laboratório. Entre o motor da bomba e o inversor é instalado o Wattímetro (13).

Na imagem 20 está apresentado os componentes que exigem operação ou leitura, com exceção do inversor de frequência, que estava localizado junto ao painel elétrico, próximo ao reservatório, podem ser observados, a frente da bancada e da esquerda para a direita o computador (11), a aquisitora de dados (10), o wattímetro (13), a fonte (9), ao fundo pode ser observado, ao longo do tubo, o rotâmetro (5) e abaixo do rotâmetro a válvula do tipo gaveta (4).

Imagem 20 – Bancada de teste e instrumentações utilizadas



Fonte: Autores

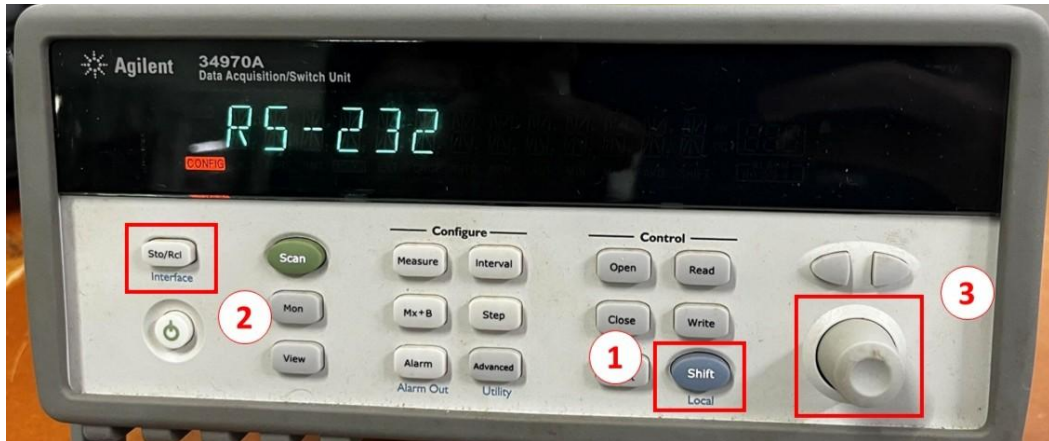
### 3.3 PROCEDIMENTO DE CONEXÃO COM A AQUISITORA DE DADOS

A conexão com o aquisitora de dados ocorre através de uma porta *serial*, sendo a saída da aquisitora pelo tipo RS-232, caso o computador utilizado possua esse tipo de entrada não é necessário nenhum adaptador, para esse trabalho foi utilizado um adaptador RS-232 para USB-A. O sistema operacional utilizado foi o Windows 11, cuja automaticamente instalou os drives necessários e reconheceu a porta.

Após a porta ser reconhecida no computador é necessário configurar a aquisitora de dados para a conexão via RS-232. Com o equipamento ligado (Imagem 21), e pressionando a tecla “Shift”(1) e então a tecla “Interface”(2), o sinal “CONFIG”

deve aparecer em laranja no display, junto ao método de conexão em verde. Basta rotacionar o seletor (3) até que a opção “RS-232” esteja no display. Para salvar pressionado “Interface” novamente.

Imagem 21 – Aquisitora de dados em modo “CONFIG”



Fonte: Autores

Após, seleciona-se a banda, rotacionando o seletor até que apareça: “9600 BAUD”, e então pressiona-se “Interface” novamente. Então rotaciona-se o seletor até: “NONE, 8 BITS” e clica-se em “Interface”. Em sequência, rotaciona-se o seletor até “FLOW XON/XOFF” e clica-se em “Interface”, finalizando assim a configuração na aquisitora de dados.

Para a configuração no computador deve-se selecionar o gerenciador de dispositivos e acessar as propriedades da porta de comunicação que está sendo utilizada, deixando nos mesmos parâmetros que foram utilizados na aquisitora de dados, como mostra a imagem 22:

Imagem 22 – Propriedade de USB Serial Port.

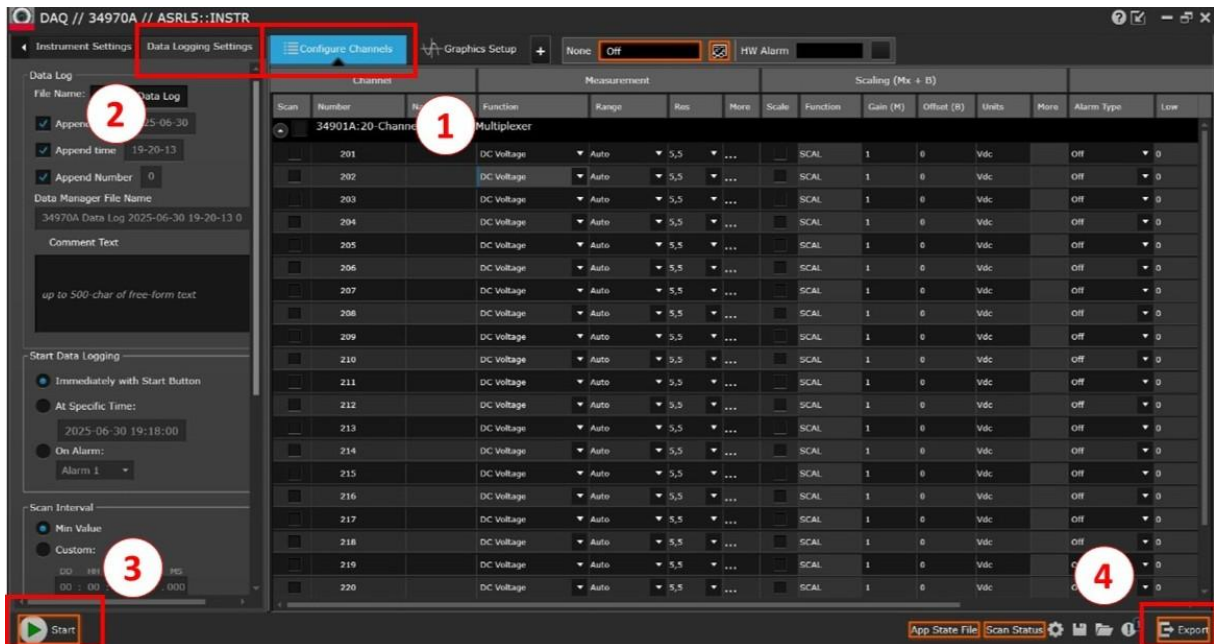


Fonte: Autores

Utilizando a aplicação "DAQ" do programa "Keysight BenchVue", que está disponível para instalação no site oficial da Keysight, deve-se estabelecer a conexão a partir do botão "Connect".

Dentro da aplicação DAQ (Imagem 23), na aba "Configure channels"(1) deve-se realizar a configuração de quais canais serão utilizados e suas configurações. Na aba "Data logging settings"(2) pode ser configurado o tempo entre medições, início da medição e número de medições. A esquerda da barra inferior há o botão "Start"(3), utilizado para iniciar a leitura, e a direita há o botão "Export"(4), que pode ser utilizado para extrair os dados em um arquivo com a extensão ".xlsx". Este formato foi utilizado para este trabalho.

Imagem 23 – Interface da aplicação “DAQ”



Fonte: Autores

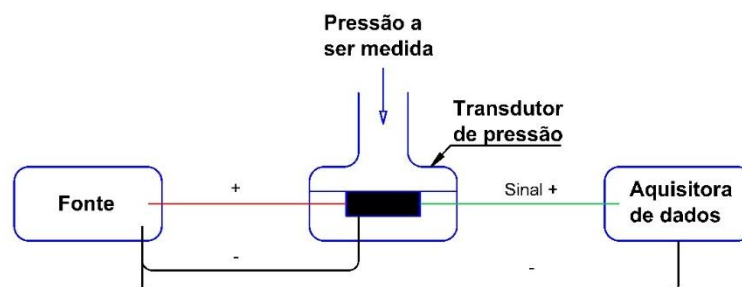
### 3.4 INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO

Os instrumentos de medição utilizados no sistema podem ser classificados em três categorias: instrumentos analógicos, sensores com saída digital e equipamento digital. Os manômetros são instrumentos analógicos são usados principalmente como referência visual, assim permitindo leituras rápidas que facilitam a regulagem do equipamento. Já os sensores com saída digital (transdutores de pressão), fornecem sinais elétricos que precisam ser interpretados pelo sistema de aquisição de dados. Por fim, o wattímetro é um equipamento digital, realiza tanto a medição quanto a interpretação dos dados, apresentando diretamente os valores nas unidades de medida usuais.

Os instrumentos analógicos presentes na instalação são os manômetros e o fluxímetro do tipo rotâmetro, que complementam as medições de pressão e de vazão. O manômetro, atua para aferir a pressão estática. Seu funcionamento baseia-se em um mecanismo interno, que possui por elemento principal o tubo de Bourdon, que se deforma proporcionalmente à pressão aplicada, movimentando um ponteiro sobre a escala em psi, já o rotâmetro opera por meio de um flutuador que se desloca verticalmente em um tubo cônico, permitindo a leitura do fluxo de fluido em escala de litros por hora (L/h).

Os transdutores de pressão são os sensores com saída analógica utilizados na bancada, são alimentados com tensão de 12V e enviam um sinal elétrico que varia de 0 a 5V, conforme mostrado na imagem 24, o sinal será lido pela aquisitora de dados. Sua principal função é transformar a pressão do fluido em um sinal elétrico proporcional, permitindo que o sistema de aquisição realize o tratamento e a conversão dos dados para posterior análise.

Imagem 24 - Esquema de funcionamento do transdutor



Fonte: Autores

Para realizar a conversão dos sinais elétricos em valores de pressão, é necessário traçar a curva de calibração, que dentro da faixa adequada para o transdutor, será uma reta, representada por:

$$P_m = a + b * mV$$

$P_m$  = Pressão a ser medida.

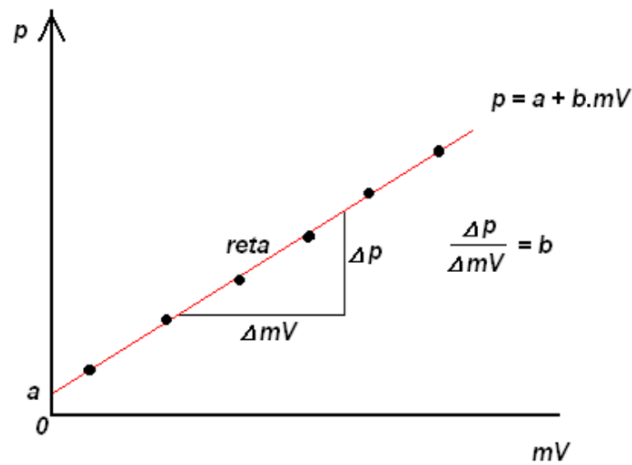
$a$  = Off set, pressão quando a leitura de tensão for 0.

$b$  = Coeficiente de ganho

$mV$  = Tensão lida pelo equipamento

O valor do coeficiente de ganho é a proporção entre a variação de pressão e a variação de tensão enviada pelo equipamento, segundo o esquema representado na imagem 25:

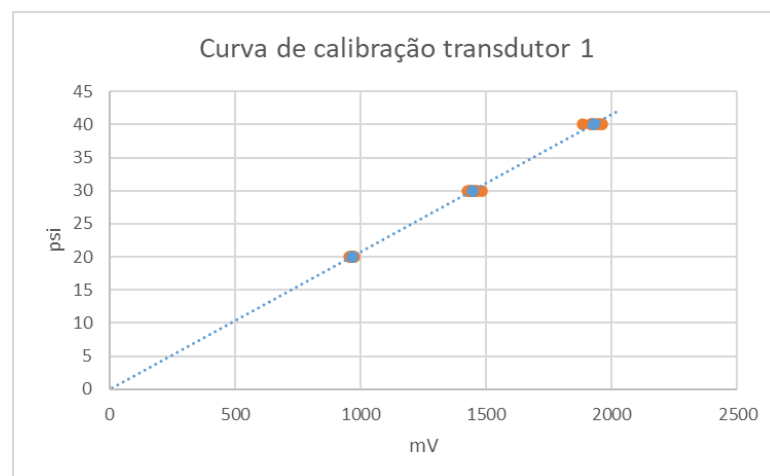
Imagem 25 - Curva de calibração para um transdutor de pressão qualquer



Fonte: Silva (2015, p.113)

Para o transdutor 1, instalado na linha de recalque ( $P_r$ ), foram estabelecidas pressões de 20, 30 e 40 psi. Para cada uma dessas faixas de pressão, realizaram-se 10 medições, cujas tensões emitidas foram registradas por meio do sistema de aquisição de dados. O coeficiente de ganho foi calculado a partir da razão entre a variação de pressão (entre 20 e 40 psi) e a variação correspondente nas médias de tensão, sendo os resultados validados com os dados obtidos na faixa de 30 psi (Imagem 26). Com isso, obteve-se um coeficiente de ganho de 0,0207 e um offset de 0,0009.

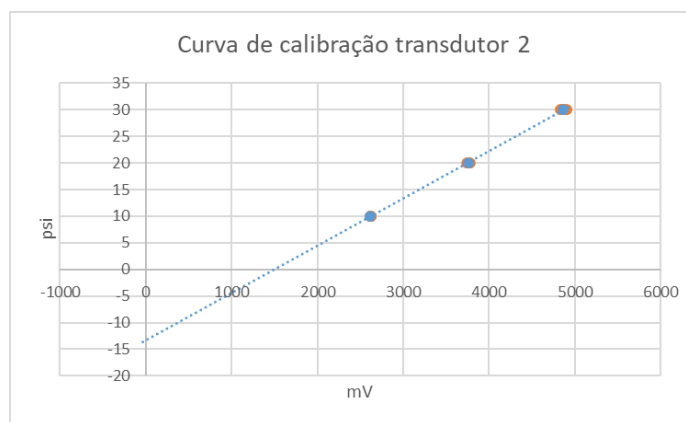
Imagem 26 – Curva de calibração transdutor 1



Fonte: Autores

Da mesma forma, para o transdutor 2, instalado na linha de sucção ( $P_s$ ), foram adotadas as pressões de 10, 20 e 40 psi, com 10 medições realizadas para cada faixa. As tensões registradas foram igualmente adquiridas pelo sistema, e o coeficiente de ganho foi determinado pela diferença entre os valores médios de tensão nas pressões de 10 e 30 psi, sendo comparado aos resultados obtidos na faixa de 20 psi (Imagem 27). Como resultado, obteve-se um coeficiente de ganho de 0,0089 e um offset de -13,2965.

Imagem 27 – Curva de calibração transdutor 2



Fonte: Autores

Os dados utilizados para ambas calibrações estão presentes no apêndice A.

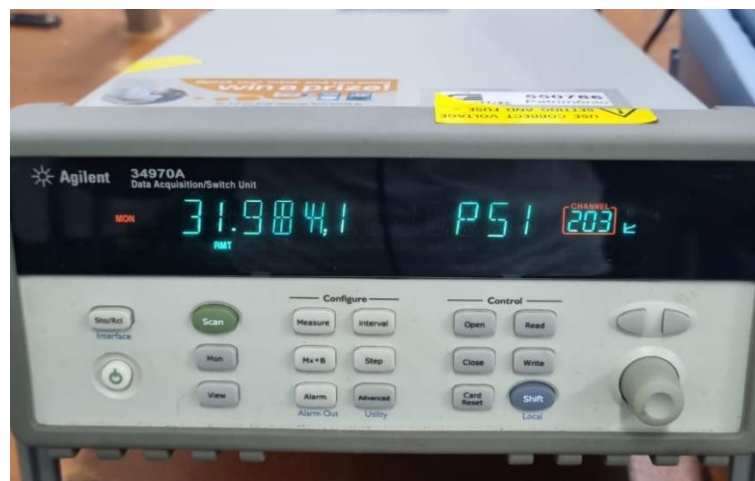
Após calibrar os transdutores de pressão, através da aplicação *DAQ*, do programa Keysight Benchvue (Imagem 28) na aba *Channel* selecionado quais canais os transdutores de pressão estão montados, transdutores 1 e 2 estão respectivamente instalados nos canais 202 e 203. Na aba *Measurement* é configurado a propriedade a ser medida (Tensão contínua) e em *Scaling* inserido os dados da calibração de cada transdutor e a unidade da escala (psi), com isso os dados a serem exportados e monitoramento na própria aquisitora são exibidos em na unidade selecionada, conforme mostrada na imagem 29.

Imagem 28 – Definição de canais do *Benchvue*

Channel			Measurement				Scaling (Mx + B)					
Scan	Number	Name	Function	Range	Res	More	Scale	Function	Gain (M)	Offset (B)	Units	More
		34901A:20-Channel Armature Multiplexer										
<input type="checkbox"/>	201		DC Voltage	Auto	5,5	...	<input type="checkbox"/>	SCAL	1	0	Vdc	
<input checked="" type="checkbox"/>	202	P Recalque	DC Voltage	Auto	5,5	...	<input checked="" type="checkbox"/>	SCAL	20,7230621	0,000909079	PSI	
<input checked="" type="checkbox"/>	203	P Succao	DC Voltage	Auto	5,5	...	<input checked="" type="checkbox"/>	SCAL	8,8933477	-13,296525	PSI	

Fonte: Autores

Imagem 29 – Monitoramento do canal 203 na aquisitora de dados



Fonte: Autores

A medição da potência elétrica é realizada com o wattímetro YOKOGAWA WT500, é um analisador de potência digital de alta precisão, é capaz de medir parâmetros como tensão, corrente, potência ativa, reativa e aparente, fator de potência e frequência. Sendo especialmente útil em testes de motores e inversores de frequência. A leitura é realizada na tela do equipamento (imagem 30), o interesse para os testes realizados é a  $P\Sigma$  que consiste na potência elétrica consumida pelas 3 fases do motor, logo o total de potência elétrica consumida.

Imagem 30 – Tela de monitoramento do Wattímetro YOKOGAWA WT500



Fonte: Autores

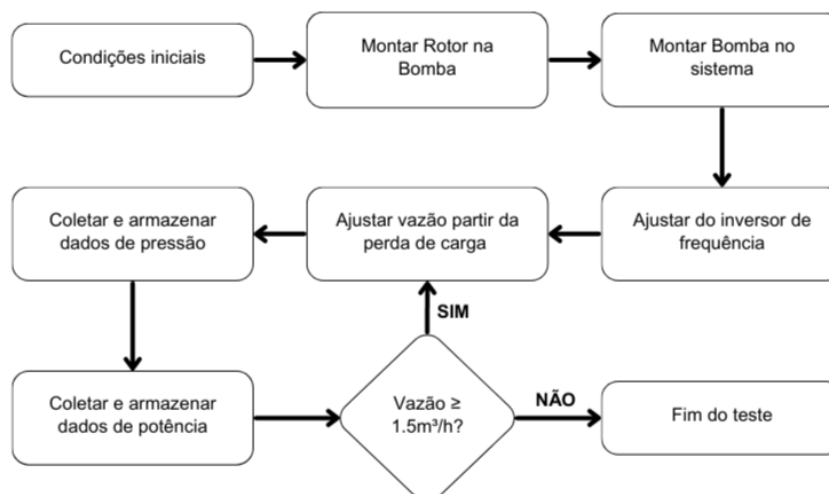
### 3.5 PROCEDIMENTO DE REALIZAÇÃO DOS TESTES

Os testes são realizados de acordo com uma planilha onde são determinadas as seguintes condições de entrada: Bomba, rotor e frequência elétrica.

Cada coleta de dados é feita variando a vazão a partir da regulagem da perda de carga, em intervalos de  $0.5 \text{ m}^3/\text{h}$ , os testes são realizados do máximo de vazão obtido até no mínimo  $1.5 \text{ m}^3/\text{h}$ , pois as bombas utilizadas não são recomendadas para operação abaixo dessa vazão.

Os testes são realizados de acordo com o fluxograma disposto na imagem 31.

Imagem 31 – Fluxograma de testes da bancada



Fonte: Autores

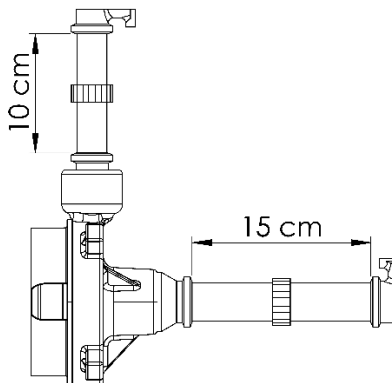
São realizadas 10 coletas de dados com intervalo de 1s entre elas e armazenados. Posteriormente os valores de pressão na sucção, pressão no recalque e potência consumida são preenchidos em uma planilha eletrônica para a realização dos cálculos de carga, potência hidráulica e eficiência do sistema.

Para os cálculos de carga considerou-se a altura de coluna de fluido ( $h$ ) igual a zero, pois a bomba retorna o fluido para o mesmo reservatório do qual ele foi retirado, sendo assim a variação de energia potencial gravitacional é nula.

### 3.6 PERDAS DE CARGA NO SISTEMA

Devido a bancada ser construída com o objetivo de testar diferentes bombas, foi optado pela instalação de uniões roscadas entre os pontos de coleta de pressão e a bomba, possibilitando uma troca rápida das bombas, conforme apresentado na imagem 32.

Imagem 32 – Tubulação entre a bomba e os pontos de aquisição de pressão



Fonte: Autores

A existência desse trecho de tubulação e a união gera uma perda de carga que não é computado pelos transdutores de pressão, sendo necessário a soma desses valores na planilha de cálculo.

Para os cálculos da perda de carga de sucção e de recalque foi utilizada a equação de Hazen – Williams. Na sucção está presente uma tubulação de PVC de 0,0278 metros de diâmetro interno com 0,15 metros de comprimento e uma união que adiciona um comprimento equivalente de 0,1 metro, o valor do Coeficiente de Hazen-Williams utilizado foi 125, de acordo com a imagem 14. Já para o recalque, uma tubulação de 0,0216 metros de diâmetro interno com 0,1 metro de comprimento está presente, também existe uma união que adiciona 0,1 metro com comprimento equivalente e uma redução que adiciona 0,15 metros.

Com isso, de acordo com as variações de vazões dos testes realizados, obtém-se as perdas de cargas de sucção e de recalque, conforme representado na tabela 3.

Tabela 3 - Resultados de perda de carga

Vazão (L/h)	Perda de carga Sucção (kPa)	Perda de carga Recalque (kPa)
6500	0,644	1,468
6000	0,555	1,266
5500	0,473	1,077
5000	0,396	0,903
4500	0,326	0,743
4000	0,262	0,597
3500	0,205	0,466
3000	0,154	0,351
2500	0,110	0,250
2000	0,073	0,165
1500	0,043	0,097

Fonte: Autores

### 3.7 DETERMINAÇÃO DOS TESTES

Para obtenção dos resultados realizou-se os testes para as frequências de 60Hz, 45Hz e 30Hz, utilizando as seguintes configurações:

- a) Bomba BC-91 com rotor de 123 milímetros;
- b) Bomba BC-91 com rotor de 111 milímetros;
- c) Bomba BC-91 com rotor de 95 milímetros;
- d) Bomba BC-91 com rotor de 86 milímetros;
- e) Bomba BC-92 com rotor de 132 milímetros;

- f) Bomba BC-92 com rotor de 123 milímetros;
- g) Bomba BC-92 com rotor de 111 milímetros;

Para cada teste foi variado a vazão em 500 L/h, devido a resolução do Rotâmetro utilizado.

### 3.8 PARÂMETROS DE CUSTO

Para se realizar a avaliação econômica dos testes foram considerados os seguintes parâmetros de custo:

- a) Custo de aquisição dos equipamentos
  - a. BC-91: R\$ 1.699,90, conforme preço sugerido pelo fabricante em 05/2025;
  - b. BC-92: R\$ 1.179,90, conforme preço sugerido pelo fabricante em 05/2025;
  - c. Inversor de frequência 220V-1CV: R\$ 1.260,25;
- b) Potência consumida pelo inversor:
  - a. 0,044 kW
- c) Custo de energia elétrica:
  - a. kW/h no estado de Santa Catarina: 0,618, conforme Celesc, acessado em 05/2025.
- d) Inflação:
  - a. Taxa de juros anual: 15%, Taxa Selic 2025.

## 4. RESULTADOS OBTIDOS

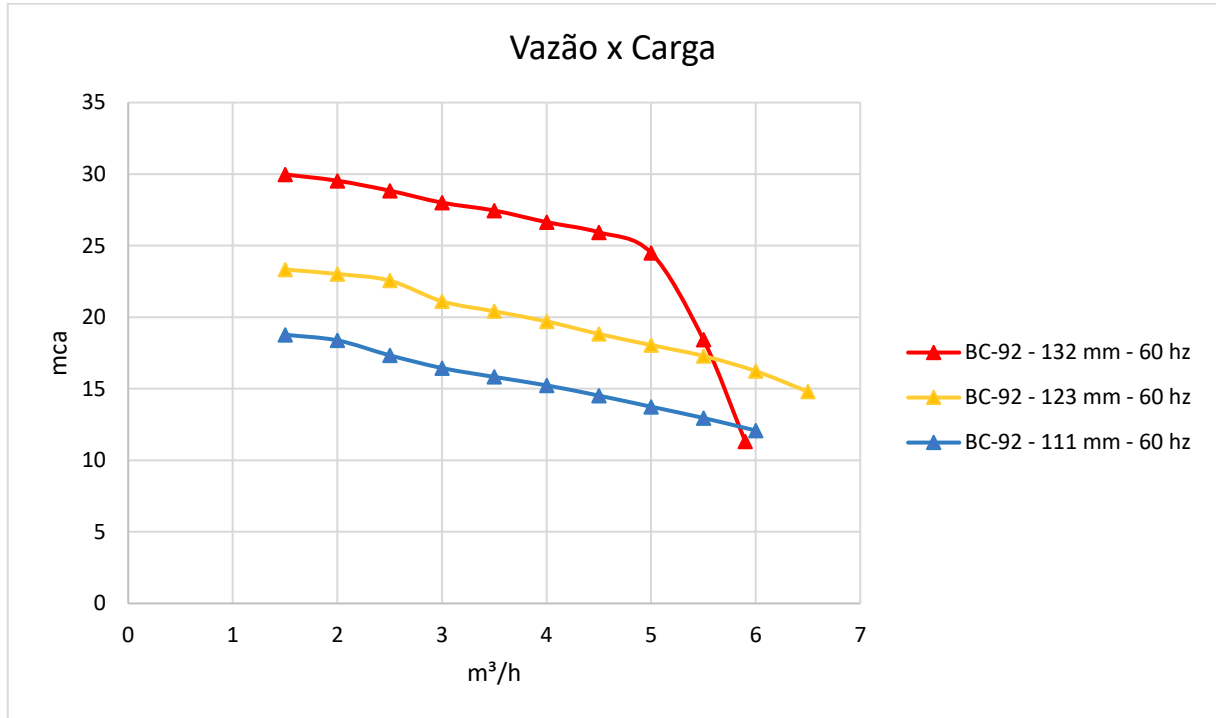
### 4.1 RESULTADOS GRÁFICOS

#### 4.1.1 COMPARÇÕES ALTERANDO O ROTOR

Os resultados tabelados obtidos, juntamente aos respectivos desvios padrão estão dispostos no apêndice B. A partir dos resultados foram traçadas as curvas de

Vazão x Carga alterando-se o rotor avaliado, que estão representadas para as bombas BC-92 e BC-91 respectivamente nas imagens 33 e 34.

Imagem 33 – Curvas de Vazão x Carga de diferentes rotores bomba BC-92

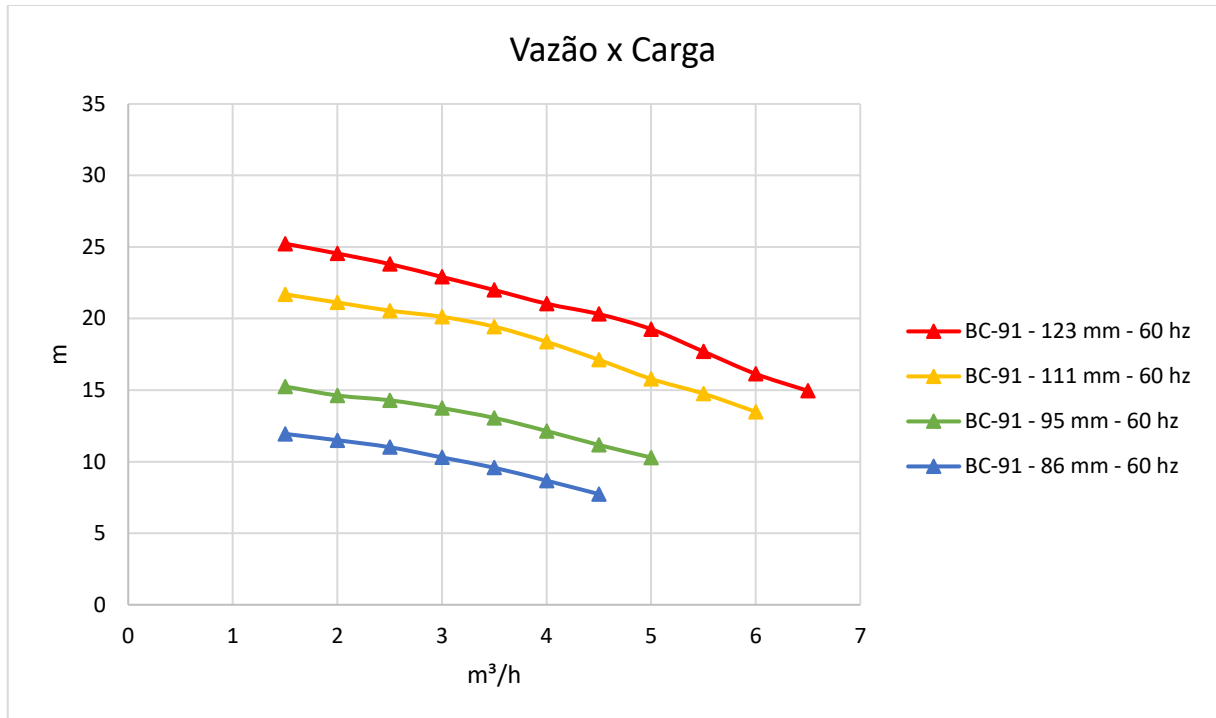


Fonte: Autores

Foi observado nos testes com a BC-92 a 60 Hz, que os rotores de maiores diâmetros apresentam curvas mais elevadas no eixo da carga, como é o caso do rotor de 132 mm, que apresentou uma carga de aproximadamente 30 mca para uma mesma vazão de 1,5  $m^3/h$  em comparação aos rotores de 123 mm e 111 mm que apresentaram valores próximos de 23,5 mca e 18,5 mca respectivamente.

O ponto de vazão de 5,0  $m^3/h$ , para o rotor de 132mm, foi possível observar um declínio mais acentuado na carga medida em relação aos rotores menores, essa queda seguiu de acordo com especificado pelo fabricante desta bomba.

Imagem 34- Curvas de Vazão x Carga diferentes rotores bomba BC-91



Fonte: Autores

As curvas de vazão pela carga da bomba BC-91 com a variação do rotor a 60Hz, seguem a mesma tendência redução das pressões manométrica que as observadas para a BC-92, porém apresentaram um comportamento mais linear entre si.

As curvas de vazão pela carga das bombas testadas a 60 Hz com rotores de diferentes diâmetros, apresentam o comportamento típico de bombas centrífugas, com redução da altura manométrica à medida que a vazão de operação aumenta. Adicionalmente, se observou que a redução do diâmetro o rotor resultou em uma diminuição proporcional da altura da carga. Estando de acordo com as leis de afinidade das bombas rotodinâmicas.

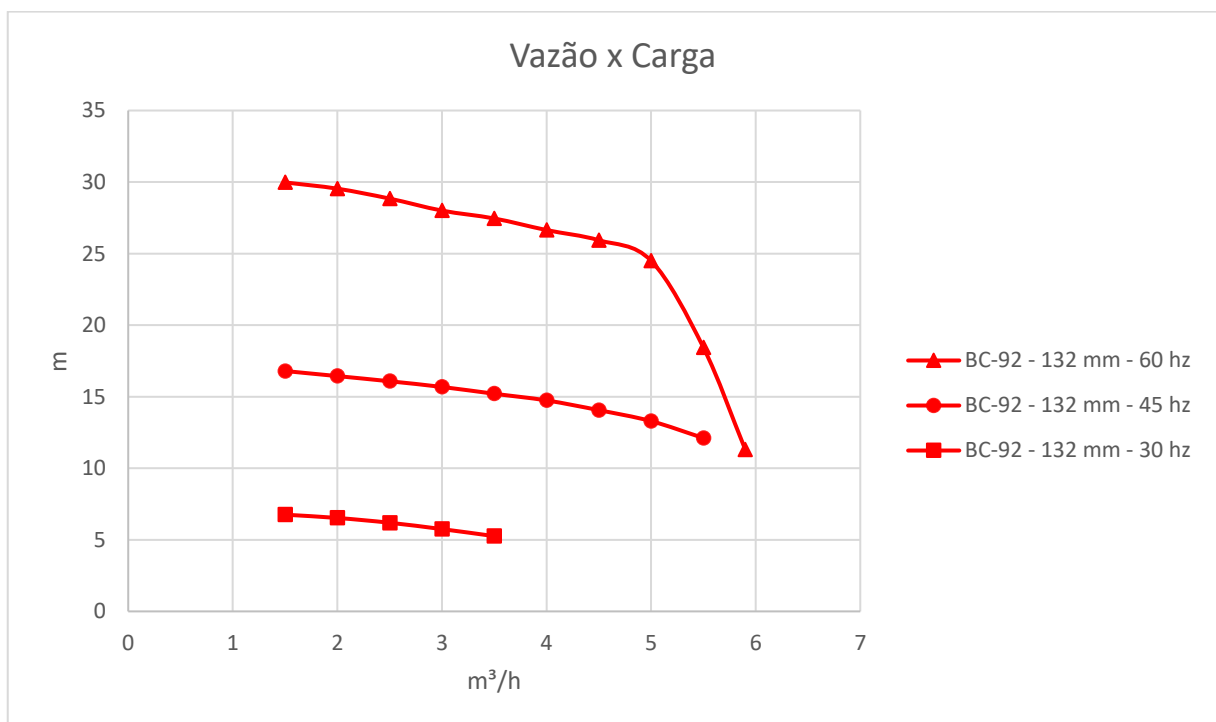
Essa relação é esperada pois a energia transferida ao fluido está diretamente ligada à velocidade tangencial na periferia do rotor. Ao diminuir o diâmetro, mantendo a rotação constante, a velocidade tangencial é reduzida. Uma menor velocidade tangencial implica em menor energia cinética e de pressão sendo transferida para o fluido, o que justifica a queda observada nos valores de altura manométrica e capacidade de vazão da bomba.

Além disso as perdas volumétricas são maiores quando reduzido o rotor, devido a maior diferença entre o diâmetro do rotor com a voluta, gerando perdas por fuga de fluido entre as pás do rotor e a voluta.

#### 4.1.2 COMPARAÇÕES ALTERANDO VELOCIDADE DE ROTAÇÃO

Os resultados tabelados obtidos, juntamente aos respectivos desvios padrão estão dispostos no apêndice B. A partir dos resultados foram traçadas as curvas de Vazão x Carga alterando-se a frequência avaliada, que estão representadas para as bombas BC-92 e BC-91 respectivamente nas imagens 35 e 36.

Imagem 35 – Curvas de Vazão x Carga Obtidos para a bomba BC-92 com rotor de 132 mm

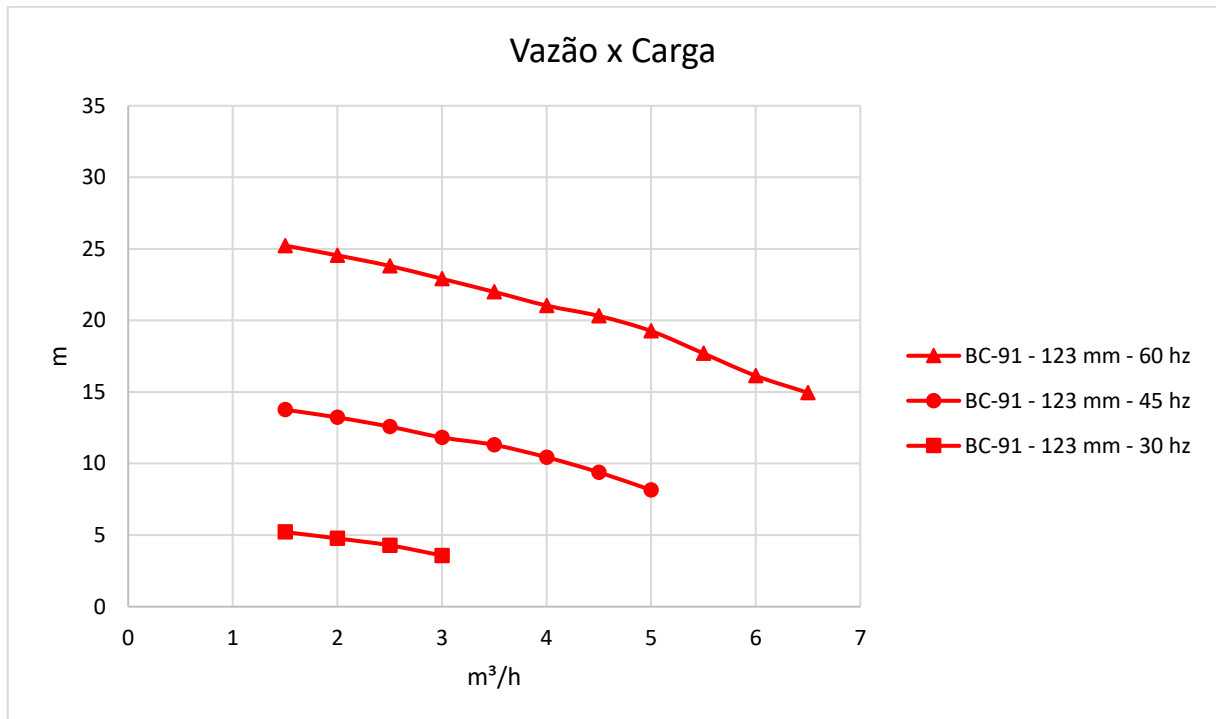


Fonte: Autores

Os gráficos de vazão versus carga obtidos, mostram a mesma tendência de aumento da pressão de acordo com o aumento de velocidade tangencial do rotor, onde para a BC-92, o teste realizado a 30 Hz para uma vazão de 1,5  $m^3/h$  apresentou uma carga de próxima a 6,8 mca e para o dobro da rotação foi medido uma carga de cerca de 30 mca, e evidenciando o princípio da similaridade. A carga para a rotação

45 Hz foi medida aproximadamente entre a média dos valores anteriores, cerca de 16,8 mca.

Imagem 36 - Curvas de Vazão x Carga Obtidos para a bomba BC-91 com rotor de 123 mm



Fonte: Autores

Os gráficos para a BC-91, reforçam o conceito, onde o teste realizado a 30 Hz para uma vazão de 1,5 m³/h apresentou uma carga de aproximadamente 5 mca e a 60 Hz foi encontrado valores de cerca de 25 mca. A carga para a rotação 45 Hz medida foi aproximadamente 15 mca, cuja está situada entre os valores para 30 e 60 Hz.

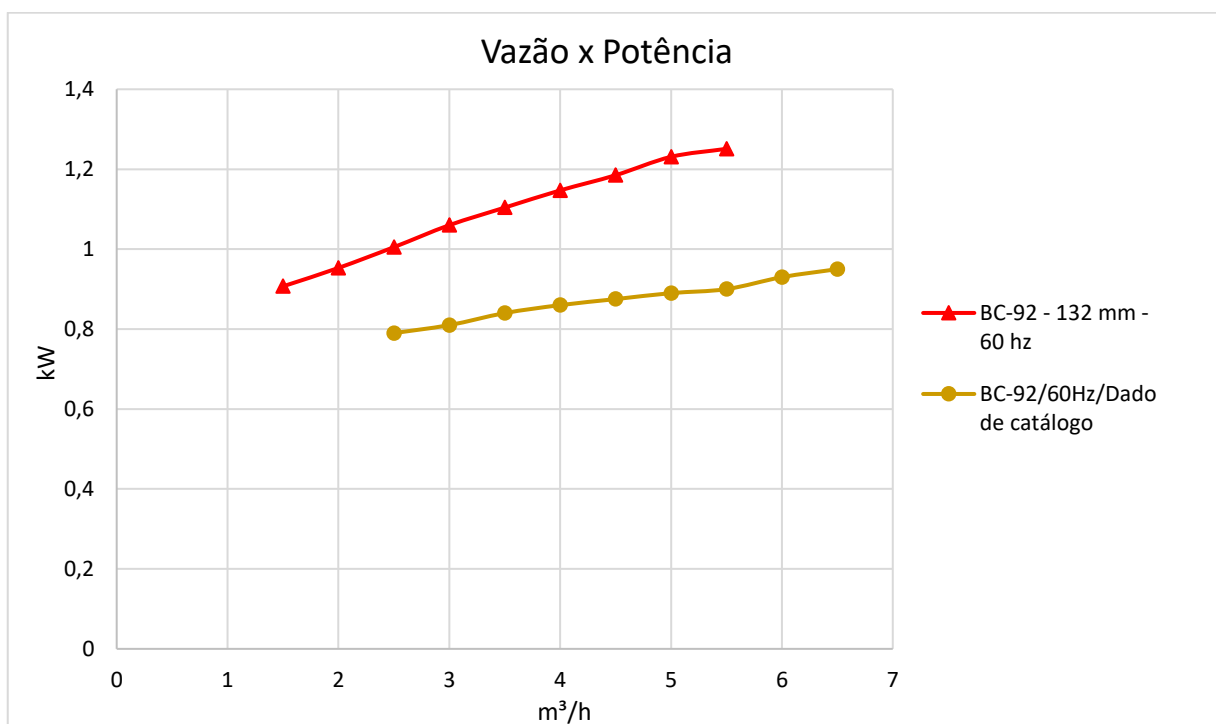
Os testes se comportaram de maneira similar aos realizados com troca do rotor, pois seguem o mesmo princípio de alteração da velocidade tangencial, porém a mudança ocorre devido a variação da rotação do motor. Esse método não apresenta aumento nas perdas volumétricas, porém apresenta outras perdas, como o aumento do escorregamento do motor.

#### 4.2 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DADOS DO FORNECEDOR

#### 4.2.1 Vazão x Potência

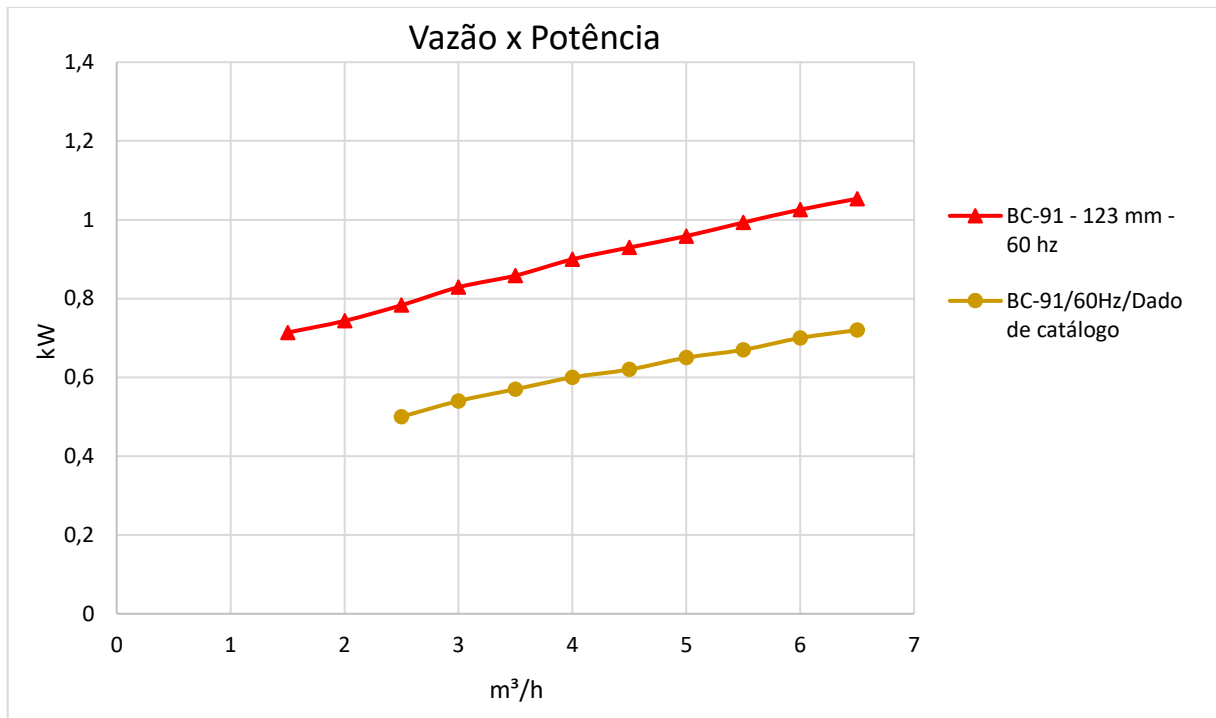
A primeira comparação realizada é em relação as curvas de Vazão x Potência obtidas nos experimentos com as curvas especificadas pelo fabricante das bombas. As imagens 37 e 38 mostram a comparação das bombas BC-92 e BC-91 respectivamente. No catálogo da fabricante a rotação é 60 Hz em ambas as bombas, o rotor original da BC-92 é de 132 mm e o rotor original da BC-91 é 123 mm.

Imagem 37 - Comparação dados experimentais e dados de catálogo BC-92



Fonte: Autores

Imagem 38 – Comparação dados experimentais e dados de catálogo BC-91



Fonte: Autores

Comparando os dados obtidos com os experimentos em bancada com as informações disponíveis no catálogo da bomba BC-92 (Imagem 37), é possível observar que os experimentos tiveram potência consumida mais alta que a prevista em catálogo para o mesmo rotor e mesma frequência utilizada. Obteve-se um aumento médio de 0,288 kW consumidos. Esse valor representa um aumento percentual médio de 25,12% na potência consumida pela bomba em relação ao que era esperado pelo catálogo.

Realizando a mesma análise para a bomba BC-91 (Imagem 38), o aumento médio de potência consumida em relação ao catálogo foi de 0,306 kW, assim representando um percentual médio de aumento de 33,26%. Assim, de maneira geral, ambas as bombas consumiram mais energia do que esperado, tendo a bomba BC-92, como a bomba que teve o menor desvio.

De acordo com a plaqueta do motor pode-se verificar que a corrente nominal dos motores é de 3,02A para a BC-92 e 3,18A para a BC-91 para uma tensão elétrica de 220V, já as correntes máximas medidas foram respectivamente 4,24A e 4,46A, indicando uma sobrecarga no motor. De acordo com Conforme Mamede Filho e

Mamede (2024), os motores podem entrar em sobrecarga por diversos motivos, os mais prováveis são:

a) Falhas operacionais:

- a. Das falhas operacionais citadas a única aplicável é a reversão de fases do motor, foi verificado que as instalações estavam corretas.

b) Falhas com origem no meio ambiente

- a. As condições a causar esse tipo de falha são: Meio refrigerante deficiente; Excesso de umidade; Temperatura ambiente elevada e Atmosferas explosivas. Os testes foram conduzidos em ambiente de climatizado e não sendo constatado aquecimento excessivo dos motores.

c) Falhas mecânicas:

- a. Falhas nos rolamentos; Rotor travado na partida; Rotor travado em operação normal. essas falhas podem ser descartadas pois as bombas eram novas, durante a troca dos rotores foi verificado a condições dos rolamentos e constatado que o eixo estava rodando livremente e sem folgas.
- b. Sobrecarga contínua. Pode ser descartada pois as condições de operação testadas vão de encontro aos parâmetros recomendados pelo fabricante.

d) Falhas por tensão:

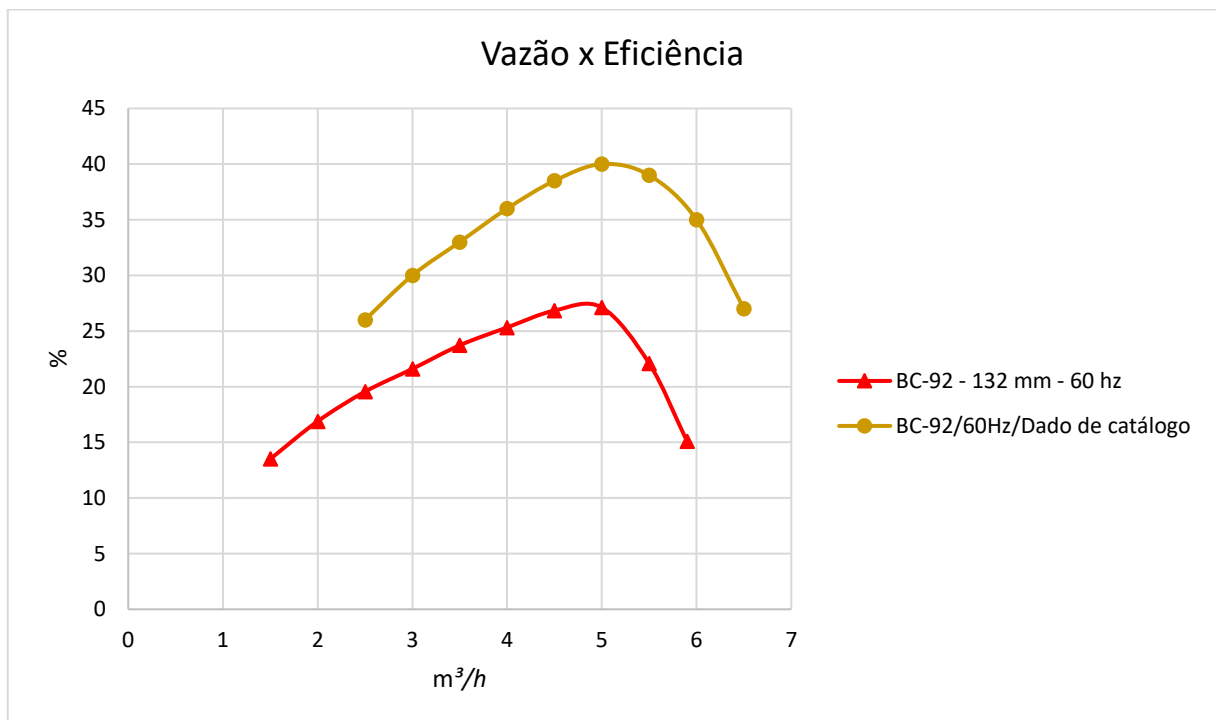
- a. As falhas por tensão contadas são: Tensões desbalanceadas; Subtensão; Sobretensão. Não foi possível realizar diagnósticos no conjunto do inversor de frequência.

Considerando que foram descartadas as possíveis causas de sobrecarga relacionadas à aplicação, montagem e operação do motor, restaram apenas as falhas de natureza elétrica, associadas ao inversor de frequência. Dessa forma, conclui-se que a origem da sobrecarga está vinculada à alimentação fornecida ao motor.

#### 4.2.2 Vazão x Eficiência

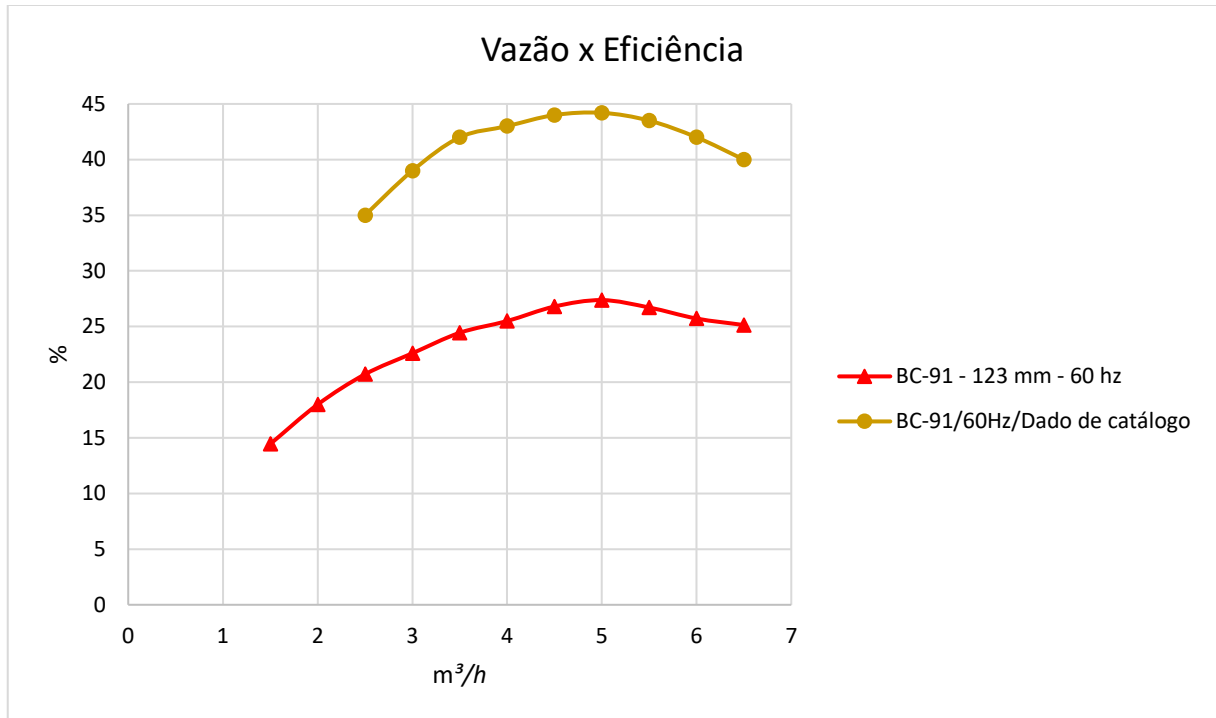
A próxima comparação a se realizar é em relação as curvas de Vazão x Eficiência obtidas nos experimentos com as curvas especificadas pelo fabricante das bombas. As imagens 39 e 40 mostram a comparação das bombas BC-92 e BC-91 respectivamente.

Imagem 39 - Comparação dados experimentais e dados de catálogo BC-92



Fonte: Autores

Imagem 40 - Comparação dados experimentais e dados de catálogo BC-91



Fonte: Autores

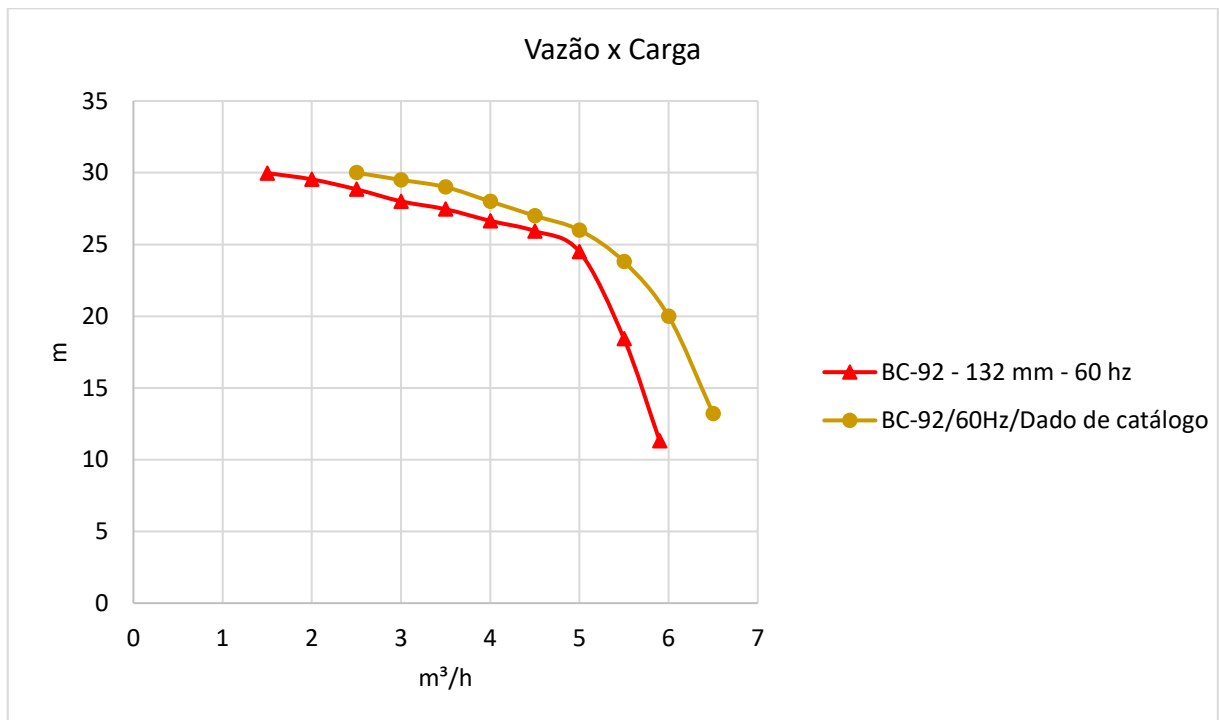
Comparando os resultados de eficiência obtidos com os experimentos da bomba BC-92 (imagem 39) em relação ao que está descrito no catálogo, também foi notado uma queda considerável. Em média, obteve-se uma queda de 10,64% da eficiência, comparando pontos medidos com dados de catálogo utilizando um mesmo rotor e mesma frequência. Já para a bomba BC-91 (imagem 40) obteve-se uma queda ainda maior, para essa bomba a média alcançou 16,18% a menos de eficiência em relação ao catálogo.

Essa redução na eficiência está diretamente relacionada à condição de sobrecarga observada durante os ensaios. No caso das bombas analisadas, a alimentação por inversor de frequência em condições desfavoráveis de sobrecarga contribuiu para o desvio em relação a referência, resultando em menor rendimento do sistema.

### 4.2.3 Vazão x Carga

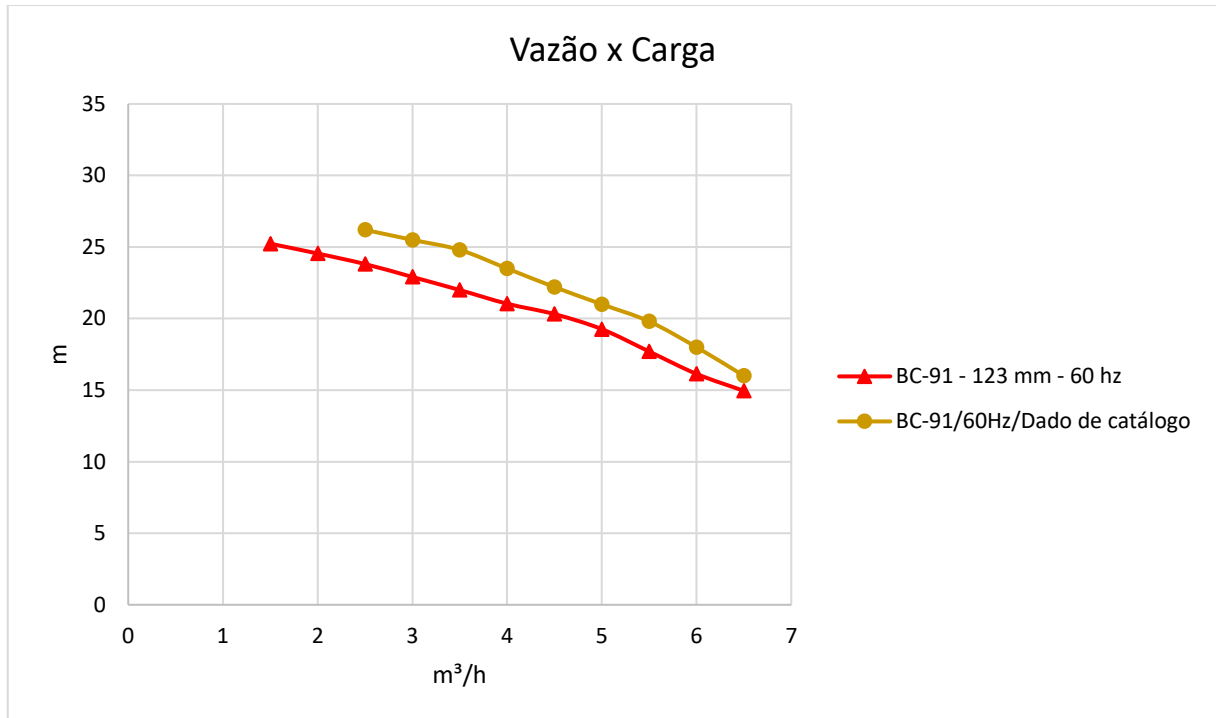
Por fim nas imagens 41 e 42, estão a comparação da curva Vazão x Carga das bombas BC-92 e BC-91 obtidas experimentalmente em relação as informações de catálogo de cada uma delas.

Imagem 41 – Comparação dados experimentais e dados de catálogo BC-92



Fonte: Autores

Imagem 42 - Comparação dados experimentais e dados de catálogo BC-91



Fonte: Autores

Ao comparar os resultados obtidos experimentalmente dos gráficos carga pela vazão com os resultados fornecidos pelo fornecedor da bomba, observa-se o seguinte. Para a bomba BC-92, quando comparadas as informações de bomba operando com um rotor de 132 mm a uma frequência de 60 Hz, experimentalmente observou-se uma queda média de 1,608 metros na carga em relação aos dados fornecidos pelo fabricante, isso representa uma diferença de aproximadamente 5,83 % ao resultado de curva esperado.

Já para a bomba BC-91, quando comparados os dados experimentais com os dados fornecidos pelo fabricante, com a bomba operando com um rotor de 123 mm a 60 Hz, obteve-se experimentalmente uma queda média de 1,869 metros na carga em relação aos dados fornecidos pelo catálogo, representando uma diferença média de aproximadamente 8,26% da curva esperada. Assim como no restante das comparações, obteve-se uma maior diferença na bomba BC-91 do que na bomba BC-92.

Entre as possíveis causas do desvio na medição está a imprecisão no cálculo da perda de carga no duto entre os sensores e a bomba. Esse erro de cálculo pode

ser atribuído à diferença entre os parâmetros de perda de carga adotados na literatura e os valores reais das tubulações e conexões utilizadas.

Outra possível fonte de erro é a calibração do transdutor de pressão presente na sucção, Segundo Thomazini e Albuquerque (2020, p. 27), “Precisão e linearidade são avaliadas como uma porcentagem do fundo de escala.”. Na falta de instrumento preciso de medição de vácuo, foi calibrado apenas com pressão positiva, próximo ao fundo de escala do equipamento, levando a um possível desvio na curva de calibração.

### 4.3 COMPARAÇÃO ECONOMICA

Para ambas as bombas sob condições originais de operação foi observado que o ponto de máxima eficiência estava localizado próximo ao ponto de vazão a 5 m<sup>3</sup>/h, por isso as comparações de custo seguiram a partir desses pontos:

- a) Consumo das Bombas a 60Hz e rotor original:
  - a. BC-91: 0,959 kW;
  - b. BC-92: 1,231 kW.

#### 4.3.1 UTILIZAÇÃO DO INVERSOR DE FREQUÊNCIA

Ao comparar a mesma vazão de 5,0 m<sup>3</sup>/h fornecida pela bomba BC-92, porém acionada com 45 Hz foi consumido 0,634 kW de potência. A alteração de frequência reduziu a potência consumida pela bomba em 48,50%, isso representa 0,597 kW a menos consumidos pela bomba, considerando que o inversor de frequência utiliza 0,044 kW durante seu funcionamento, a redução total de potência consumida é 0,553 kW (Tabela 4).

Realizando-se os mesmos cálculos citados na seção 2.5.2, considerando um trabalho desse presente trabalho, é possível se calcular a energia anual economizada em 10 anos de operação em regime intermitente (24 horas por dia). Assim obtém-se uma economia de R\$ 2.744,70 por ano (Imagem 43) utilizando o inversor de frequência para se obter a mesma vazão no sistema, porém fornecendo uma

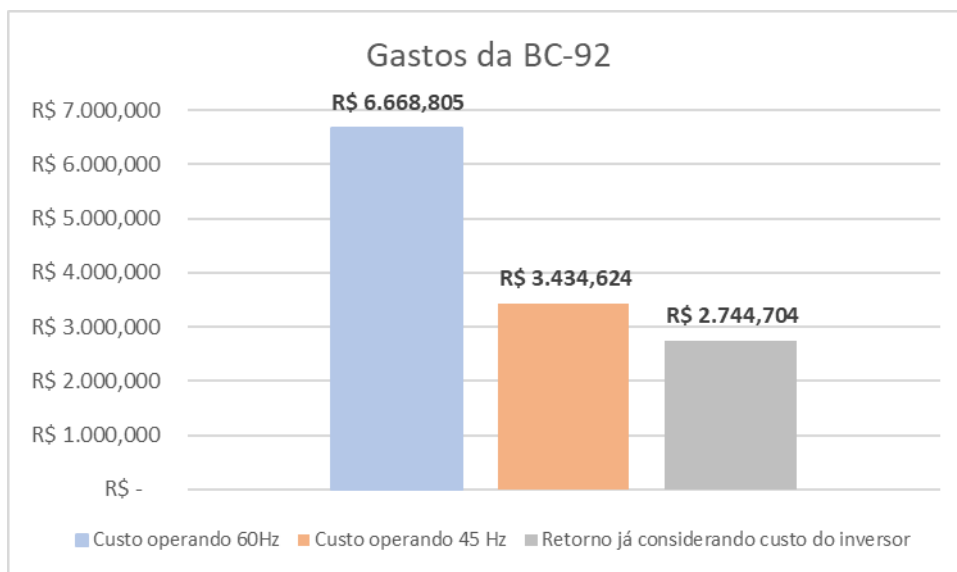
frequência menor para a bomba. Esse valor já representa o valor de aquisição do inversor que foi anualizado ao longo de 10 anos.

Tabela 4 – Comparação de frequências de operação diferentes BC-92

Bomba BC-92 - Rotor de 132 mm					
Frequência	Potência consumida	Vazão	Altura manométrica	Eficiência	Custo de operação
60	1,231	5	24,49	27,11%	R\$ 6.668,80
45	0,634	5	13,29	28,57%	R\$ 3.434,62

Fonte: Autores

Imagem 43 – Comparação de custos alterando frequência,



Fonte: Autores

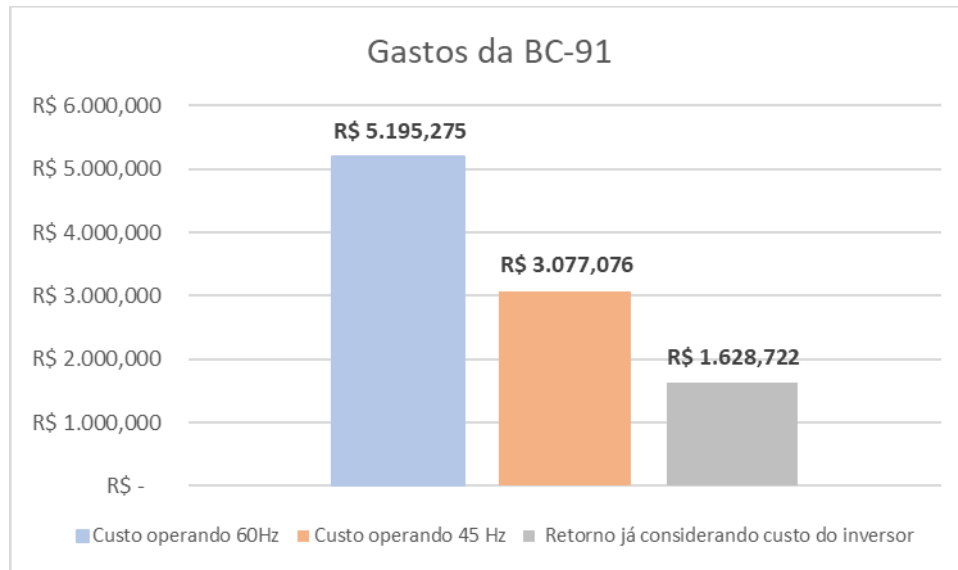
Acionando a bomba BC-91 com 45 Hz, foi consumido 0,568 kW. A alteração de frequência reduziu a potência consumida pela bomba em 41%, isso representa 0,391 kW a menos consumidos pela bomba, a redução total de potência consumida é 0,347 kW, ao considerar o consumo do inversor (tabela 5). Sendo assim, obteve-se uma economia anual de R\$ 1.628,72, considerando o custo da aquisição do inversor de frequência (imagem 44).

Tabela 5 - Comparação de frequências de operação diferentes BC-91

Bomba BC-91 - Rotor de 123 mm					
Frequência	Potência consumida	Vazão	Altura manométrica	Eficiência	Custo de operação
60	0,959	5	19,26	27,37%	R\$ 5.195,28
45	0,568	5	8,14	19,54%	R\$ 3.077,08

Fonte: Autores

Imagem 44 – Comparação de gastos alterando a frequência.



Fonte: Autores

A utilização do inversor se demonstrou vantajoso caso a grandeza a ser alcançada seja a vazão que o sistema deve atender. Ambas as comparações, quando tiveram sua frequência de alimentação reduzidas, também reduziram a altura manométrica total fornecida, assim como esperado em comportamento usual de bombas centrífugas que tem sua velocidade de rotação do rotor, e conseqüentemente a energia que é transferida ao fluido, reduzida. Se observou que a eficiência da bomba BC-92 aumentou após a redução para 45Hz, enquanto a eficiência da bomba BC-91 diminuiu, isso demonstra que com a diminuição da frequência fornecida a bomba BC-91, seu ponto de ótimo desempenho foi reduzido para menores vazões, estando de acordo com o comportamento previsto pelas leis de afinidade.

Considerando o valor do inversor de frequência como R\$ 1.260,25, potência consumida pelo mesmo como 0,044 kW e uma taxa de juros anual de 15%, assim como já citado na seção 3.7 deste presente trabalho, é possível se estimar quantas horas mínimas por dia o inversor precisa trabalhar em conjunto com a bomba para ter

o seu valor de investimento retornado em economia de energia ao final dos 10 anos propostos de uso. Sendo assim, para que o valor de Retorno em reais (*RA*) anuais apresente um valor positivo, trazendo assim um retorno no investimento, a bomba BC-92 deve operar ao menos 2 horas diárias com frequência reduzida pelo inversor de frequência durante 10 anos, já a bomba BC-91 deve operar no mínimo 3 horas e 12 minutos diários com frequência reduzida pelo inversor de frequência ao longo dos mesmos 10 anos.

#### 4.3.2 REALIZANDO TROCA DE ROTORES NAS BOMBAS

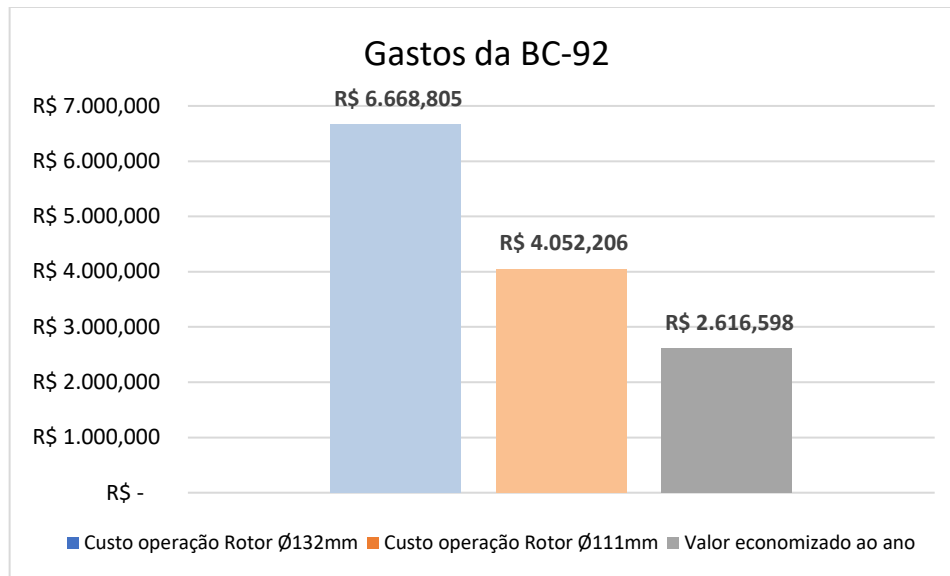
Ao comparar BC-92 realizando a troca dos rotores e considerando a mesmo ponto de vazão, utilizando o rotor menor, de 111 mm, a potência consumida foi de 0,748 kW (tabela 6), o que indica uma redução de 0,483 kW, o que equivale a uma economia de 22% no consumo elétrico, o que, considerando o regime de operação, leva a uma economia anual de R\$ 2.616,60 (imagem 45).

Tabela 6 – Comparação de diferentes rotores BC-92

Bomba BC-92 - Frequência 60 Hz					
Rotor	Potência consumida	Vazão	Altura manométrica	Eficiência	Custo de operação
132	1,231	5	24,49	27,11%	R\$ 6.668,80
111	0,748	5	13,74	25,02%	R\$ 4.052,21

Fonte: Autores

Imagem 45 – Comparação de custos de operação para a bomba BC-92.



Fonte: Autores

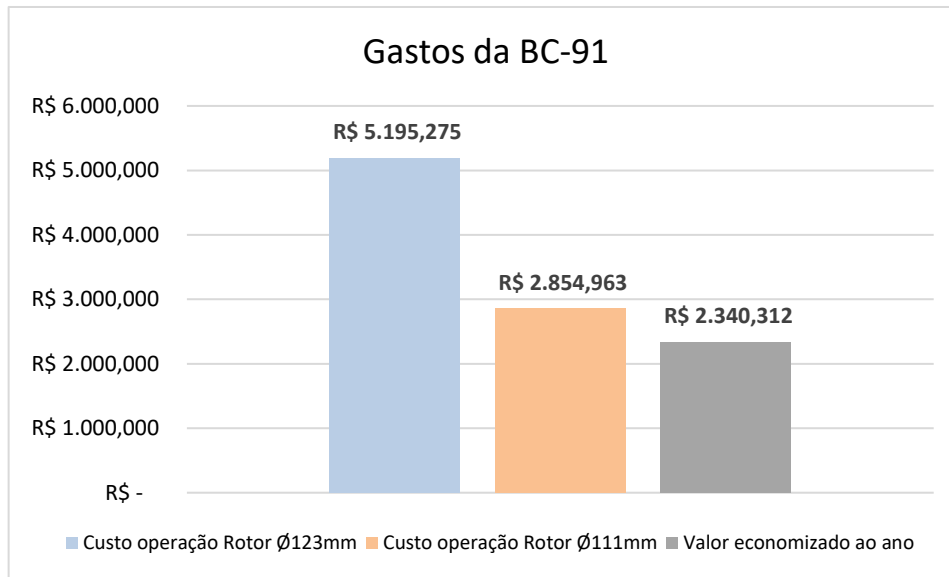
Para a bomba BC-91, equipada com o rotor de 95mm foi medido consumo de 0,527kW. Demostrou então a diferença de 0,432kW (tabela 7), uma redução de 45% no consumo elétrico, o que leva a uma economia de R\$2.340,31 ao ano (imagem 46).

Tabela 7 - Comparação de diferentes rotores BC-91

Bomba BC-91 - Frequência 60 Hz					
Rotor	Potência consumida	Vazão	Altura manométrica	Eficiência	Custo de operação
123	0,959	5	19,26	27,37%	R\$ 5.195,28
95	0,527	5	10,29	26,61%	R\$ 2.854,96

Fonte: Autores

Imagem 46 - Comparação de custos de operação para a bomba BC-91.



Fonte: Autores

As comparações acima apresentam que o método de troca de rotores para melhoras na economia energética se apresentou como uma alternativa viável uma vez que consegue atender a mesma vazão, tendo uma pequena perda de eficiência em ambos os casos estudados, e reduzindo consideravelmente a potência consumida pela bomba. Isso gera uma grande economia de energia anual, sem um alto custo de investimento com um inversor de frequência, entretanto, para se realizar a troca do rotor, é preciso deixar a bomba inativa, realizar a abertura da mesma, realizar a troca do rotor e remontá-la, esse processo não apresenta a mesma agilidade como outros métodos de controle.

#### 4.3.3 AVALIAÇÃO DE REDUÇÃO DE CUSTO ENERGÉTICO COMPARANDO O USO DO ESTRANGULAMENTO E INVERSOR EM CENÁRIO HIPOTÉTICO

Para melhor observar qual método de controle de vazão é mais benéfico economicamente entre o método utilizando-se um inversor de frequência ou o método de estrangulamento de válvula, foi considerado um cenário hipotético, onde uma instalação hidráulica que opera durante 24 horas por dia em dois diferentes requisitos de vazão ao longo desse período. Pode-se considerar que entre as 6 da manhã até as 6 da tarde, o sistema, que opera com uma bomba BC-92 e um rotor de 132 mm,

precisa trabalhar com uma vazão de 5,5 m<sup>3</sup>/h, e a partir das 6 da tarde até as 6 da manhã, esse mesmo sistema precisa trabalhar com uma vazão de 3,0 m<sup>3</sup>/h.

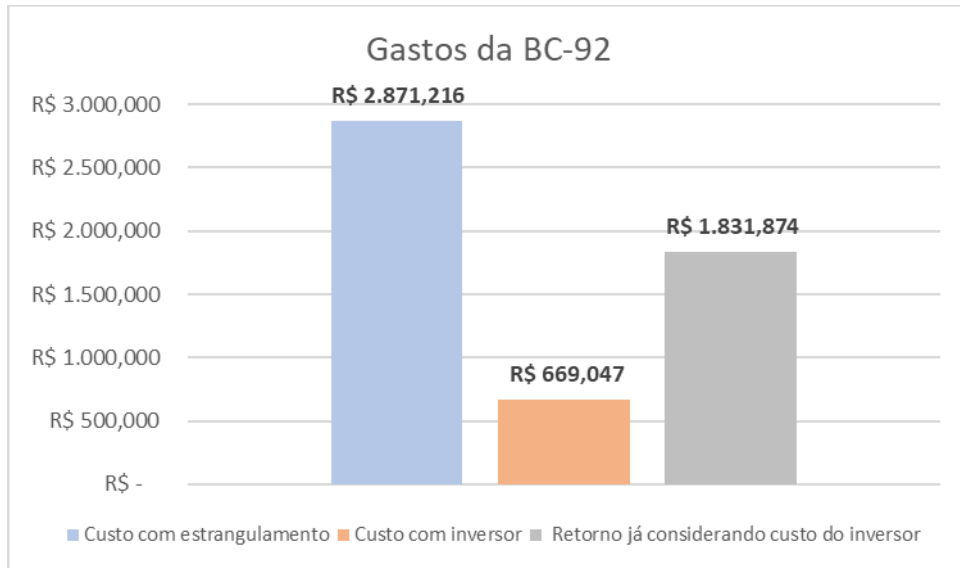
Utilizou-se os valores apresentados no gráfico da imagem 30 para realizar o estudo apresentado a seguir. Para entregar uma vazão de 5,5 m<sup>3</sup>/h operando a 60 Hz, a bomba utiliza uma potência de 1,251 kW durante a primeira metade do dia. Na segunda metade do dia, quando for necessário trabalhar com uma vazão de 3,0 m<sup>3</sup>/h, se a frequência for mantida em 60 Hz e apenas a válvula for estrangulada de maneira excessiva para alcançar a vazão desejada, a potência consumida pela bomba passa a ser de 1,060 kW. Porém, se não ocorrer um grande estrangulamento da válvula e a frequência fornecida a bomba for regulada através de um inversor de frequência para 30 Hz, alcançando os mesmos 3,0 m<sup>3</sup>/h de vazão, a potência consumida pela bomba é de 0,247 kW (tabela 8). Isso representa uma redução de 0,769 kW consumidos na segunda metade do dia, já considerando a potência consumida pelo inversor de frequência. Ao final de um ano, a utilização do inversor de frequência representará um retorno de R\$ 1831,87 (imagem 47). Esse valor já representa o valor de aquisição do inversor que foi anualizado ao longo de 10 anos.

Tabela 8 – Comparação de diferentes métodos de controle BC-92

Bomba BC-92 - Método de alteração de vazão						
Controle	Frequência	Potência consumida	Vazão	Altura manométrica	Eficiência	Custo de operação
Inversor	30	0,247	3	5,75	19,06%	R\$ 669,05
Estrangulamento	60	1,060	3	28,00	21,59%	R\$ 2.871,22

Fonte: Autores

Imagem 47 – Comparação de gastos estrangulamento e inversor



Fonte: Autores

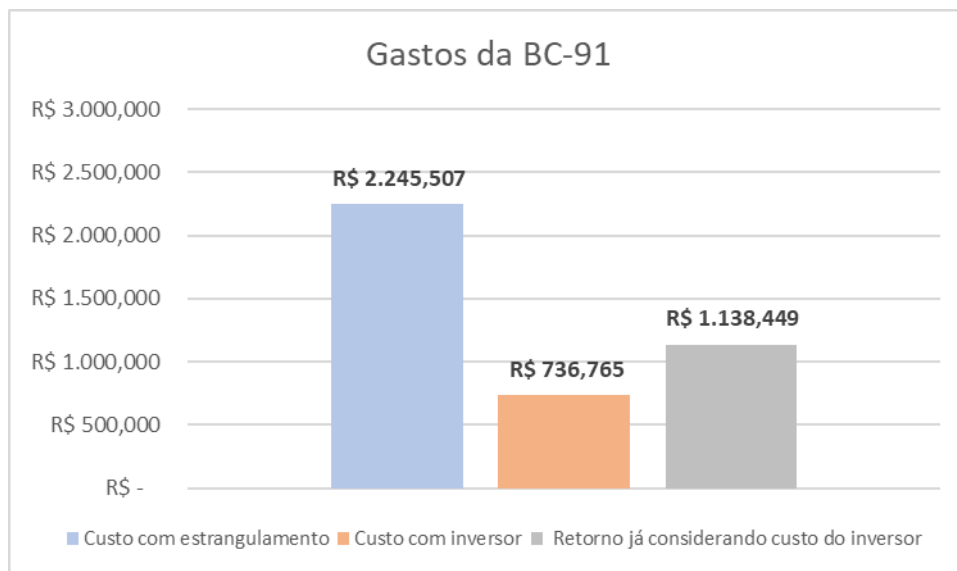
Para a bomba BC-91 operando com um rotor de 123mm considerou-se um o mesmo cenário citado anteriormente, onde das 6 da manhã até as 6 da tarde são necessários  $5,5 \text{ m}^3/\text{h}$  e das 6 da tarde até as 6 da manhã são necessários  $3,0 \text{ m}^3/\text{h}$ . Utilizando os valores apresentados no gráfico da imagem 32, observa-se que para entregar uma vazão de  $5,5 \text{ m}^3/\text{h}$  operando a 60 Hz, a bomba utiliza uma potência de 0,993 kW durante a primeira metade do dia. Na segunda metade do dia, quando for necessário trabalhar com uma vazão de  $3,0 \text{ m}^3/\text{h}$ , se a frequência for mantida em 60 Hz e apenas a válvula for estrangulada de maneira excessiva para alcançar a vazão desejada, a potência consumida pela bomba passa a ser de 0,829 kW. Porém, se não ocorrer um grande estrangulamento da válvula e a frequência fornecida a bomba for regulada através de um inversor de frequência para 30 Hz, alcançando os mesmos  $3,0 \text{ m}^3/\text{h}$  de vazão, a potência consumida pela bomba é de 0,272 kW. Isso representa uma redução de 0,513 kW consumidos na segunda metade do dia, já considerando a potência consumida pelo inversor de frequência (tabela 9). Ao final de um ano, a utilização do inversor de frequência representará um retorno de R\$ 1.138,45 (imagem 48).

Tabela 9 - Comparação de diferentes métodos de controle BC-91

Bomba BC-91 - Método de alteração de vazão						
Controle	Frequência	Potência consumida	Vazão	Altura manométrica	Eficiência	Custo de operação
Inversor	30	0,272	3	3,58	10,75%	R\$ 736,76
Estrangulamento	60	0,829	3	22,91	22,59%	R\$ 2.245,51

Fonte: Autores

Imagem 48 – Comparação de gastos estrangulamento e inversor



Fonte: Autores

Observando os resultados apresentados, financeiramente a utilização de inversor de frequência ao invés de realizar o método tradicional de estrangulamento de válvula para obtenção de uma menor vazão ao longo do dia se apresenta favorável. Entretanto, a utilização desse método de controle diminui consideravelmente a altura manométrica no sistema, e por conta disso deve ser avaliado se a pressão existente no sistema hidráulica atende a necessidade da aplicação. Essa diminuição na altura manométrica é esperada, uma vez que a velocidade de rotação do rotor da bomba cai pela metade entre os cenários avaliados.

Assim como avaliado na seção 4.3.1 deste trabalho, é possível avaliar qual seria a necessidade mínima diária de horas do conjunto bomba-inversor operando para ao final de 10 anos, o valor de investimento do inversor se pagar em economia de energia, apresentando assim um retorno financeiro. No cenário proposto, a bomba BC-92 precisaria operar no mínimo 1 hora e 27 minutos diários utilizando o inversor de frequência para diminuir a vazão ao invés do método de estrangulamento e a bomba BC-91 precisaria operar no mínimo 2 horas e 10 minutos diários da mesma maneira.

## 5 CONCLUSÃO

Este trabalho teve como objetivo validar uma bancada experimental desenvolvida para ensaios com bombas centrífugas comerciais, por meio da análise comparativa entre as curvas características fornecidas pelos fabricantes e aquelas obtidas em laboratório. Além disso, realizou-se uma avaliação energética e financeira de diferentes métodos de controle de vazão, com foco em estrangulamento e inversor de frequência.

Com base nos ensaios realizados, foi possível também observar a influência dos métodos de controle de vazão na eficiência energética do sistema. Os resultados vão ao encontro com estudos anteriores que apontam vantagens expressivas no uso de inversores de frequência para redução de consumo energético em comparação ao método tradicional de estrangulamento. A economia obtida, em um dos cenários simulados, chegou a representar mais de 70% de redução no custo de operação anual, o que reforça a importância de considerar tais alternativas em projetos hidráulicos reais.

Outro ponto relevante do estudo foi a análise da variação de desempenho em função das mudanças de rotores nas bombas testadas. Essa variação teve impacto direto nas curvas características, influenciando não apenas a vazão, mas também a potência e a eficiência global da bomba.

Os dados experimentais coletados permitiram construir curvas de desempenho hidráulico. A comparação indicou correlação entre os valores obtidos em laboratório e os de catálogo, porém os dados obtidos experimentalmente apresentam um desvio aos dados fornecidos pelo fabricante, demonstrando que a bancada construída é funcional.

Para estudos futuros, recomenda-se a implementação de algumas melhorias no sistema desenvolvido. A primeira delas é a integração de um sensor eletrônico para o monitoramento da vazão, permitindo que a captura de dados ocorra de forma automática por meio da aquisição de dados. Além disso, a implementação de sensores de tensão e corrente que possibilitaria o monitoramento unificado da potência elétrica, também integrado à aquisição. Por fim, sugere-se a calibração do transdutor de pressão para pressões negativas, com o intuito de ampliar a faixa de medição calibrada, conseqüentemente, obter resultados mais precisos nas análises

Também se faz necessário um estudo para diagnosticar e corrigir a alimentação dos motores, de modo a garantir o funcionamento eficiente das bombas em relação ao consumo de energia. Isso contribuirá não apenas para a realização de estudos mais precisos, mas também para aumentar a durabilidade dos equipamentos, que podem ser utilizados posteriormente para fins de ensino, pesquisa ou extensão no campus Joinville.

## REFERÊNCIAS

Bombas: guia básico / Eletrobrás [et al.]. Brasília : IEL/NC, 2009. 239 p. : il. ISBN 978-85-87257-32-1 1. Bombas I. Eletrobrás II. CNI – Confederação Nacional da Indústria III. IEL – Núcleo Central IV. Título.

FERREIRA, Fábio Isaac. Instalações elétricas. 1. ed. São Paulo: Érica, 2018. 160 p. (Série Eixos. Controle e Processos Industriais). ISBN 9788536527444.

Franklin Electric. **Tabela de seleção de bombas e motobombas 2025**, 2025. Joinville. 100p.

COELHO, Welington Ricardo. **Análise do Fenômeno de Cavitação em Bomba Centrífuga**. 2006. 267 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Unesp, Ilha Solteira, 2006.

ORGANIZAÇÃO INTERNACIONAL DE PADRONIZAÇÃO. **ISO 9906**: Rotodynamic pumps — Hydraulic performance acceptance tests — Grades 1, 2 and 3. 2 ed. Geneva: Iso, 2012. 66 p.

ELLES, Pedro C. Silva. **Tubulações Industriais - Materiais, Projeto, Montagem**. 10. ed. São Paulo: Ltc, 2001. 276 p.

KRENZER, J. A. et al. Avaliação do Desempenho de Bombas Centrífugas em Sistemas Hidráulicos. Revista de Engenharia Hidráulica, v. 15, n. 2, p. 45-58, 2017.

HENN, E.A.L.. **Máquinas de fluido**. 2º. UFSM. 2012

BRASIL, Alex Nogueira. BOMBAS - CLASSIFICAÇÃO E DESCRIÇÃO. In: BRASIL, Alex Nogueira. **Hidráulica Básica e Máquinas de Fluxo**. Itáuna: Faculdade de Engenharia Universidade de Itáuna, 2013. p. 62-91.

FRANCHI, Claiton Moro. Acionamentos Elétricos. 2ª edição. São Paulo: Editora Érica, 2007.

VERDE, William Monte. **Máquinas de Fluxo**. Londrina: Educacional S.A, 2018. 248 p.

AQUINO, Ronaldo Ribeiro Barbosa de. EFICIENTIZAÇÃO ENERGÉTICA EM MÉTODOS DE CONTROLE DE VAZÃO. **Induscon**. Poço de Caldas, p. 1-7. ago. 2008.

SANTOS, Sérgio Lopes dos. **Bombas & instalações hidráulicas**. São Paulo: Lcte Editora, 2007.

SILVA, Gilberto Queiroz da. **LIÇÕES DE HIDRÁULICA GERAL**. Ouro Preto: Universidade Federal de Ouro Preto, 2015. 222 p.

GUIMARÃES, Ronaldo. **Comportamento elétrico, mecânico e hidráulico de um sistema de bombeamento sob o enfoque da eficiência energética**. 2008. 173 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Elétrica, Engenharias, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2008.

GARCIA, Renato Letizia; FALCÃO, Daiane Acosta; DELLA GIUSTINA NETO, José André; PIBERNAT, Cristiane Cassales; ZABADAL, Jorge Rodolfo. Tanque Hidráulico Experimental para cálculo de perda de carga em tubulações. **Revista Eletrônica Científica da Uergs**, Porto Alegre, v. 2, n. 1, p. 54-62, abr. 2016.

MACINTYRE, Archibald Joseph. **INSTALAÇÕES HIDRÁULICAS**: prediais e industriais. 4. ed. Rio de Janeiro: Grupo Editorial Nacional, 2010.

SAMPAIO, S. C. et al. Equação de Hazen-Williams corrigida para água residuária proveniente da suinocultura. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v. 11, n. 1, p. 5-10, 2007.

ARAÚJO, João Alberto Borges de. **APLICAÇÃO DE INVERSOR DE FREQUÊNCIA PARA ECONOMIA DE ENERGIA ELÉTRICA, EM SISTEMA DE IRRIGAÇÃO POR ASPERSÃO**. 2003. 158 f. Tese (Doutorado) - Curso de Agronomia, Faculdade de Ciências Agrônômicas do Campus de Botucatu - Unesp, Botucatu, 2003.

COSTA, Camylla Renatha Queiroz; SILVA, Emilly Tuany do Nascimento; QUEIROZ, Ruth Nóbrega. AVALIAÇÃO DE DINÂMICA DE NÍVEL EM TANQUES EM SÉRIE. In: AYOUB, Julianno Pizzano. **DESVENDANDO A ENGENHARIA: SUA ABRANGÊNCIA E MULTIDISCIPLINARIDADE**. Guarujá: Editora Científica, 2021. Cap. 6. p. 85-96.

KEYSIGHT TECHNOLOGIES. **34970A Data Acquisition / Data Logger Switch Unit**. Disponível em: <https://www.keysight.com/br/pt/support/34970A/data-acquisition-data-logger-switch-unit.html>. Acesso em: maio 2025.

FRANKLIN ELECTRIC INDÚSTRIA DE MOTOBOMBAS LTDA. **Schneider Motobombas**, 2025. Página inicial. Disponível em: <https://schneider.ind.br/>. Acesso em: maio. 2025.

**VIEW TECH**. Inversor de Frequência WEG CFW100 Monofásico 1CV 220V 4,2A. Disponível em: <https://www.viewtech.ind.br/inversor-de-frequencia-weg-cfw100-monofasico-1cv-220v-4-2a>. Acesso em: maio 2025.

**CELESC**. Tarifas de energia. Florianópolis: Centrais Elétricas de Santa Catarina, 2024. Disponível em: <https://www.celesc.com.br/tarifas-de-energia>. Acesso em: maio 2025.

FILHO, João M.; MAMEDE, Daniel R. **Protecao de Sistemas Eletricos de Potencia**. 3. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2024. E-book. p.368. ISBN 9788521638988. Disponível em: <https://app.minhabiblioteca.com.br/reader/books/9788521638988/>. Acesso em: 02 jun. 2025.

THOMAZINI, Daniel; ALBUQUERQUE, Pedro Urbano Braga de. **Sensores industriais**. 9. ed. Rio de Janeiro: Érica, 2020. *E-book*. p.27. ISBN 9788536533247. Disponível em: <https://app.minhabiblioteca.com.br/reader/books/9788536533247/>. Acesso em: 02 jun. 2025.

## APÊNDICE A – TABELAS DOS RESULTADOS DE CALIBRAÇÃO DOS TRANSDUTORES DE PRESSÃO

### Resultados de calibração do transdutor 1

20 psi										
mV	968,2826	954,0948	967,1644	970,0524	965,0172	967,6841	957,9485	964,3992	963,0018	972,9998

30 psi										
mV	1480,4725	1441,6445	1442,7055	1463,2257	1432,6653	1457,5587	1423,1556	1437,1549	1435,9129	1440,1049

40 psi										
mV	1948,5181	1884,2791	1922,4603	1920,0020	1961,4435	1914,8137	1948,3240	1923,8059	1949,0874	1928,9941

### Resultados de calibração transdutor 2

10 psi										
mV	2622,4394	2622,9181	2621,8831	2613,4472	2620,3821	2615,2715	2613,3566	2623,3063	2615,6855	2626,7608

20 psi										
mV	3782,5851	3757,3551	3775,883	3750,9118	3745,0896	3752,128	3763,3973	3762,0776	3776,5688	3762,3105

30 psi										
mV	4885,7764	4909,5441	4862,0862	4858,0495	4841,6566	4877,677	4838,1762	4874,1707	4869,6164	4867,4168

## APÊNDICE B – TABELAS DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

BC-91 - 123 mm - 60 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	1,053	0,0029
6,0	1,026	0,0031
5,5	0,993	0,0033
5,0	0,959	0,0053
4,5	0,930	0,0027
4,0	0,900	0,0054
3,5	0,858	0,0026
3,0	0,829	0,0036
2,5	0,783	0,0030
2,0	0,743	0,0040
1,5	0,714	0,0036

BC-91 - 123 mm - 60 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	13,703	0,1356
5,5	15,073	0,1260
5,0	16,948	0,1886
4,5	18,794	0,1102
4,0	20,069	0,0904
3,5	21,002	0,1695
3,0	22,156	0,1811
2,5	23,227	0,1128
2,0	24,312	0,2226
1,5	25,133	0,1762
0,0	25,910	0,4316

BC-91 - 123 mm - 60 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-1,244	0,0318
5,5	-1,060	0,0899
5,0	-0,750	0,0463
4,5	-0,466	0,0304
4,0	-0,244	0,0395
3,5	-0,037	0,0140
3,0	0,161	0,0181
2,5	0,319	0,0134
2,0	0,502	0,0267
1,5	0,586	0,0144
0,0	0,679	0,0182

BC-91 - 123 mm - 45 Hz		
Vazão (m³/h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	-	-
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	0,568	0,0035
4,5	0,553	0,0035
4,0	0,539	0,0035
3,5	0,522	0,0058
3,0	0,503	0,0030
2,5	0,483	0,0018
2,0	0,463	0,0036
1,5	0,446	0,0023

BC-91 - 123 mm - 45 Hz		
Vazão (m³/h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	7,685	0,0513
4,0	9,151	0,0630
3,5	10,410	0,0537
3,0	11,462	0,0648
2,5	12,142	0,0898
2,0	13,065	0,1197
1,5	13,816	0,1408
0,0	14,441	0,1776

BC-91 - 123 mm - 45 Hz		
Vazão (m³/h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-0,464	0,0331
4,0	-0,236	0,0241
3,5	-0,031	0,0150
3,0	0,160	0,0167
2,5	0,318	0,0138
2,0	0,484	0,0191
1,5	0,591	0,0271
0,0	0,678	0,0204

BC-91 - 123 mm - 30 hz		
Vazão (m³/h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	-	-
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	0,272	0,0056
2,5	0,265	0,0036
2,0	0,257	0,0026
1,5	0,254	0,0033

BC-91 - 123 mm - 30 hz		
Vazão (m³/h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	-	-
2,5	3,896	0,0237
2,0	4,758	0,0313
1,5	5,358	0,0443
0,0	5,903	0,0507

BC-91 - 123 mm - 30 hz		
Vazão (m³/h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	-	-
2,5	0,320	0,0078
2,0	0,471	0,0096
1,5	0,590	0,0145
0,0	0,691	0,0115

BC-91 - 111 mm - 60 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	-	-
6,0	0,786	0,0031
5,5	0,765	0,0045
5,0	0,745	0,0031
4,5	0,719	0,0048
4,0	0,695	0,0064
3,5	0,667	0,0037
3,0	0,640	0,0026
2,5	0,608	0,0049
2,0	0,576	0,0030
1,5	0,517	0,0028
BC-91 - 111 mm - 60 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	12,467	0,0768
5,0	14,054	0,1088
4,5	15,330	0,1726
4,0	16,890	0,2644
3,5	18,364	0,0981
3,0	19,613	0,0604
2,5	20,441	0,1277
2,0	21,044	0,1771
1,5	21,721	0,2242
0,0	22,380	0,3103
BC-91 - 111 mm - 60 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-1,020	0,0649
5,0	-0,700	0,0641
4,5	-0,453	0,0626
4,0	-0,228	0,0596
3,5	-0,013	0,0205
3,0	0,176	0,0378
2,5	0,318	0,0336
2,0	0,488	0,0337
1,5	0,598	0,0279
0,0	0,687	0,0228

BC-91 - 111 mm - 45 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	-	-
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	0,459	0,0040
4,0	0,449	0,0024
3,5	0,437	0,0031
3,0	0,423	0,0038
2,5	0,406	0,0038
2,0	0,392	0,0026
1,5	0,375	0,0035
BC-91 - 111 mm - 45 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	7,319	0,0371
3,5	8,361	0,0861
3,0	8,334	0,0861
2,5	10,545	0,0585
2,0	11,406	0,0372
1,5	11,890	0,0672
0,0	12,357	0,1326
BC-91 - 111 mm - 45 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-0,248	0,0290
3,5	-0,017	0,0234
3,0	-0,033	0,0234
2,5	0,330	0,0212
2,0	0,476	0,0089
1,5	0,594	0,0190
0,0	0,691	0,0250

BC-91 - 111 mm - 30 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	-	-
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	0,246	0,0020
2,5	0,241	0,0064
2,0	0,320	0,0038
1,5	0,230	0,0030
BC-91 - 111 mm - 30 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	-	-
2,5	3,139	0,0243
2,0	3,873	0,0278
1,5	4,642	0,0252
0,0	5,147	0,0475
BC-91 - 111 mm - 30 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	-	-
2,5	0,377	0,0076
2,0	0,538	0,0134
1,5	0,649	0,0103
0,0	0,746	0,0117

BC-91 - 95 mm - 60 Hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	-	-
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	0,527	0,0030
4,5	0,512	0,0043
4,0	0,497	0,0039
3,5	0,480	0,0032
3,0	0,462	0,0020
2,5	0,442	0,0040
2,0	0,422	0,0059
1,5	0,398	0,0033
BC-91 - 95 mm - 60 Hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	9,891	0,0866
4,0	10,977	0,1064
3,5	12,143	0,1033
3,0	13,228	0,0744
2,5	14,083	0,1048
2,0	14,784	0,1351
1,5	15,242	0,1111
0,0	15,943	0,1242
BC-91 - 95 mm - 60 Hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-0,400	0,0394
4,0	-0,191	0,0350
3,5	-0,003	0,0277
3,0	0,169	0,0487
2,5	0,344	0,0337
2,0	0,494	0,0368
1,5	0,615	0,0405
0,0	0,688	0,0318

BC-91 - 95 mm - 45 Hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	-	-
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	0,357	0,0038
3,5	0,351	0,0046
3,0	0,343	0,0042
2,5	0,332	0,0024
2,0	0,320	0,0058
1,5	0,310	0,0033
BC-91 - 95 mm - 45 Hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	5,070	0,0552
3,0	6,071	0,0348
2,5	6,862	0,0431
2,0	7,599	0,0559
1,5	8,182	0,0445
0,0	8,570	0,0581
BC-91 - 95 mm - 45 Hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	0,003	0,0320
3,0	0,190	0,0301
2,5	0,326	0,0175
2,0	0,492	0,0359
1,5	0,609	0,0188
0,0	0,701	0,0184

BC-91 - 95 mm - 30 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	-	-
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	-	-
2,5	0,216	0,0028
2,0	0,208	0,0038
1,5	0,208	0,0051
BC-91 - 95 mm - 30 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	-	-
2,5	-	-
2,0	2,358	0,0235
1,5	2,973	0,0195
0,0	3,384	0,0319
BC-91 - 95 mm - 30 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	-	-
2,5	-	-
2,0	0,484	0,0129
1,5	0,603	0,0106
0,0	0,700	0,0134

BC-91 - 86 mm - 60 hz		
Vazão (m³/h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	-	-
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	0,420	0,0062
4,0	0,410	0,0048
3,5	0,397	0,0048
3,0	0,382	0,0037
2,5	0,368	0,0047
2,0	0,351	0,0031
1,5	0,334	0,0043
BC-91 - 86 mm - 60 hz		
Vazão (m³/h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	7,536	0,0566
3,5	8,675	0,0751
3,0	9,777	0,0882
2,5	10,623	0,0731
2,0	11,499	0,0984
1,5	12,104	0,1301
0,0	12,650	0,1083
BC-91 - 86 mm - 60 hz		
Vazão (m³/h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-0,202	0,0403
3,5	0,001	0,0597
3,0	0,199	0,0370
2,5	0,326	0,0439
2,0	0,486	0,0187
1,5	0,605	0,0319
0,0	0,707	0,0258

BC-91 - 86 mm - 45 hz		
Vazão (m³/h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	-	-
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	0,309	0,0037
3,0	0,303	0,0039
2,5	0,297	0,0034
2,0	0,292	0,0032
1,5	0,280	0,0031
BC-91 - 86 mm - 45 hz		
Vazão (m³/h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	3,942	0,0436
2,5	4,842	0,0531
2,0	5,675	0,0423
1,5	6,326	0,0395
0,0	6,751	0,0943
BC-91 - 86 mm - 45 hz		
Vazão (m³/h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	0,199	0,0160
2,5	0,349	0,0178
2,0	0,509	0,0234
1,5	0,607	0,0344
0,0	0,694	0,0094

BC-91 - 86 mm - 30 hz		
Vazão (m³/h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	-	-
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	-	-
2,5	-	-
2,0	0,201	0,0030
1,5	0,198	0,0042
BC-91 - 86 mm - 30 hz		
Vazão (m³/h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	-	-
2,5	-	-
2,0	-	-
1,5	2,010	0,0274
0,0	2,505	0,0123
BC-91 - 86 mm - 30 hz		
Vazão (m³/h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	-	-
2,5	-	-
2,0	-	-
1,5	0,601	0,0062
0,0	0,702	0,0109

BC-92 - 132 mm - 60 hz		
Vazão (m³/h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	-	-
5,9	1,205	0,0058
5,5	1,251	0,0026
5,0	1,231	0,0036
4,5	1,185	0,0029
4,0	1,147	0,0039
3,5	1,104	0,0033
3,0	1,060	0,0044
2,5	1,005	0,0036
2,0	0,953	0,0028
1,5	0,907	0,0033
BC-92 - 132 mm - 60 hz		
Vazão (m³/h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
5,9	-	-
5,5	10,335	0,1947
5,0	17,728	0,1459
4,5	24,039	0,2418
4,0	25,720	0,2090
3,5	26,629	0,3324
3,0	27,608	0,4940
2,5	28,312	0,3376
2,0	29,341	0,9177
1,5	30,133	0,6748
0,0	30,668	0,4777
BC-92 - 132 mm - 60 hz		
Vazão (m³/h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
5,9	-	-
5,5	-0,976	0,0442
5,0	-0,707	0,0453
4,5	-0,459	0,0449
4,0	-0,216	0,0316
3,5	-0,017	0,0409
3,0	0,152	0,0309
2,5	0,305	0,0491
2,0	0,497	0,0425
1,5	0,596	0,0370
0,0	0,692	0,0446

BC-92 - 132 mm - 45 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	-	-
6,0	-	-
5,5	0,651	0,0033
5,0	0,634	0,0028
4,5	0,616	0,0086
4,0	0,599	0,0032
3,5	0,579	0,0039
3,0	0,559	0,0048
2,5	0,531	0,0042
2,0	0,504	0,0030
1,5	0,474	0,0035
BC-92 - 132 mm - 45 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	11,389	0,0879
4,5	12,846	0,0976
4,0	13,831	0,0919
3,5	14,710	0,1239
3,0	15,384	0,1666
2,5	15,989	0,1399
2,0	16,543	0,1572
1,5	17,039	0,3576
0,0	17,482	0,3997
BC-92 - 132 mm - 45 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-0,724	0,0432
4,5	-0,449	0,0360
4,0	-0,232	0,0306
3,5	-0,033	0,0422
3,0	0,176	0,0457
2,5	0,306	0,0288
2,0	0,462	0,0305
1,5	0,598	0,0489
0,0	0,686	0,0220

BC-92 - 132 mm - 30 hz		
Vazão (m³/h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	-	-
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	0,253	0,0025
3,0	0,247	0,0053
2,5	0,238	0,0027
2,0	0,228	0,0037
1,5	0,217	0,0042
BC-92 - 132 mm - 30 hz		
Vazão (m³/h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	5,412	0,0482
2,5	6,054	0,0469
2,0	6,666	0,0481
1,5	7,127	0,0628
0,0	7,444	0,0961
BC-92 - 132 mm - 30 hz		
Vazão (m³/h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	0,152	0,0154
2,5	0,304	0,0168
2,0	0,473	0,0142
1,5	0,597	0,0200
0,0	0,686	0,0166

BC-92 - 123 mm - 60 Hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	1,040	0,0041
6,0	1,029	0,0032
5,5	1,001	0,0028
5,0	0,971	0,0034
4,5	0,950	0,0036
4,0	0,920	0,0045
3,5	0,892	0,0036
3,0	0,863	0,0028
2,5	0,829	0,0034
2,0	0,795	0,0041
1,5	0,763	0,0027

BC-92 - 123 mm - 60 Hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	13,451	0,3322
5,5	15,182	0,2811
5,0	16,589	0,1763
4,5	17,552	0,2751
4,0	18,591	0,3883
3,5	19,640	0,2665
3,0	20,578	0,2515
2,5	21,391	0,4561
2,0	23,023	0,2184
1,5	23,592	0,4878
0,0	24,016	0,4276

BC-92 - 123 mm - 60 Hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-1,347	0,0836
5,5	-1,054	0,0524
5,0	-0,705	0,0660
4,5	-0,501	0,0546
4,0	-0,242	0,0367
3,5	-0,068	0,0535
3,0	0,164	0,0414
2,5	0,278	0,0292
2,0	0,463	0,0190
1,5	0,570	0,0436
0,0	0,681	0,0205

BC-92 - 123 mm - 45 Hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	-	-
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	0,515	0,0046
4,5	0,503	0,0027
4,0	0,488	0,0044
3,5	0,476	0,0041
3,0	0,464	0,0027
2,5	0,448	0,0049
2,0	0,427	0,0065
1,5	0,410	0,0072

BC-92 - 123 mm - 45 Hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	8,513	0,1440
4,0	9,405	0,1480
3,5	9,971	0,1239
3,0	10,703	0,1074
2,5	11,446	0,2179
2,0	12,045	0,1644
1,5	13,140	0,1576
0,0	13,510	0,1334

BC-92 - 123 mm - 45 Hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-0,489	0,0443
4,0	-0,243	0,0364
3,5	-0,065	0,0363
3,0	0,145	0,0253
2,5	0,298	0,0326
2,0	0,457	0,0224
1,5	0,577	0,0141
0,0	0,676	0,0254

BC-92 - 123 mm - 30 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	-	-
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	0,200	0,0036
2,5	0,208	0,0046
2,0	0,203	0,0037
1,5	0,194	0,0027

BC-92 - 123 mm - 30 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	-	-
2,5	4,054	0,0400
2,0	4,565	0,0576
1,5	5,055	0,0618
0,0	5,438	0,0628

BC-92 - 123 mm - 30 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	-	-
2,5	0,302	0,0161
2,0	0,467	0,0202
1,5	0,579	0,0145
0,0	0,675	0,0167

BC-92 - 111 mm - 60 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	-	-
6,0	0,778	0,0067
5,5	0,763	0,0035
5,0	0,748	0,0034
4,5	0,727	0,0054
4,0	0,708	0,0060
3,5	0,690	0,0027
3,0	0,668	0,0046
2,5	0,640	0,0024
2,0	0,621	0,0063
1,5	0,600	0,0032

BC-92 - 111 mm - 60 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	11,034	0,1933
5,0	12,199	0,1712
4,5	13,262	0,1746
4,0	14,242	0,2494
3,5	15,185	0,1957
3,0	15,977	0,2675
2,5	16,732	0,1528
2,0	17,805	0,3725
1,5	18,957	0,2044
0,0	19,437	0,1299

BC-92 - 111 mm - 60 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-1,048	0,1328
5,0	-0,762	0,1191
4,5	-0,484	0,0761
4,0	-0,281	0,1093
3,5	-0,054	0,0500
3,0	0,148	0,0574
2,5	0,282	0,0474
2,0	0,465	0,0398
1,5	0,575	0,0290
0,0	0,662	0,0250

BC-92 - 111 mm - 45 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	-	-
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	0,408	0,0034
4,0	0,396	0,0028
3,5	0,387	0,0034
3,0	0,377	0,0032
2,5	0,363	0,0038
2,0	0,351	0,0025
1,5	0,339	0,0042

BC-92 - 111 mm - 45 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	6,570	0,1176
3,5	7,286	0,0989
3,0	8,003	0,0909
2,5	8,601	0,1689
2,0	9,250	0,1511
1,5	9,900	0,1056
0,0	10,722	0,1289

BC-92 - 111 mm - 45 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-0,259	0,0445
3,5	-0,047	0,0599
3,0	0,152	0,0283
2,5	0,300	0,0572
2,0	0,460	0,0543
1,5	0,560	0,0153
0,0	0,665	0,0171

BC-92 - 111 mm - 30 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Potência Média (kW)	Desvio Padrão
6,5	-	-
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	0,187	0,0037
2,5	0,181	0,0049
2,0	0,176	0,0033
1,5	0,173	0,0032
BC-92 - 111 mm - 30 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Recalque Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	-	-
2,5	2,798	0,0467
2,0	3,327	0,0300
1,5	3,751	0,0538
0,0	4,171	0,0483
BC-92 - 111 mm - 30 hz		
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Sucção Médio (m.c.a)	Desvio Padrão
6,0	-	-
5,5	-	-
5,0	-	-
4,5	-	-
4,0	-	-
3,5	-	-
3,0	-	-
2,5	0,305	0,0249
2,0	0,452	0,0133
1,5	0,574	0,0226
0,0	0,668	0,0213