

CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE MINAS GERAIS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE MATERIAIS  
CURSO DE ENGENHARIA DE MATERIAIS

OLÍVIA MALAQUIAS GOMES

ANÁLISE DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA DE  
BANCADA

BELO HORIZONTE

2017

OLÍVIA MALAQUIAS GOMES

ANÁLISE DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA DE  
BANCADA

Trabalho de Conclusão de Curso submetido ao corpo docente do Curso de Graduação em Engenharia de Materiais do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Materiais

Orientador: André Guimarães Ferreira

BELO HORIZONTE

2017

OLÍVIA MALAQUIAS GOMES

ANÁLISE DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA DE  
BANCADA

Trabalho de Conclusão de Curso submetido ao  
corpo docente do Curso de Graduação em  
Engenharia de Materiais do Centro Federal de  
Educação Tecnológica de Minas Gerais como  
requisito parcial para obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia de Materiais

Aprovado em :

---

Prof. André Guimarães Ferreira – Orientador

---

Prof. Humberto Barros Oliveira

---

Prof. José Maria Nascimento Pessoa

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus pela tranquilidade e paz,

Ao professor André Ferreira pela oportunidade de desenvolver esse trabalho e agregar aos meus conhecimentos de engenharia;

Ao professor João Paulo Machado pela boa vontade de ajudar com os seus conhecimentos;

Aos professores Humberto Barros Oliveira e José Maria Nascimento Pessoa pela disposição de participarem da banca e avaliarem este trabalho;

A todos os mestres e doutores que tive a honra de chamar de meus professores, por todo o conhecimento e vivência que me proporcionaram;

Meus colegas, Lívia, Pedro, Guilherme, João Pedro e tantos outros pelo companheirismo e por entenderem as dores comuns aos estudantes;

Aos meus pais, José Maria e Simone, que me dão sempre as condições mais favoráveis para estudar e ser feliz;

A minha irmã, Danielle, por ser um exemplo de engenheira;

Ao meu namorado, Breno, pelo apoio incondicional e carinho,

E a todos que direta e indiretamente contribuíram para a realização desse projeto.

The person who lives for a *why*,  
can endure any *how*

## RESUMO

A produção de energia elétrica tem grande potencial de degradação do meio ambiente, seja pelo desmatamento e alagamento de grandes áreas, tanto como pela emissão de gases poluentes. Muitos sistemas hidráulicos existentes são superdimensionados e pouco eficientes, o que causa grande desperdício de energia e maior impacto ambiental. As atuais políticas energéticas têm como foco gerar a maior quantidade de energia com os menores danos ambientais. A definição das melhores condições de operação de um sistema hidráulico pode reduzir significativamente o gasto de energia. Dado este problema, o trabalho tem o objetivo de descrever a eficiência energética de uma bomba hidráulica centrífuga de bancada. Para a análise, foram construídas curvas de eficiência, gráfico de potência de eixo (W) por vazão mássica (kg/s), com a variação de diferentes parâmetros, como a rotação do eixo e a pressão. A partir da análise dos gráficos, foram definidas as melhores condições de operação e possíveis melhorias ao sistema, ao se comparar com os resultados encontrados na literatura. A região de melhor eficiência da instalação se encontra entre as vazões de 0,4 a 1,0 kg/s e potência entre 5 e 30 W, entre as rotações 1200 e 1800 rpm, onde a eficiência se aproxima de 75%.

Palavras-chave: Bomba hidráulica; eficiência energética; condições de operação.

## ABSTRACT

The production of electrical energy has the great potential of degradation of the environment, either by deforestation and flooding of large areas, as well as by the emission of gases responsible by the greenhouse effect. Many existing hydraulic systems are oversized and poorly efficient, which causes a great amount of waste of energy and bigger environment impact. The today's policies focus on generating the highest amount of energy with the least environmental damage. Setting the best operating conditions for a hydraulic system can significantly reduce energy expenditure. Given this problem, the work aims to describe the energy efficiency of a hydraulic centrifugal bench pump. For the analysis, efficiency curves were plotted, axis power graph (W) by mass flow rate (kg / s), with variation of different parameters, such as axis rotation and pressure. From the analysis of the graphs, the best operating conditions and possible improvements to the system were defined, when comparing with the results found in the literature. The region of best efficiency of the installation is between the flows of 0.4 to 1.0 kg / s and power between 5 and 30 W, between the rotations 1200 and 1800 rpm, with efficiency approaching 75%.

Key-words: Hydraulic pump; Energy efficiency; operation conditions.

## **LISTA DE FIGURAS**

Figura 1 - Matriz de geração de energia elétrica no mundo por fonte - 2012

Figura 2 - Comportamento de sólidos e fluidos

Figura 3 - Perfil de velocidades para escoamentos laminares

Figura 4 - Perfil de velocidades para escoamentos turbulentos

Figura 5 - Voluta em caracol de uma bomba centrífuga

Figura 6 - Sistema hidráulico

Figura 7 - Painel da bomba

Figura 8 - Medidores de pressão do tipo Tubo de Bourdon

Figura 9 - Dimensões do venturímetro

## **LISTA DE GRÁFICOS**

Gráfico 1 - Relação entre tensão e taxa de deformação

Gráfico 2 - Curva de eficiência genérica

Gráfico 3 - Curva de eficiência para uma bomba comercial

Gráfico 4 - Curva de eficiência para uma bomba comercial

Gráfico 5 - Potencia disponível por vazão mássica – 1000 a 1900 rpm

Gráfico 6 - Potencia disponível por vazão mássica – 2000 a 3050 rpm

Gráfico 7 - Eficiência

Gráfico 8 - Curva característica da bomba

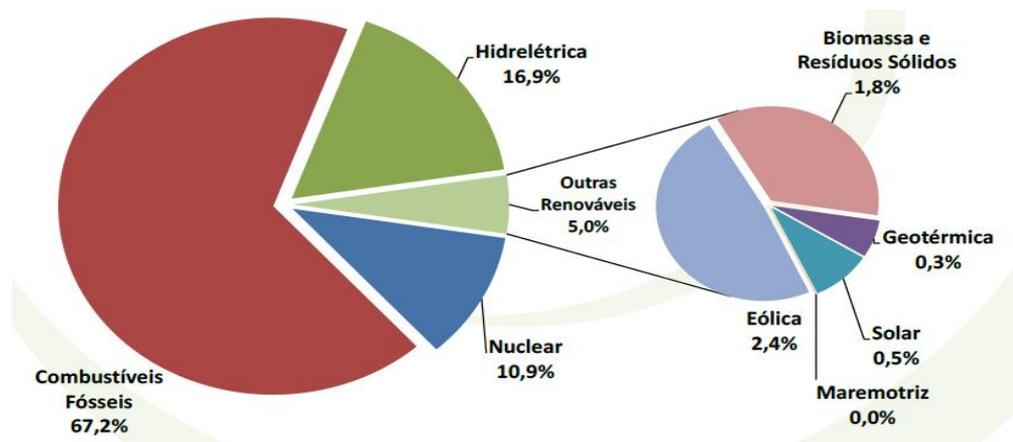
## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	8
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	11
<b>3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	13
3.1 Fluidos .....	13
3.2 Tipos de escoamento .....	16
3.2.1 Número de Reynolds .....	16
3.2.2 Escoamentos laminares .....	16
3.3.3 Escoamentos turbulentos .....	17
3.3 Bombas centrífugas .....	17
3.3.1 Velocidade específica .....	18
3.3.2 Velocidade específica de sucção .....	19
3.3.3 NPSH .....	19
3.4 Curvas características .....	20
<b>4 METODOLOGIA</b> .....	23
4.1 Instalação hidráulica .....	23
4.2 Parâmetros variados .....	24
4.3 Parâmetros obtidos .....	24
4.3.1 Pressão .....	25
4.3.2 Potência nominal .....	26
4.4 Parâmetros calculados .....	26
4.4.1 Vazão volumétrica .....	26
4.4.2 Vazão mássica .....	27
4.4.3 Potência de eixo .....	27
4.4.4 Rendimento .....	27
4.5 Análise dos dados .....	28
<b>5 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS</b> .....	29
<b>6 CONCLUSÃO</b> .....	36
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	37

## 1. INTRODUÇÃO

É estimado que a geração de energia elétrica a nível mundial em 2012 foi de 21.531,7 TWh. A matriz energética mundial é representada na figura 1. Muitas dessas fontes de energia são altamente poluentes, como a queima de combustíveis fósseis, liberando gases responsáveis pelo agravamento do efeito estufa. Todas as formas de produção ou transformação de energia produzem impactos ambientais e sociais, seja em menor ou maior escala. Assim, é de fundamental importância que os processos industriais em geral tenham a máxima eficiência.

Figura 1 - Matriz de geração de energia elétrica no mundo por fonte - 2012



Fonte: U.S. Energy Information Administration (EIA), 2014

Estações de bombeamento são utilizadas em todo mundo em diferentes campos da vida diária, como em sistemas de esgoto, em indústrias, em minerodutos, distribuição de água, dessalinização de água, entre outros. A energia consumida por estações de bombeamento, principalmente de água, pode ser reduzida com o aumento da eficiência energética dos motores e bombas do sistema. O aumento da eficiência energética do sistema contribui para a diminuição da emissão dos gases do efeito estufa e diminuição do impacto ambiental (KOOR, 2015).

Outra razão para a busca de instalações mais eficientes é a questão econômica. Os gastos com eletricidade quase se equiparam com o custo de mão de obra para as companhias. Considerando sistemas de distribuição de água, é certo que acontecem perdas de energia e de água, essas que são inerentes às instalações e limitações dos materiais e maquinários. A busca por processos com maior rendimento leva a empresas com mais rentabilidade e menores

custos operacionais que podem ser repassados para os clientes do serviço oferecido, como a redução de tarifas e melhores produtos (POLESE, 2010).

Segundo Gomes (2001), os principais fatores que levam ao desperdício de energia são:

- Procedimentos operacionais inadequados
- Desperdícios de água
- **Mal dimensionamento dos sistemas**
- Idade ultrapassada dos equipamentos
- Tecnologias mal utilizadas
- Erros na concepção de projetos
- Falta de manutenção

Com relação ao mal dimensionamento dos sistemas, devido a erros de projeto, ou ineficiência na instalação e manutenção desses sistemas de bombeamento, é muito comum o superdimensionamento de bombas, o que faz com que trabalhem com eficiência até 20% menor do que o melhor rendimento possível para o sistema. Bombas também podem operar acima do ponto de melhor eficiência, se tornando insuficientes a medida que a demanda de bombeamento do sistema aumenta. Quando a bomba opera em tais circunstâncias é notado o aumento de barulho e vibração, e se for um regime de trabalho permanente, a vida útil dos componentes do sistema reduzem drasticamente.

A eficiência de um sistema pode ser aumentada com o estudo de bombas centrífugas, muito comuns no bombeamento de água, no seu design e seleção de acordo com o uso.

Assim, para fazer o melhor uso possível do equipamento já em uso, ou projetar um sistema mais eficiente, é preciso conhecer as variáveis do conjunto, como as condições geográficas, o fluido usado, os custos de manutenção e operação.

Uma das formas de prever a o melhor ponto de rendimento de uma bomba hidráulica é traçar a sua curva de eficiência, e obter os parâmetros que otimizam a sua utilização.

O presente trabalho tem como objetivo principal traçar a curva característica de uma bomba centrífuga de bancada. A curva característica é dada em função da potência de eixo, em Watts, e da vazão mássica, em kg/s. Com a curva característica será possível definir os melhores parâmetros de operação que maximizam a eficiência do sistema hidráulico em questão.

Como objetivos específicos tem-se: medir as pressões de entrada e saída da bomba, variando a rotação e a abertura da válvula de gaveta, parâmetros esses que afetam a potência disponível e a vazão do escoamento; medir a diferença de pressão no venturímetro para calcular a vazão do escoamento; medir a rotação da bomba e a potência disponível para a bomba e, calcular a eficiência da bomba para todas as variações consideradas.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O aumento da eficiência de um sistema ou instalação hidráulica são objeto de muitos estudos. Essa seção visa uma breve revisão de artigos e projetos que propuseram melhoras no sistema para a sua otimização.

Os sistemas de abastecimento de água são foco de muitos estudos para a melhora de sua performance. As perdas de energia e de água são inerentes à instalação, mas estas podem chegar à até 40%, resultando em pobre rendimento e diminuí as margens de lucros das empresas (GOMES, 2001). Uma das formas de melhorar a eficiência do sistema é o uso de variadores de frequência. Estes permitem a variação da frequência da corrente alternada que é fornecida ao motor acoplado à bomba. Com diferentes valores de corrente, o motor pode funcionar com rotações distintas, fazendo com que a bomba também funcione com outras rotações, o que gera novas vazões e alturas de elevação.

A alteração da rotação para gerar novas vazões é justificável quando o sistema sofre variações de consumo. Por exemplo, em horários considerados de pico, como entre 18h e 21h, há o maior consumo de água em centros urbanos. O aumento da demanda pode afetar a vazão e tornar o sistema mais ou menos eficiente (POLESE, 2010).

Polese (2010) estuda como o variador de frequência pode afetar o rendimento de uma parte de uma instalação hidráulica. Foram comparados quatro cenários de consumo, primeiro com a bomba operando à rotação constante de 1750 rpm, e depois a rotação foi alterada com o uso do inversor de frequência.

Na sua análise, Polese (2010) conclui que o variador de frequência pode ser aplicado à qualquer condição de consumo, mas sendo mais favorável para aqueles bombeamentos que sofrem menos variação e menor relação de energia por volume. A redução de consumo de energia variou entre 44 e 57% com o uso do variador. Isso mostra que essa é uma solução, que quando aliada ao projeto bem feito e executado, onde foi observado o dimensionamento da instalação, pode ser usada para o aumento da eficiência de energia e menores perdas de água.

Em seu artigo, Koor et. al (2015) discute sobre a otimização da eficiência de bombas para diferentes características trabalhando de modo paralelo.

A análise de rendimento de bombas trabalhando em paralelo em sistemas de distribuição de água é mais complexa do que aquela feita para outros tipos de atividades,

como na indústria de óleo e ar condicionado, porque geralmente leva em conta um reservatório elevado, assim o trabalho conjunto das bombas e dos tanques precisam ser analisados. O foco do trabalho de Koor foi a criação de um algoritmo de controle que possibilitaria a maximização da eficiência total do conjunto de bombas e recomendação de quando ligar ou desligar um dos componentes do sistema baseado no fluxo pedido no momento.

Para a análise, foram considerados três cenários de testes em que as bombas seriam: idênticas; características com pequenas diferenças e com grandes diferenças. Foi também utilizado um software desenvolvido pelo *Argonne National Laboratory*, da Universidade de Chicago, Estados Unidos. Após a investigação, foi concluído que softwares podem ser usados para estimar a eficiência do sistema trabalhando em paralelo. As bombas idênticas trabalham melhor se a descarga é igual para todas as bombas da instalação, como já era esperado. Bombas diferentes tem melhor rendimento quando a descarga de água é diferente. Além disso, é possível definir a quantidade de bombas que devem ser ligadas para que seja alcançada a condição ideal do sistema.

Isso mostra que, além do bom dimensionamento dos elementos que comporão uma instalação, é necessário que as condições de operação sejam investigadas e definidas. Nem sempre a bomba trabalhará em seu ponto de melhor de eficiência, então deve-se definir como será o seu ciclo de operação em que a melhor eficiência, no geral, seja alcançada.

O estudo para se alcançar as melhores condições de operação também pode ser aplicado nos sistemas de armazenamento de energia, como mostrado por Schleicher e Oztenki (2015). A demanda por fontes de energia renováveis está crescendo no mundo inteiro com o crescimento da educação ambiental e o desenvolvimento de novas tecnologias. As maiores fontes de energia limpa, como a luz solar e o vento, tem oferta intermitente, por isso é preciso de investimento em unidades de armazenamento da energia transformada. O sistema de armazenamento por bombeamento estudado por Schleicher e Oztenki (2015) mostra ser prático em pequena escala.

Além dos benefícios citados pelos autores, a instalação usada para esse sistema de armazenamento também pode ser usada para o tratamento de água descartada,

### **3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

A mecânica dos fluidos é a área da física que estuda os fluidos em repouso e em movimento. As principais propriedades dos fluidos, que são estudadas nessa área, são as vazões volumétricas e mássicas, viscosidade, tensão superficial, dentre outras. A área de mecânica dos fluidos está inserida na grande área da mecânica do contínuo, que estuda tanto os sólidos como fluidos, que são considerados materiais contínuos (FOX, 2014).

Algumas propriedades termodinâmicas são muito aplicadas ao estudo dos fluidos, como pressão, temperatura, densidade e energia do sistema. Esses conceitos ajudam a modelar os problemas relacionados à mecânica dos fluidos. Para o estudo dos fluidos também são aplicadas as análises diferenciais de conservação de massa, quantidade de movimento linear, energia e continuidade.

O estudo do movimento dos fluidos é principalmente aplicado à parte de projetos de instalações hidráulicas, de bombas, compressores, sistemas de bombeamento de diferentes tipos de substâncias na indústria. Outras aplicações, com grande interesse tecnológico dessa área, envolvem a contenção de vazamentos de óleos, projetos de turbinas eólicas, biomecânica (como o desenvolvimento de válvulas cardíacas e compressão dos fluidos sanguíneos), a criação de “fluidos inteligentes” como sistemas de suspensão automotiva que otimiza o movimento em diferentes tipos de terreno (FOX, 2014).

Esse breve apanhado das aplicações da área mostra a relevância do estudo dos fluidos no contexto tecnológico e a possibilidade da expansão do seu uso para o desenvolvimento de novas técnicas.

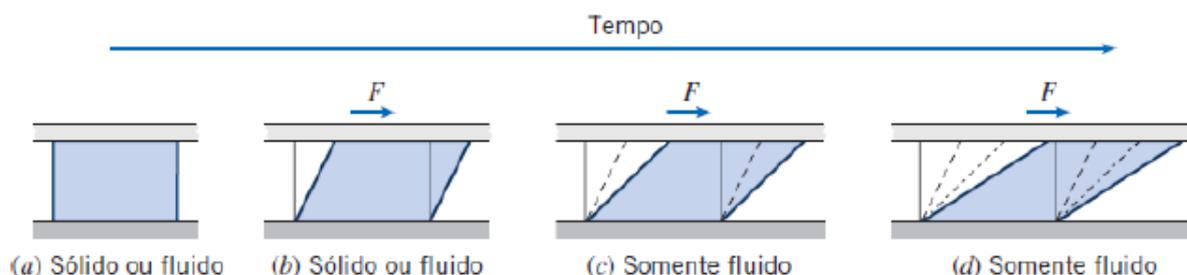
A seguir, são definidos alguns conceitos fundamentais da mecânica dos fluidos.

#### **3.1. Fluidos**

Diferente dos materiais no estado sólido, os fluidos são substâncias que se deformam continuamente sob a aplicação de uma tensão de cisalhamento tangencial (FOX, 2014). Mesmo quando a tensão é cessada o fluido continua em movimento proveniente da aplicação desse esforço.

A figura 2 mostra a diferença e comportamento entre um material sólido submetido à uma força cisalhante e um fluido.

Figura 2 - Comportamento de sólidos e fluidos



Fonte: FOX (2014)

Tem-se o estado inicial de repouso. Tanto o sólido como o líquido sofreram uma deformação inicial (Fig.2.b) com a aplicação de uma tensão cisalhante. A diferença é que o sólido continuará em repouso (Fig.2.c) e o fluido continuará se deformando (Fig. 2.d) enquanto a força for aplicada.

Para a análise dos fluidos também é aplicada a hipótese do contínuo, em que os volumes de controles não são pequenos o suficiente (por exemplo, escala molecular) para que não haja flutuação das propriedades com o tempo e espaço. Para os casos estudados, as propriedades têm um valor bem estabelecido em cada ponto do espaço.

Os fluidos também podem ser classificados como newtonianos ou não-newtonianos.

Os fluidos newtonianos obedecem a relação abaixo:

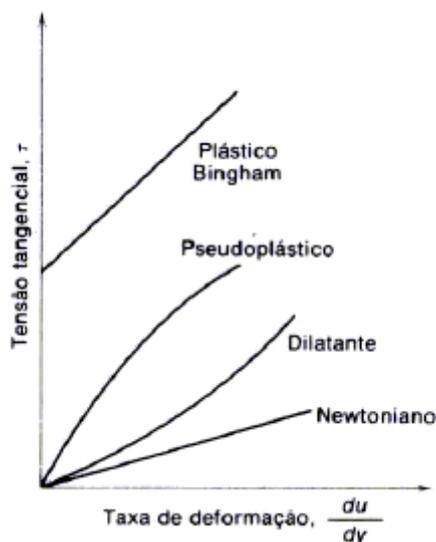
$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (1)$$

Em que a taxa de deformação,  $du/dy$ , é proporcional à tensão de cisalhamento aplicadas ao sistema, tendo a viscosidade,  $\mu$ , como a constante de proporcionalidade.

Os fluidos não-newtonianos não seguem a relação descrita acima, tendo a viscosidade como função da taxa de cisalhamento aplicada no sistema.

Essas relações podem ser mais claramente vistas no gráfico abaixo.

Gráfico 1 - Relação entre tensão e taxa de deformação



Fonte: FERREIRA (2016)

Os fluidos newtonianos apresentam uma relação linear entre as variáveis dos eixos, sendo a inclinação da reta a viscosidade. A água, ar, álcool e óleos finos, são exemplos de fluidos newtonianos, que seguem a relação estabelecida na equação 1.

Os não-newtonianos não apresentam relação linear entre a tensão de cisalhamento e a taxa de deformação. Para os pseudoplásticos, a tensão de cisalhamento costuma se estabilizar a partir de uma dada taxa de deformação. Os polímeros plastificados são os principais representantes dessa classe de materiais, considerados como materiais viscoelásticos, que apresentam ao mesmo tempo propriedades de um sólido elástico e de um líquido newtoniano. Os fluidos dilatantes tendem a aumentar a viscosidade conforme há o aumento da tensão de cisalhamento. Suspensões de amido e de areia são consideradas dilatantes. A reologia é a área da ciência que estuda o fluxo e a deformação dos materiais, e tem mais aparatos para a análise desse tipo de fluido (FERREIRA, 2016).

Os fluidos plásticos Bingham necessitam da aplicação de uma tensão de cisalhamento mínima para depois se comportar como um fluido newtoniano. Soluções de argila, lama e creme dental são exemplos de plásticos Bingham.

O fluido considerado para este trabalho é a água, um líquido newtoniano.

## 3.2 Tipos de escoamentos

### 3.2.1 Número de Reynolds

O número de Reynolds estabelece entre as forças de inércia, o numerador, e as forças viscosas, o denominador. Com a determinação deste adimensional, é possível prever, para tubos fechados, qual será o tipo de escoamento que se dará. A equação 2 descreve esta relação.

$$Re = \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot \varphi}{\mu} \quad (2)$$

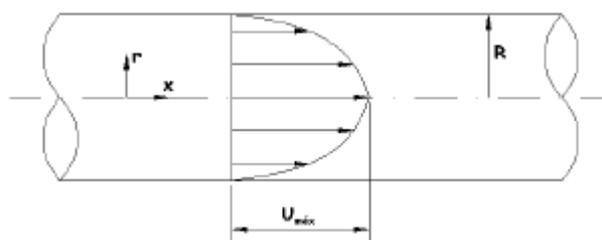
Sendo:  $\rho$ , a densidade do fluido considerado;  $\bar{V}$ , sua velocidade média;  $\varphi$ , depende da geometria característica do fluxo, no caso aplicado à bomba, é o diâmetro interno da tubulação e  $\mu$ , a viscosidade do fluido.

Em geral, número de Reynolds menores ou iguais a 2300, tem-se escoamento laminar, entre 2300 e 10000, regime de transição e acima de 10000 o escoamento é turbulento.

### 3.2.2 Escoamentos laminares

Nesse tipo de escoamento, as forças viscosas são mais significativas do que as forças de inércia, isso faz com que o cisalhamento do fluido ocorra em lâminas, há pouca mistura, pequenas velocidades e o perfil de velocidades do fluxo em um tubo se assemelha a uma parábola, como representado na figura 3.

Figura 3 - Perfil de velocidades para escoamentos laminares

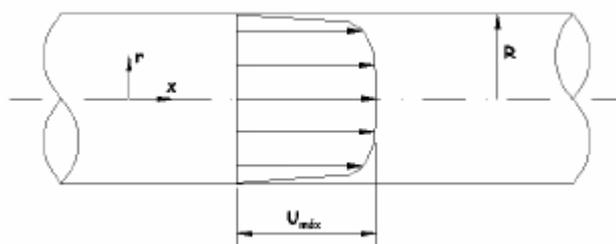


Fonte: FERREIRA (2016)

### 3.2.3 Escoamentos turbulentos

Para fluxos turbulentos, a maioria dos casos que ocorre naturalmente, o movimento é caótico, há recirculações, alto grau de mistura, velocidades maiores, as forças de inércia têm mais significância do que as forças viscosas e o perfil de velocidade é mais achatado, como esquematizado na figura 4.

Figura 4 - Perfil de velocidades para escoamentos turbulentos



Fonte: FERREIRA, 2016

### 3.3 Bombas centrífugas

As bombas hidráulicas são geratrizes que tem função de realizar o deslocamento de um fluido por escoamento. Esses elementos recebem trabalho mecânico e transformam em energia hidráulica, fornecendo ao líquido um acréscimo de energia de pressão e cinética. Segundo Macintyre (1986), cabe a bomba transformar, transmitir e aumentar a energia do fluido e permitir que este atinja alturas mais elevadas em um sistema de recalque.

As bombas podem ser classificadas de acordo com a sua construção e funcionamento. Podem ser de deslocamento positivo, turbobombas e bombas especiais.

As bombas centrífugas são um tipo de turbobombas, são bombas dinâmicas, caracterizadas por um rotor com pás, que força a aceleração do fluido, cedendo ao líquido a energia cinética, que depois é convertida em energia hidrodinâmica.

A bomba centrífuga é uma câmara fechada, em que dentro dela um rotor com pás gira impulsionando o fluido através da voluta. Esse rotor recebe energia mecânica do motor e transfere em energia cinética para o líquido (MACINTYRE, 1986).



A maior influência da velocidade específica é na eficiência do impulsor. A eficiência do impulsor aumenta de acordo com o aumento dessa velocidade até o ponto de melhor eficiência.

### 3.3.2 Velocidade específica de sucção

Esse parâmetro expressa a capacidade de sucção de um rotor centrífugo e define a relação entre a capacidade do impulsor, a NPSH requerida e a velocidade e rotação. Depende da forma geométrica do rotor e da largura da sua pá.

Essa velocidade é essencial para a escolha certa da instalação para garantir os requisitos de NPSH disponíveis.

O uso de valores muito altos de velocidade específica de sucção leva a comprometimento hidráulico do rotor e maior risco de formação de bolhas.

### 3.3.3 NPSH

É a sigla em inglês para *Net Positive Suction Head*. É definido como a diferença entre a pressão total absoluta na sucção e a pressão de vapor do líquido, expressa em metros.

O fenômeno de cavitação é relacionado com o conceito de NPSH. A cavitação acontece quando a pressão do líquido fica menor que a sua pressão de vapor, e bolhas de vapor formam no líquido. Quando a pressão aumenta novamente, as bolhas colapsam, produzindo uma implosão. A cavitação se torna um grande problema quando acontece perto das paredes da bomba e do rotor e em alta velocidade. O impacto dessas bolhas causa erosão e corrosão no material, o que leva à degradação do conjunto da bomba.

Para que a cavitação não aconteça em uma bomba centrífuga é preciso assegurar que a NPSH disponível seja maior que a NPSH requerida.

A NPSH disponível é a pressão de sucção absoluta esperada para a sucção da bomba de acordo com as condições de instalação do sistema.

A NPSH requerida é a pressão de sucção mínima requerida para que não ocorra cavitação nas proximidades do rotor.

Para um ciclo de vida da bomba eficiente é indicado que a NPSH requerida alcance quarenta mil horas de vida útil do rotor sem erosão e degradação que podem favorecer à perda de eficiência, o aumento de vibrações e barulho (TORRE, 2008).

### 3.4 Curvas características das bombas

As curvas características de bombas normalmente são fornecidas pelos fabricantes de forma a ajudar a identificar a melhor aplicação de determinado tipo de bomba para um projeto. Essas curvas podem ser uma relação de carga e vazão, potência absorvida e vazão e rendimento total e vazão.

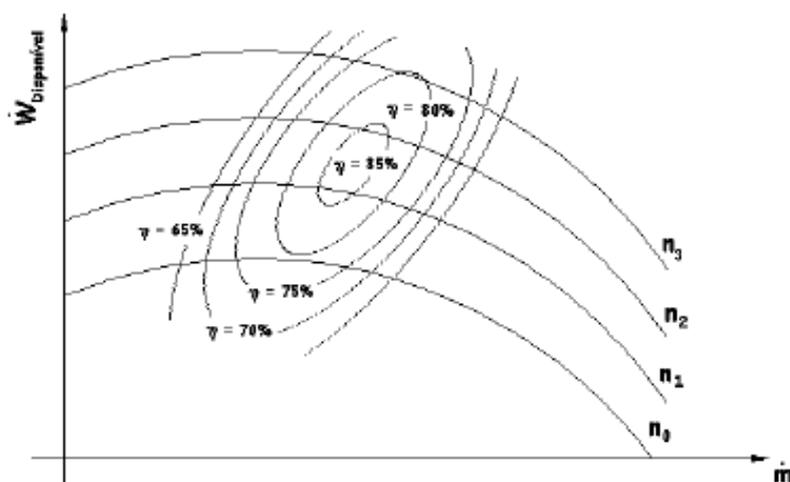
Fatores como a rotação e geometria da bomba e as propriedades do fluido influenciam nas variáveis que constroem a curva característica.

Essas curvas relacionam grandezas características, como vazão, altura de elevação, rotação, potência e eficiência, e fornecem indicações do funcionamento do sistema.

É muito importante conhecer a curva característica pois cada bomba é construída para operar em certas condições de vazão e altura manométrica. Com a curva é possível escolher a bomba que mais se encaixa no projeto, maximizando a sua eficiência.

O gráfico 2 exemplifica uma curva de eficiência em bombas.

Gráfico 2 - Curva de eficiência genérica



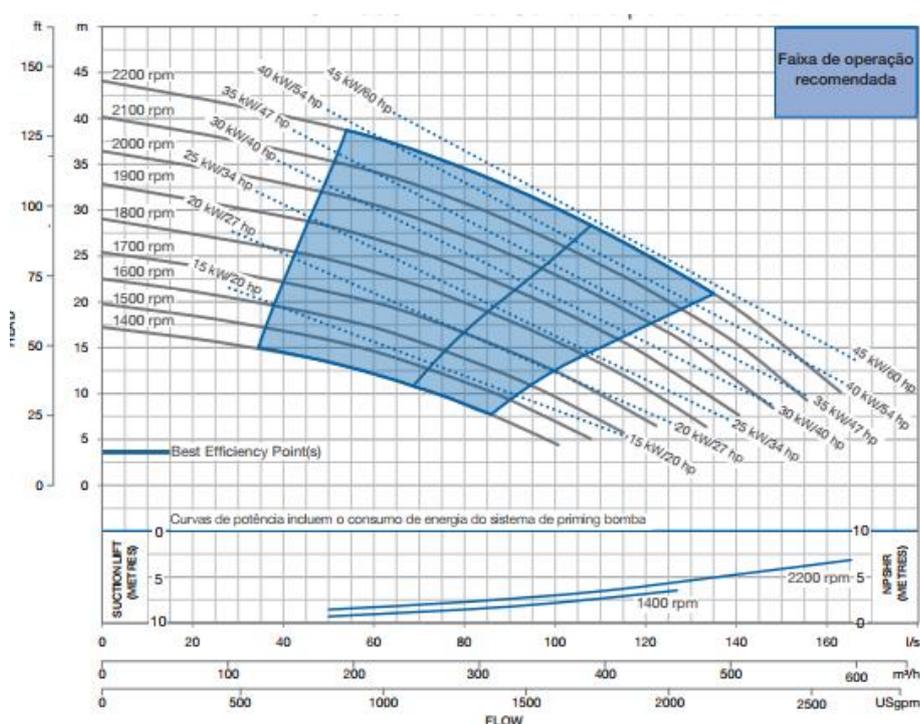
Fonte: FERREIRA (2016)

A potência disponível, a ordenada do gráfico apresenta variação de acordo com a vazão mássica e com a rotação da bomba. A curva de rendimento permite avaliar os melhores parâmetros de operação da bomba (vazão mássica e potência de eixo) e do motor (rotação e potência nominal).

O gráfico 3 apresenta a curva característica de uma bomba comercial da marca Sulzer, modelo MCD150C LD-255.

Essa bomba autoescorvante foi desenvolvida para atender às demandas da construção civil e mineração. Também pode operar em condições a seco sem ter prejuízo no seu funcionamento. Em seus pontos de melhor eficiência, marcados no gráfico com uma linha azul contínua no meio da faixa de operação recomendada, o consumo de combustível do motor acoplado é o mais otimizado.

Gráfico 3 - Curva de eficiência para uma bomba comercial



Fonte: SULZER (2015)

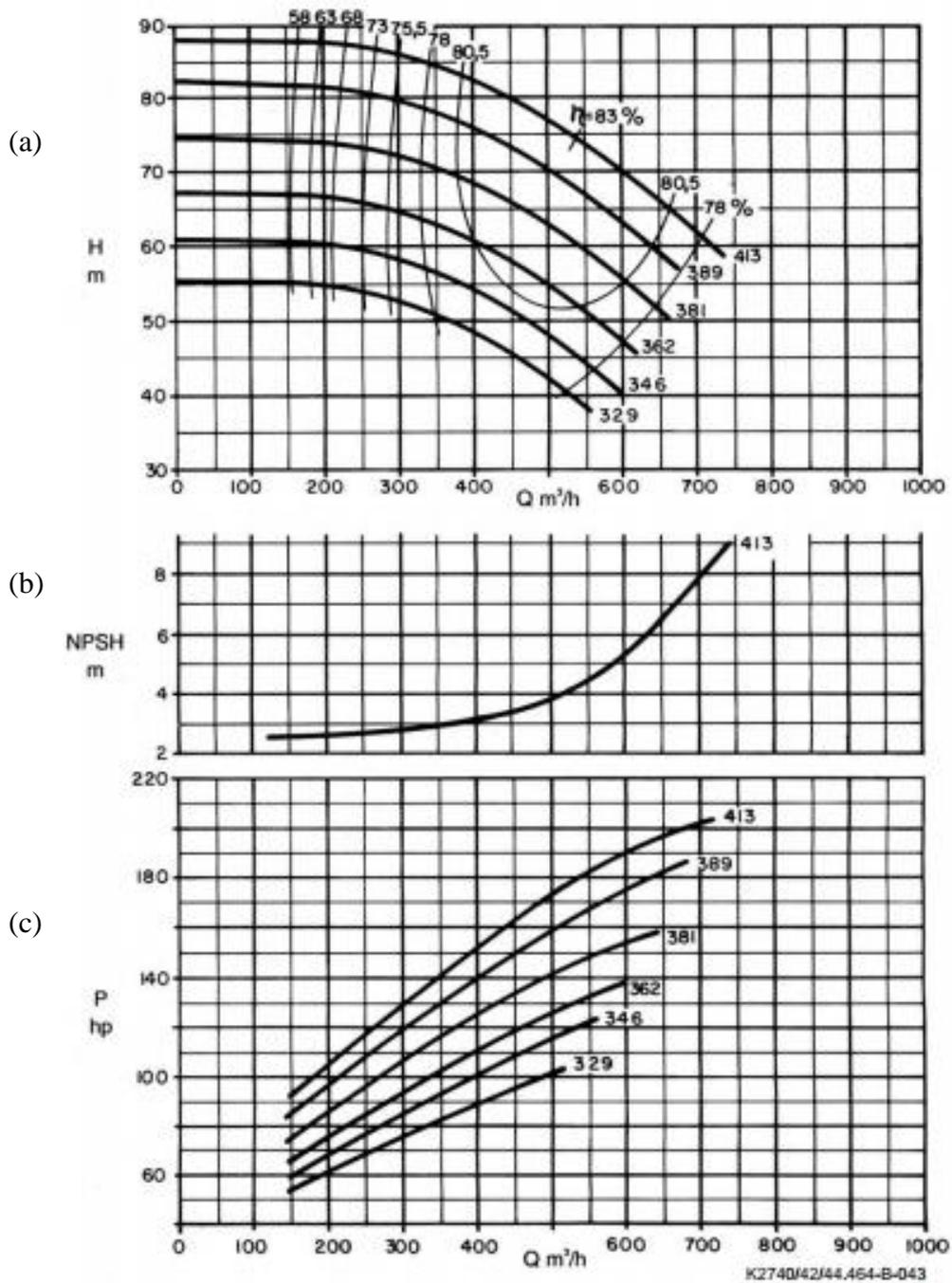
Os gráficos na próxima página mostram outro tipo de curva comuns que são fornecidas pelo fabricante. Se trata de uma bomba centrífuga com corpo espiral dividido radialmente tipo KSB MEGANORM com velocidade nominal de 1750 rpm.

O gráfico 4.a mostra a curva de estrangulação, que faz a relação entre a vazão com a altura manométrica para os diferentes diâmetros de rotor. A máxima eficiência será alcançada com o rotor de diâmetro máximo. A eficiência é dada pelas linhas sobrepostas.

A parte (b) do gráfico 4 é a curva de NPSH requerido em função da vazão. É preciso levar em conta que os valores de NPSH são os mínimos para o início da cavitação.

Por fim, o quadro (c) exibe a potência consumida e a vazão associada.

Gráfico 4 - Curva de eficiência para uma bomba comercial



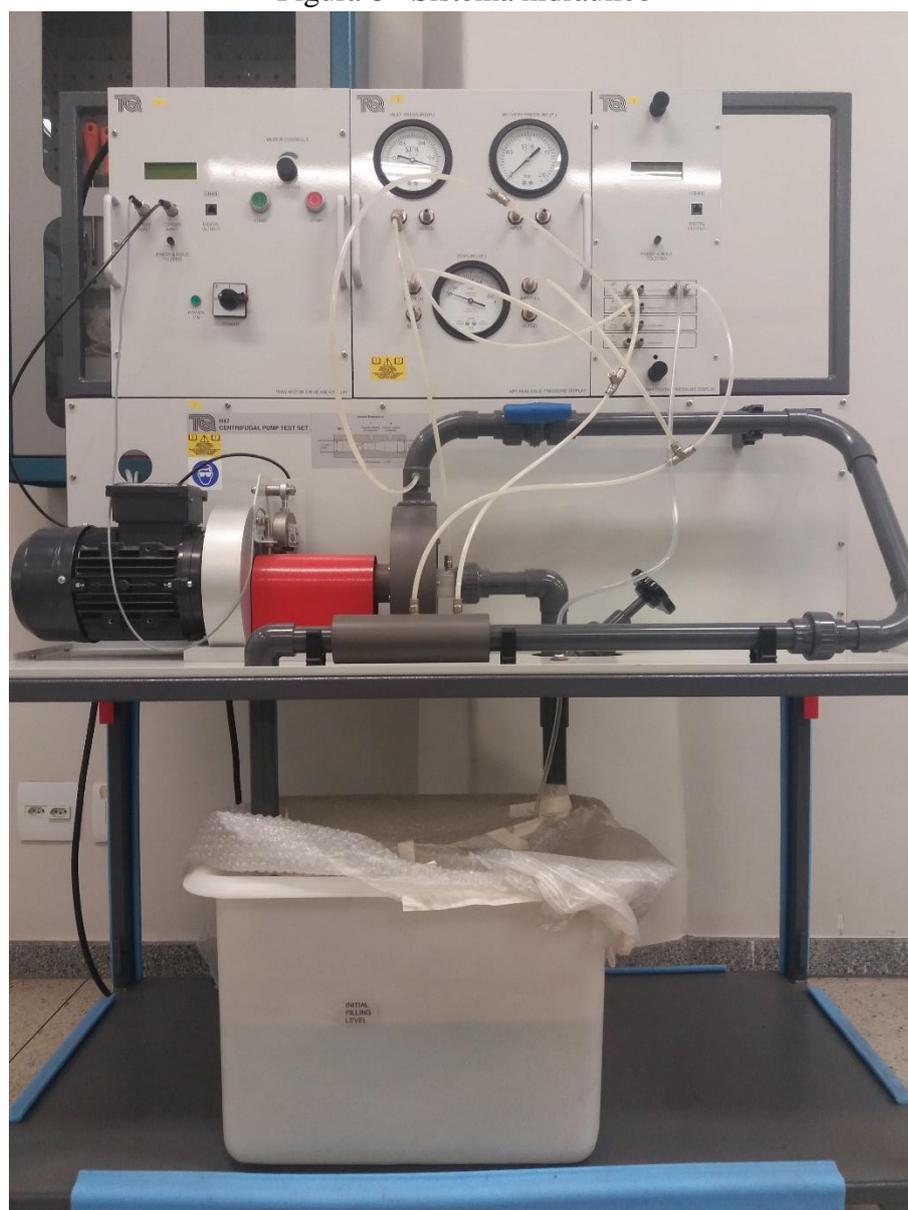
Fonte: KSB (2013)

## 4. METODOLOGIA

### 4.1 Instalação hidráulica

A bomba estudada faz parte de um conjunto teste de bomba centrífuga. O fluido que circula pelo sistema é água e, acoplado ao sistema da bomba, há um sistema de medição de pressões e potência.

Figura 6 - Sistema hidráulico



Fonte: Próprio Autor

## 4.2 Parâmetros variados

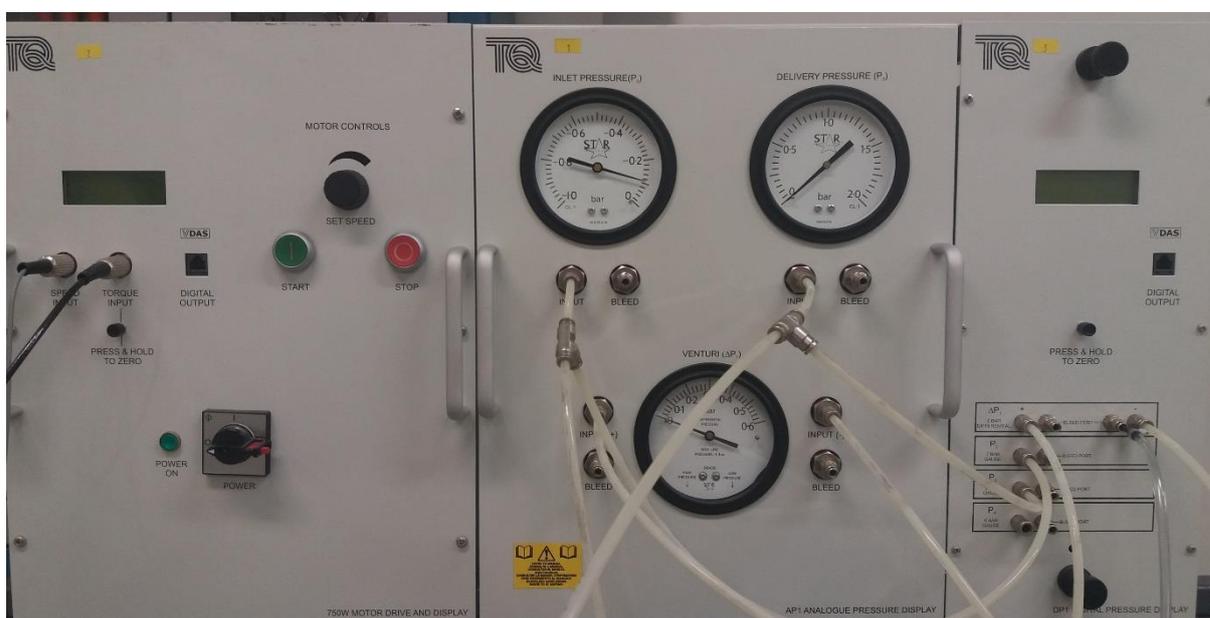
Para a construção da curva característica da bomba, foram feitas medições de pressão na entrada e saída da bomba, diferença de pressão no medidor de vazão do tipo venturímetro e potência nominal do motor e rotação do eixo da bomba. Para cada rotação, foram feitas dez medições desses parâmetros com diferentes vazões do fluido, primeiramente, com a passagem máxima de água, e depois, fechando levemente a cada medida até imediatamente antes do fechamento completo da válvula e vazão.

As medidas foram feitas de 100 em 100 revoluções por minuto, com rotação inicial de 500 rpm até 3000 rpm.

## 4.3 Parâmetros obtidos

A figura 7 mostra o painel do sistema, que conta com mostradores analógicos de pressão e digitais de pressão e potência nominal.

Figura 7 - Painel da bomba

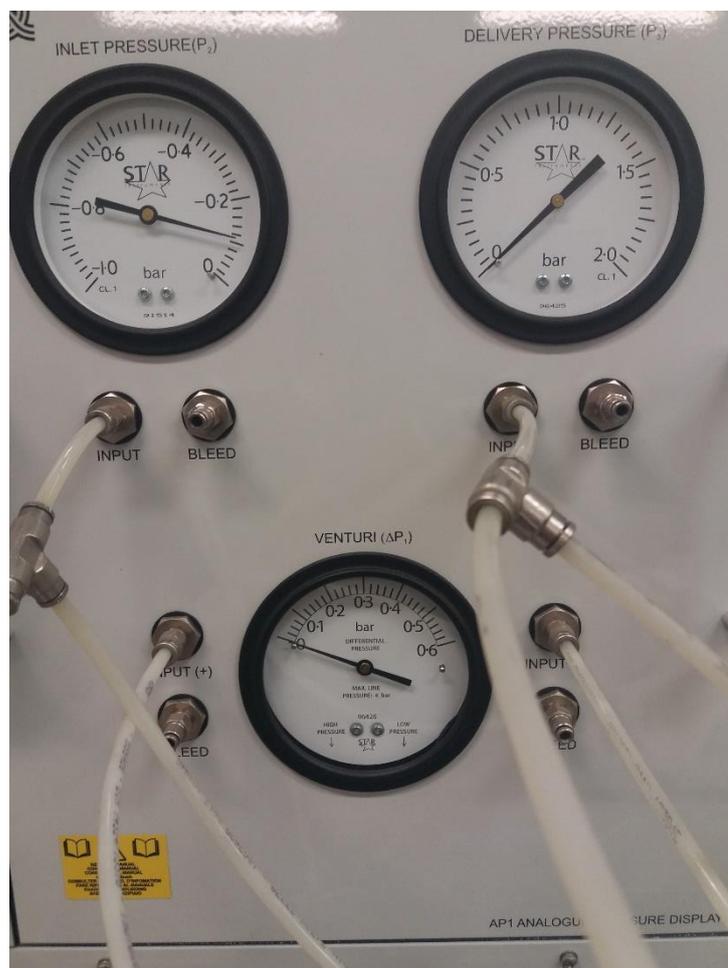


Fonte: Próprio Autor

### 4.3.1 Pressão

A figura a seguir mostra os displays analógicos de pressão na entrada e na saída da bomba, e medição diferencial de pressão no medidor de vazão do tipo venturímetro.

Figura 8 – Medidores de pressão do tipo Tubo de Bourdon



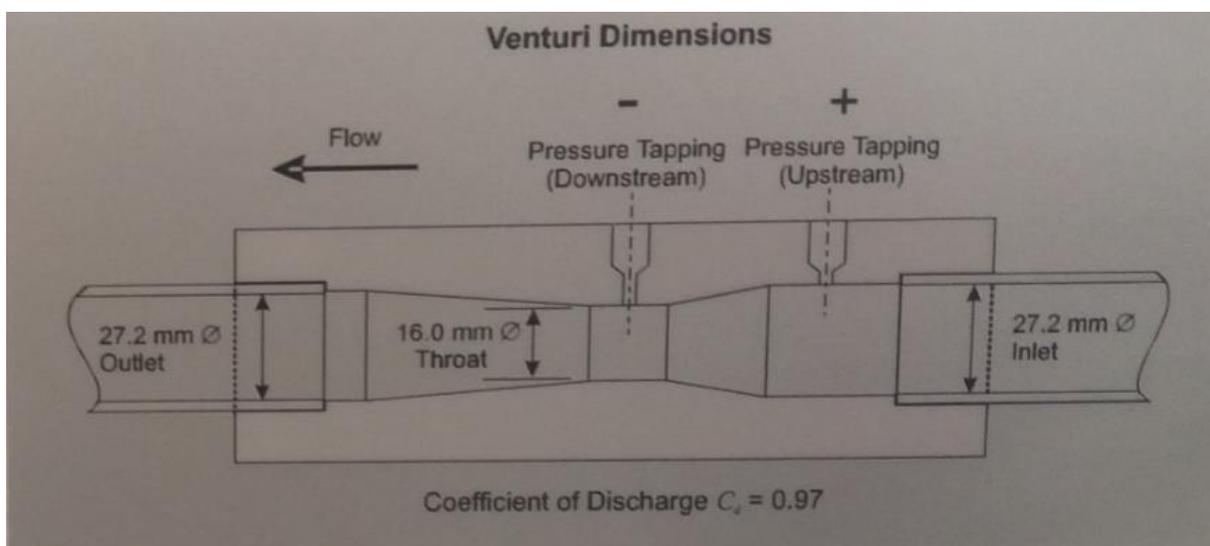
Fonte: Próprio Autor

Os parâmetros de pressão que são mostrados pelo sistema são pressão: na entrada ( $P_1$ ) e pressão na saída ( $P_2$ ) da bomba. Também é obtida a variação de pressão,  $\Delta P_1$ , por meio de um medidor de vazão por diferencial de pressão do tipo venturímetro.

Esse aparato mede a velocidade do escoamento de um fluido incompressível através da variação de pressão durante a passagem do fluido por um tubo com seções de diferentes áreas. O efeito Venturi é explicado pelos princípios de Bernoulli e de continuidade da massa. Quando um fluido passa por uma seção mais estreita sua velocidade aumenta e a pressão diminui.

A figura 9 abaixo mostra as dimensões do venturímetro, a direção do fluxo, onde as medições são tomadas e o valor do coeficiente de perda de carga.

Figura 9 - Dimensões do venturímetro



Fonte: Próprio autor.

#### 4.3.2 Potência nominal

A potência nominal também é um parâmetro medido pelo sistema e representa a potência que o motor fornece ao rotor de uma bomba. Sua unidade é dada em Watts.

### 4.4 Parâmetros calculados

A curva característica é dada em termos de vazão mássica e potência de eixo. Para o cálculo dessas variáveis são utilizados os conceitos de vazão volumétrica e os valores de pressão que são mostrados pelos medidores descritos anteriormente.

#### 4.4.1 Vazão volumétrica

A vazão volumétrica determina a quantidade de fluido

$$\dot{V} = C_d \cdot \frac{\pi \cdot \theta_1^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot \left[ \frac{\theta_1^4}{\theta_2^4} - 1 \right]}} \quad (3)$$

O cálculo da vazão volumétrica também leva em consideração o venturímetro e são considerados a perda de carga,  $C_d$ ; os diâmetros do tubo,  $\theta_1$ , o maior, e  $\theta_2$ , o menor; a variação de pressão,  $\Delta P$  e a densidade,  $\rho$ , do fluido.

#### 4.4.2 Vazão mássica

A vazão mássica é dada pela equação (x) abaixo:

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho \quad (4)$$

Sendo,  $\dot{V}$ , a vazão volumétrica para uma dada rotação e diferença de pressão. A densidade,  $\rho$ , é a do fluido considerado. Para os cálculos da vazão mássica de água, é considerada a densidade de 998 kg/m<sup>3</sup>.

#### 4.4.3 Potência de eixo

A potência de eixo ou de projeto é a potência hidráulica que o fluido deverá receber, definida no projeto, e é dada pela equação abaixo:

$$W_{eixo} = \dot{V} \cdot [(P_2 - P_3) - (\rho \cdot 9,8066 \cdot 0,13)] \quad (5)$$

Sendo,  $\dot{V}$ , a vazão volumétrica para uma dada rotação e diferença de pressão. A densidade,  $\rho$ , é a do fluido considerado;  $P_2$  e  $P_3$  são as pressões de entrada e saída; a força da gravidade, 9,8066 m/s<sup>2</sup>, e 0,13 m é a altura entre a bomba e o reservatório, dada em metro.

#### 4.4.4 Rendimento

O rendimento de uma bomba é calculado a partir da equação abaixo.

$$n = \frac{W_{disp}}{W_{nom}} \cdot 100\% \quad (6)$$

#### 4.5 Análise dos dados

Para a análise dos dados coletados através das medições dos parâmetros citados acima, foi utilizada o software *Microsoft Excel*. Com o auxílio desse programa, foi montada uma tabela que serviu de base para a construção dos primeiros gráficos de eficiência. Foram coletados os dados a partir da rotação 1000 rpm até 3050 rpm.

A partir dos dados foram construídos gráficos de potência disponível ( $W$ ) na ordenada e vazão mássica ( $kg/s$ ) na abscissa para as rotações entre 1000 e 3050 rpm. As rotações inferiores a 1000 rpm apresentaram grande oscilação nos parâmetros, dada a baixa vazão e as incertezas associadas à medida. Dessa forma, os dados entre 500 e 900 rpm foram descartados para os fins dessa análise. Também foram descartados pontos que ficaram incoerentes com a curva de sua rotação, para que esses pontos não trouxessem incerteza à construção da curva característica da bomba.

Para o desenvolvimento da curva característica da bomba, foi utilizado o programa MATLAB. A partir do peneiramento dos dados, uma tabela de vazão mássica, potência de eixo e eficiência, nos eixos x, y e z, respectivamente, foi montada, considerando todas as rotações desejadas. Com esta nova tabela foi aplicado o comando surf, que permitiu a visualização através de escala de cores para o eixo z, mostrando assim a eficiência da bomba para o intervalo de medição aceito.

Para a melhor análise do gráfico, foram inseridas, por sobreposição, as curvas das rotações 1200, 1800, 2400 e 3000 rpm, no gráfico obtido de eficiência.

Os dados obtidos da melhor região de operação da bomba foram comparados com os valores encontrados na literatura, para bombas que operam em situações similares e, na experiência profissional dos que trabalham com tais tipos de instalações.

## **5. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS**

A tabela 1, na próxima página, mostra um excerto da tabela original para a rotação de 1600 rpm, apresentando os diferentes parâmetros medidos e calculados.

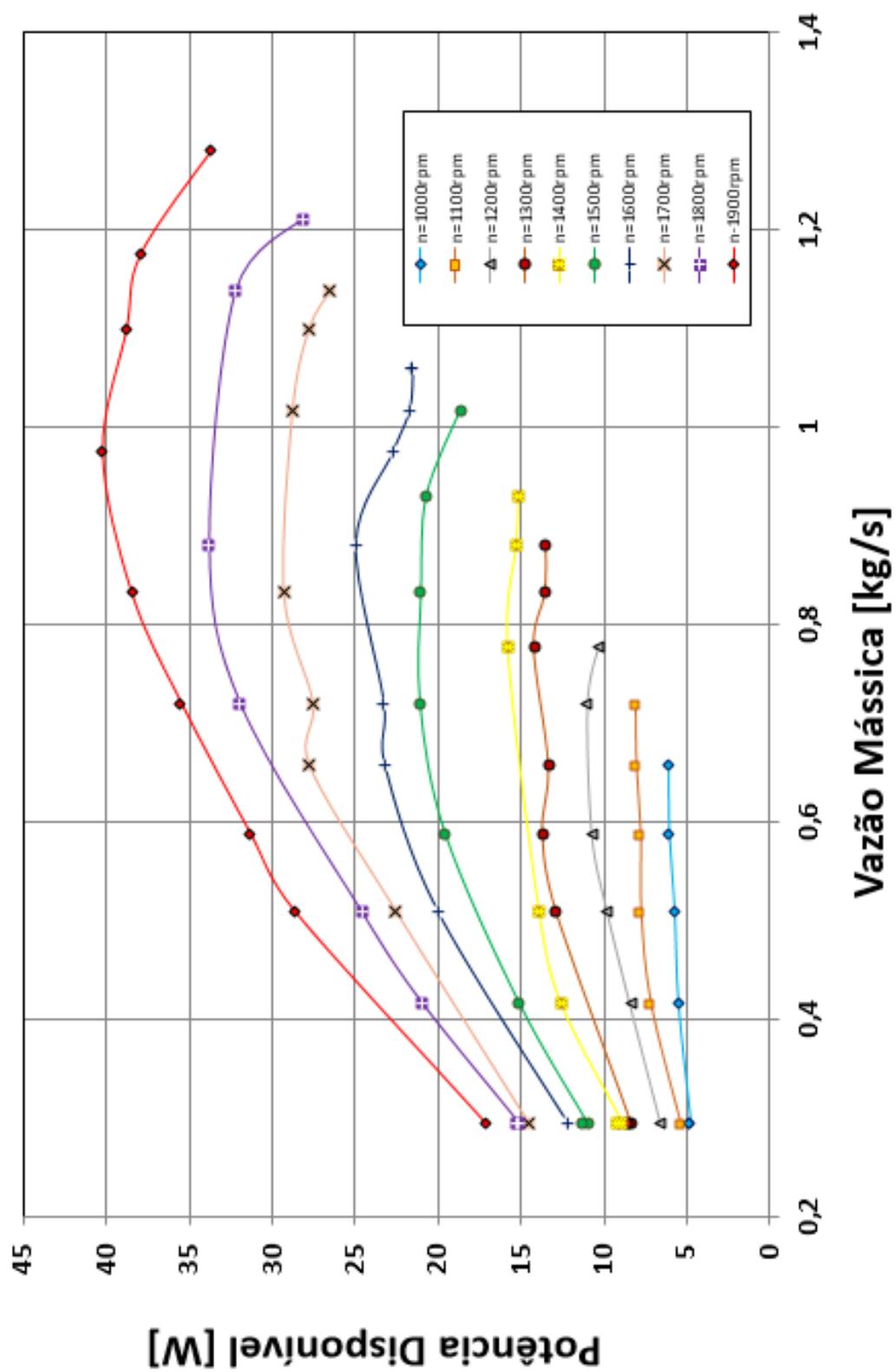
Com os dados obtidos, foram traçados os gráficos 5 e 6, exibidos nas páginas 31 e 32.

Tabela 1: Dados para 1600 rpm

n (rpm)	P2g (Pa)	P3g (Pa)	$\Delta P$ (Pa)	Wn (W)	$\Delta V$ (m <sup>3</sup> /s)	$\Delta m$ (kg/s)	Weixo (W)	Eficiência (%)	Weixo positiva (W)
1600	-19000	0	13000	-57	0,00106	1,058	-21,5	37,7	21,5
1600	-18000	1000	13000	-57	0,00106	1,058	-21,5	37,7	21,5
1600	-18000	2000	12000	-56	0,00101	1,017	-21,6	38,7	21,6
1600	-16000	6000	11000	-55	0,00097	0,974	-22,7	41,2	22,7
1600	-15000	12000	9000	-53	0,00088	0,881	-24,9	47,0	24,9
1600	-13000	18000	6000	-50	0,00072	0,719	-23,2	46,5	23,2
1600	-12000	22000	5000	-46	0,00065	0,656	-23,2	50,4	23,2
1600	-10000	28000	3000	-43	0,00050	0,508	-20,0	46,5	20,0
1600	-9000	29000	2000	-38	0,00029	0,293	-12,1	33,7	12,1
1600	-9000	31000	1000	-36	0,00113	1,137	-25,3	48,8	25,3

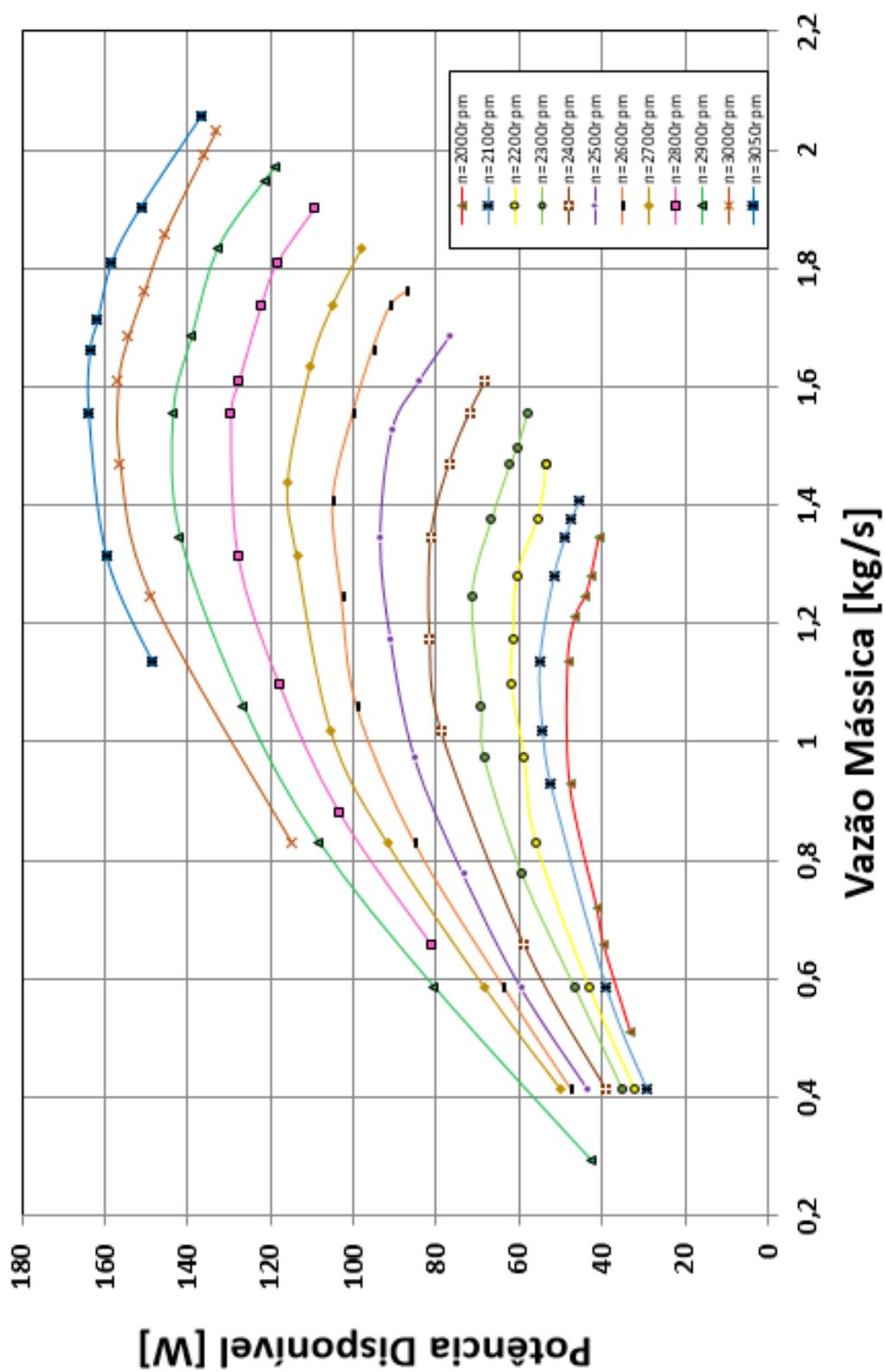
Fonte: Próprio autor

Gráfico 5 - Potência disponível por vazão mássica – 1000 a 1900 rpm



Fonte: Próprio autor

Gráfico 6 - Potencia disponível por vazão mássica – 2000 a 3050 rpm



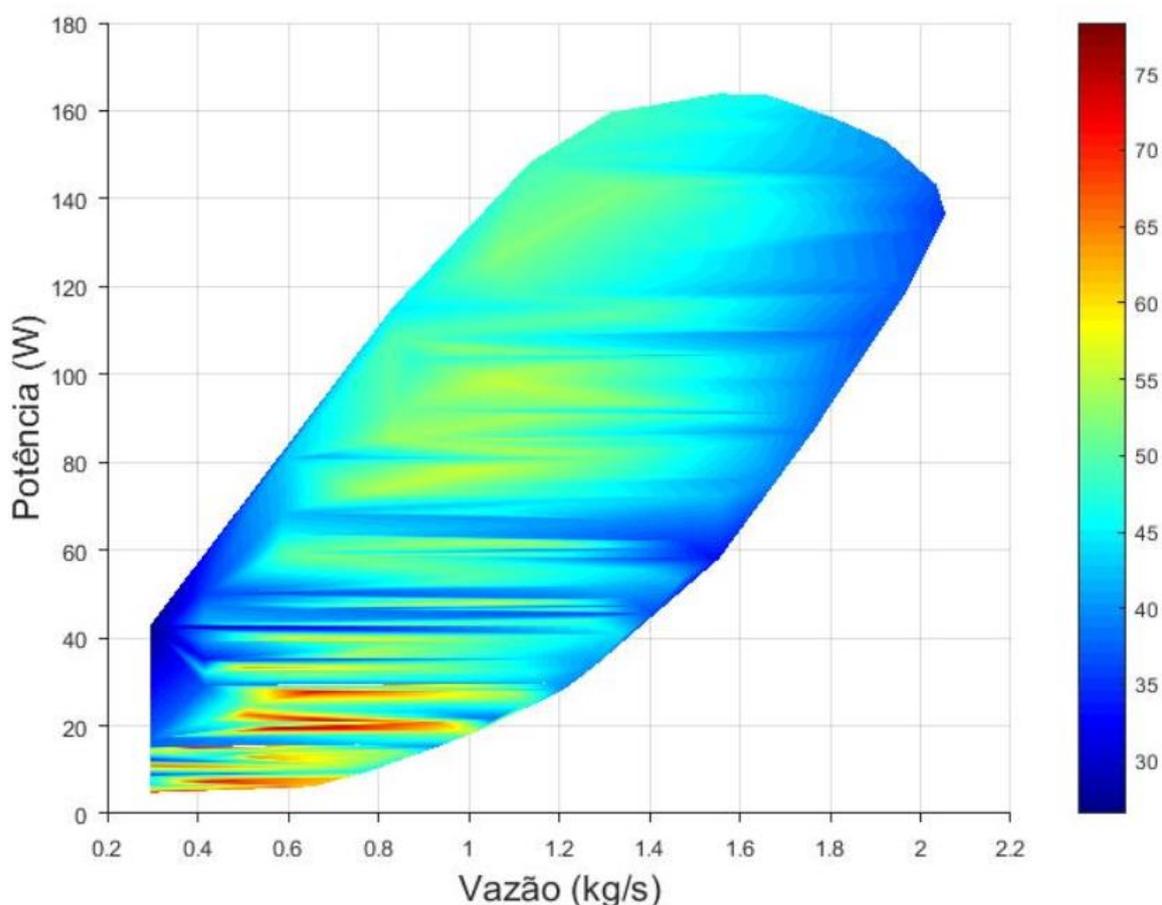
Fonte: Próprio autor

Nos gráficos 5 e 6, podem ser observados valores de potência disponível em que a bomba fornece ao escoamento em função da vazão mássica, para diferentes rotações do eixo da bomba.

É perceptível, a partir dos gráficos 5 e 6, que a potência disponível aumenta com o aumento da rotação da bomba. Além disso, pode ser observado que, para cada rotação, existe um ponto de máxima potência disponível para um valor intermediário de vazão. Esta vazão para qual ocorre a máxima potência, é variável para cada rotação.

A eficiência da bomba em função da vazão e da potência disponível, pode ser observada no Gráfico 7. O eixo z, representa a eficiência, em escala de cor. Quanto mais próximo ao vermelho, maior foi a eficiência daquela região.

Gráfico 7 - Eficiência



Fonte: Próprio Autor

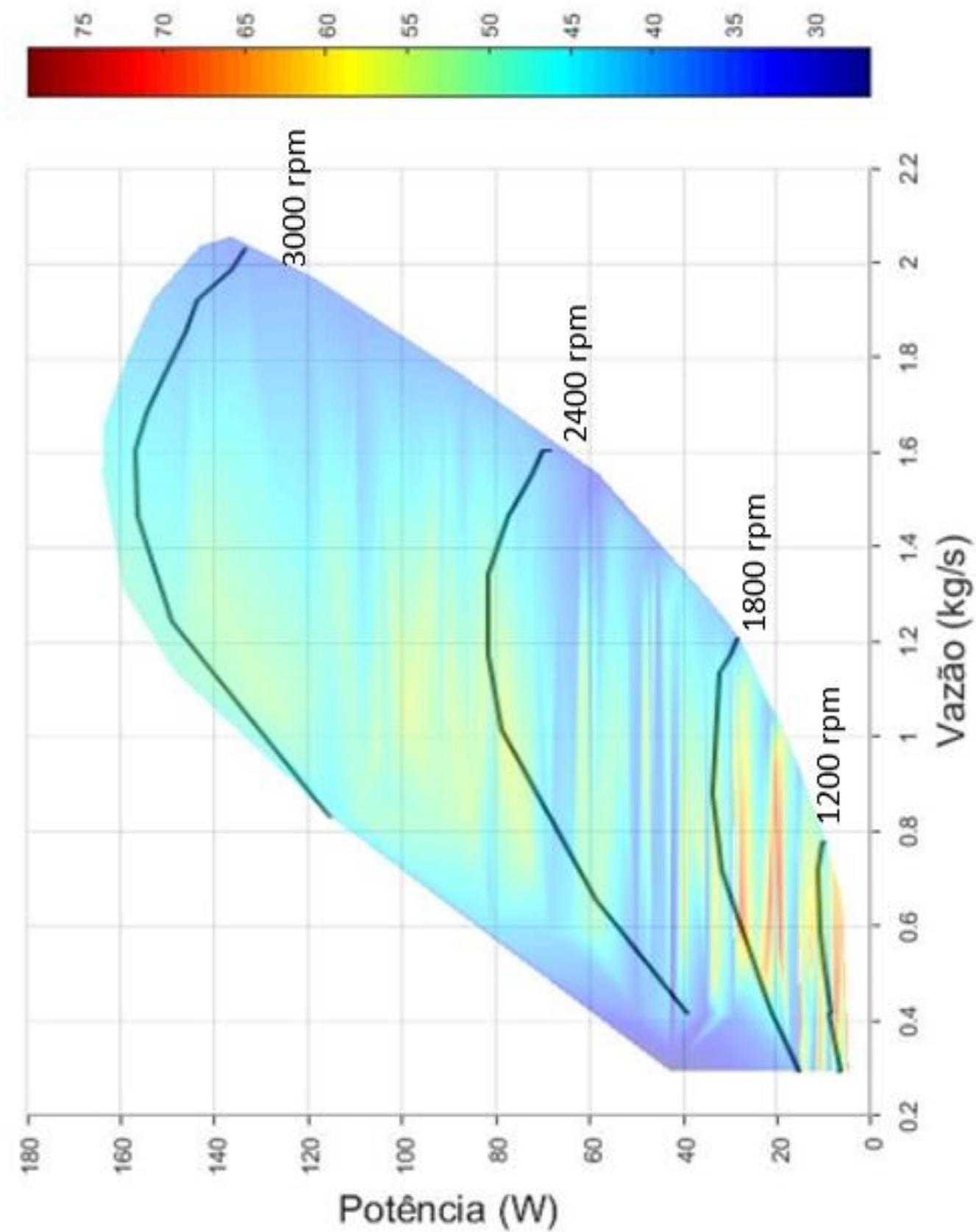
A partir deste gráfico é possível determinar a melhor faixa de operação da instalação hidráulica estudada.

No gráfico 8, foram colocados valores de rotações típicos entre 1200 e 3000 rpm, para a melhor observação dos pontos de operação ideais para a bomba centrífuga estudada. É observado que essa região compreende as rotações entre 1200 e 1800 rpm.

O resultado observado nesse gráfico foi compatível com o previsto.

A região com as maiores eficiências está entre as vazões de 0,4 a 1,0 kg/s e potência entre em torno de 5 e 30 W. Nesta área a eficiência máxima fica em torno de 70 a 75%.

Gráfico 8 - Curva característica da bomba



Fonte: Próprio autor

## 6. CONCLUSÃO

Este trabalho teve o objetivo de traçar a curva característica de uma bomba centrífuga de bancada. A curva característica é dada em função da potência de eixo, em Watts, e da fração mássica, em kg/s. Para a construção da curva, foram estudados os conceitos relacionados com a mecânica dos fluidos e com as bombas centrífugas.

Foram realizadas medições de valores de pressão, variação de pressão e potência, e obtidos valores de vazão volumétrica e mássica, potência de eixo e eficiência. Com os dados de vazão mássica e potência de eixo foram construídos os gráficos 5 e 6 para as diferentes rotações. A partir desses gráficos foi possível observar a o comportamento da bomba estudada. Um terceiro gráfico foi criado com o acréscimo do eixo z, que representa a eficiência em escala de cores.

A região de melhor eficiência da instalação se encontra entre as vazões de 0,4 a 1,0 kg/s e potência entre em torno de 5 e 30 W, entre as rotações 1200 e 1800 rpm, região esta, em que a eficiência se aproxima de 75%.

Assim, foi possível construir a curva característica da bomba estudada e foi possível definir os melhores parâmetros de operação que maximizam a eficiência do sistema hidráulico em questão.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) ARMINTOR, J. Kirk; CONNORS, Dennis P. Pumping applications in the petroleum and chemical industries. IEEE Transactions on industry applications. Vol. IA-23, N 1 Janeiro/fevereiro 1987.
- (2) EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Anuário Estatístico de Energia Elétrica 2015** – ano base 2014. Disponível em: <http://www.epe.gov.br/AnuarioEstatisticodeEnergiaEletrica/Anu%C3%A1rio%20Estat%C3%ADstico%20de%20Energia%20El%C3%A9trica%202015.pdf>. Acesso em: 10 de jun. 2017.
- (3) FERREIRA, André Guimarães. **Fenômenos de transporte**. Notas de aula. 2016
- (4) FOX, Richard W., et. al. **Introdução à mecânica dos fluidos**. Ed LTC. 8 edição. ISBN:9788521623021
- (5) FU, Qiang, et. al. A systematic investigation on flow characteristics of impeller passage in a nuclear centrifugal pump under cavitation state. **Annals of Nuclear Energy**. N° 97, 2016. Pág. 190-197.
- (6) GOMES, Gustavo A. P. M. **Seleção de bomba centrífuga vertical para operação em um sistema de transferência de enxofre líquido**. Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013.
- (7) GOMES, Heber Pimentel. Dimensionamento econômico de instalações de recalque. **Engenharia ambiental e sanitária**. Vol.6 – N°3 – jul/set 2001 e N° 4 – out/dez 2001. Pág 108 – 114. Nota Técnica.
- (8) KOOR, M.; VASSILJEV, A.; KOPPEL, T. Optimization of pump efficiencies with diferente pumps characteristics working in parallel mode. **Revista Advances in Engineering Software**. 2015.
- (9) KSB. Manual de curva características. N A2740/42/44. São Paulo: 2013. Pag. 74
- (10) MACINTYRE, A.J. - **Instalações Hidráulicas Prediais e Industriais**, Ed. Guanabara Dois, 2 edição, Rio de Janeiro, 1986.

- (11) POLESE, Everton Luis. Eficiência energética em sistemas de bombeamento: uso do variador de frequência. Porto Alegre, 2010.
- (12) RODRIGUES, Wlamir. Critérios para o uso eficiente de inversores de frequência em sistemas de bombeamento de água. Tese de doutorado. Universidade Estadual de Campinas. 2007.
- (13) SCHLEICHER, W.C.; OZTEKIN, A. Hydraulic design and optimization of a modular pump-turbine runner. **Revista Energy Conversion and Management**. Pág. 388 – 398.
- (14) SU, Xianghui, et. al. Numerical research on unsteady flow rate characteristics of pump as turbine. **Renewable Energy**. N 94, 2016. Páginas 488 – 495.
- (15) SULZER. Bombas centrífugas de simples estágio e sucção axial SNS. **Catálogo comercial**. 2015
- (16) TONIAL, Fernanda de Carli. Eficiência energética de estações de bombeamento: estudo de caso do campus do Vale da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2014.
- (17) TORRE, Antonio de la. Efficiency optimization in SWRO plant: high efficiency & low maintenance pumps. *Desalination* 221. 2008. 151-157.