

CENTRO UNIVERSITÁRIO UNIVATES  
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLÓGICAS  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**PROJETO DE UMA MÁQUINA DE FLUXO TANGENCIAL DE  
FABRICAÇÃO SIMPLIFICADA**

Rafael Farias Garcia

Lajeado, Junho de 2016.

Rafael Farias Garcia

## **PROJETO DE UMA MÁQUINA DE FLUXO TANGENCIAL DE FABRICAÇÃO SIMPLIFICADA**

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso – Etapa II, na linha de formação específica em Engenharia Mecânica, do Centro Universitário UNIVATES, como parte da exigência para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Mecânica.

Orientador: Prof. Me. Lober Hermany

Coorientador: Prof. Me. Carlos Henrique Lagemann

Lajeado, junho de 2016

Rafael Farias Garcia

## **PROJETO DE UMA MÁQUINA DE FLUXO TANGENCIAL DE FABRICAÇÃO SIMPLIFICADA**

A Banca examinadora abaixo aprova a Monografia apresentada na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso – Etapa II, na linha de formação específica em Engenharia Mecânica, do Centro Universitário UNIVATES, como parte da exigência para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica:

Prof. Me. Lober Hermany – orientador

Prof. Ricson Rocha Souza, UNIVATES  
Doutor pela UFRGS, Porto Alegre

Prof. Guilherme Cortelini, UNIVATES  
Mestre pela UFRGS, Porto Alegre

Lajeado, 28 junho de 2016.

## RESUMO

Os avanços tecnológicos e o crescimento da cadeia produtiva brasileira geram uma demanda cada vez maior de energia para suprir as necessidades dos processos industriais. Este crescimento torna necessário um maior investimento em pesquisas para a otimização de processos produtivos, tornando-os autossustentáveis, com baixo custo e gerando menor consumo de energia primária possível. É neste sentido que a cogeração e a exergia atuam de uma forma efetiva no desenvolvimento do presente estudo, que tem como principal objetivo a realização de um projeto, sua execução e análise de uma máquina de fluxo tangencial de fabricação simplificada. Para tanto, foram adotadas teorias de máquinas de fluxo e mecânica dos fluidos. Para o dimensionamento dos elementos construtivos da máquina de fluxo, foi aplicada a equação do balanço de exergia, da primeira lei da termodinâmica, do princípio da conservação de massa, da quantidade de movimento linear e angular. O presente estudo é de natureza aplicada, de abordagem quantitativa, com caráter exploratório e descritivo, no qual possuem procedimentos técnicos experimentais e de estudo de caso. Utilizando a metodologia desenvolvida, foi possível atingir em todos os testes realizados o objetivo principal deste trabalho, que foi a geração de potência mecânica no eixo de 1000 W. Realizaram-se três testes com três pressões diferentes, nos quais em todas as condições propostas atingiram o objetivo, ou seja, a potência mecânica no eixo da máquina de fluxo tangencial foi de no mínimo 1022 W. Desta forma realizou-se um comparativo com o dimensionamento realizado inicialmente, apresentando uma eficiência de 18,63%, o que para este caso foi considerado satisfatório.

**Palavras-chave:** Máquina de fluxo. Cogeração. Exergia. Sustentabilidade.

## ABSTRACT

Technological advances and the growth of Brazilian production chain generate an increasing demand of energy to meet the needs of industrial processes. This growth is necessary for greater investment in research for the optimization of production processes, making them self-sustaining, low cost and generating less possible primary energy consumption. It is in this sense that cogeneration and exergy act in an effective way in the development of this study, which aims to carry out a project, execution and analysis of a tangential flow machine simplified manufacturing. Therefore, theories were adopted from flow and fluid mechanics machines. For the design of the constructive elements of the flow machine, was applied to the equation of exergy balance, the first law of thermodynamics, the principle of mass conservation, the amount of angular and linear movement. This study is an applied nature, quantitative approach with exploratory and descriptive, which have experimental technical procedures and case study. Using this methodology, it was possible to achieve in all tests the main objective of this work, which was to generate mechanical shaft power 1000 W. There were three tests with three different pressures, in which in all proposed conditions reached the goal, that is, the mechanical power on the shaft of the tangential flow machine was at least 1022 W. Thus was carried out a comparison with the design carried out initially, with a 18.63% efficiency, which in this case it was considered satisfactory.

**Key-words:** Flow machine. Cogeneration. Exergy. Sustainability.

## LISTA DE FIGURAS

|  |    |
|--|----|
| FIGURA 1 – Exemplo de carcaça e rotor de um soprador centrífugo. ....                              | 16 |
| FIGURA 2 – Exemplo de um injetor para uma máquina de fluxo tangencial pelton ..                    | 17 |
| FIGURA 3 – Exemplo de um difusor. ....   | 17 |
| FIGURA 4 – Exemplo de pás de rotores de algumas máquinas de fluxo.....                             | 18 |
| FIGURA 5 – Exemplo de uma máquina de fluxo tangencial Pelton. ....                                 | 19 |
| FIGURA 6 – Balanço de exergia. ....  | 21 |
| FIGURA 7 – Princípio de conservação de massa. ....   | 22 |
| FIGURA 8 – Fluxograma do projeto adaptado ao estudo de caso. ....                                  | 27 |
| FIGURA 9 – Vista explodida do projeto.....   | 33 |
| FIGURA 10 – Exemplo de detalhamento realizado nas peças do projeto.....                            | 34 |
| FIGURA 11 – Detalhamento do rotor .....  | 34 |
| FIGURA 12 – Detalhamento do perfil da pá do rotor.....   | 35 |
| FIGURA 13 – Fresa de ângulo de 60°.....  | 37 |
| FIGURA 14 – Projeto do rotor com a fresa de ângulo de 60°.....                                     | 38 |
| FIGURA 15 – Rotor usinado e com flanges .....  | 38 |
| FIGURA 16 – Compressor pressure onix press .....   | 40 |
| FIGURA 17 – Projeto da máquina de fluxo tangencial piloto .....                                    | 41 |
| FIGURA 18 – Bancada piloto com alternador. ....  | 41 |
| FIGURA 19 – Ilustração da folga entre o rotor e a carcaça.....                                     | 42 |
| FIGURA 20 – Vetor positivo (1) e negativo (2) atuando na pá do rotor.....                          | 44 |
| FIGURA 21 – Máquina de fluxo tangencial pelton com escoamento do fluido em um sistema aberto. .... | 45 |

|   |    |
|---|----|
| FIGURA 22 – Testes realizados sem a carcaça e gabarito de disco com furações a cada 15° .....   | 46 |
| FIGURA 23 – Gabarito e sistema do bico injetor com deslocamento angular e axial   | 47 |
| FIGURA 24 – Numeração das posições para testes da melhor condição de ângulo de entrada.....   | 47 |
| FIGURA 25 – Visualização do caminho do escoamento do fluido após o contato com a pá do rotor. ....  | 49 |
| FIGURA 26 – Carcaça para rotor de 300mm de diâmetro. ....   | 50 |
| FIGURA 27 – Terminais utilizados para a determinação do diâmetro interno do bico injetor.....   | 51 |
| FIGURA 28 – Freio eletromagnético da marca delorenzo dl 30300. ....   | 52 |
| FIGURA 29 – Unidade de medição digital de energia mecânica dl 10055n.....   | 52 |
| FIGURA 30 – Bancada de testes para validação de potência mecânica. ....   | 53 |
| FIGURA 31 – Display com informações dos parâmetros mecânicos. ....  | 53 |
| FIGURA 32 – Gráfico que apresenta o comportamento da rotação do eixo da máquina de fluxo tangencial de acordo com a variação de pressão ..... | 55 |
| FIGURA 33 – Potência mecânica no eixo (w), de acordo com a variação de pressão .....  | 55 |
| FIGURA 34 – Comportamento do torque no eixo de acordo com a variação de pressão.....  | 56 |
| FIGURA 35 – Comparativo da eficiência baseada na primeira lei da termodinâmica com a eficiência do balanço de exergia .....                   | 58 |

## LISTA DE TABELAS

|  |    |
|--|----|
| TABELA 1 – Informações complementares de cada atividade do fluxograma.....   | 32 |
| TABELA 2 – Resultados dos cálculos realizados para três situações de testes. ....  | 32 |
| TABELA 3 – Nomenclatura dos principais elementos construtivos do projeto. ....   | 33 |
| TABELA 4 - Testes para verificar relação da folga entre o rotor e carcaça.....   | 43 |
| TABELA 5 – Valores obtidos da relação de ângulo de entrada versus rotação do eixo<br>para rotor de 300 mm de diâmetro e diâmetro interno do injetor de alimentação<br>de 6 mm..... | 48 |
| TABELA 6 – Testes para validação do diâmetro interno do injetor. ....  | 51 |

## **LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS**

CAD – *Computer aided design* (Desenho auxiliado por computador)

MF – Máquina de Fluxo

MFM – Máquina de Fluxo Motora

TCC I – Trabalho de Conclusão de Curso I

TCC II – Trabalho de Conclusão de Curso II

## SUMÁRIO

|   |           |
|---|-----------|
| <b>1 INTRODUÇÃO .....</b>   | <b>11</b> |
| 1.1 Tema .....  | 12        |
| 1.2 Problema .....  | 12        |
| 1.3 Objetivos .....   | 12        |
| 1.3.1 Objetivo geral .....  | 12        |
| 1.3.2 Objetivos específicos .....   | 13        |
| 1.4 Resultados esperados.....   | 13        |
| 1.5 Justificativa.....  | 13        |
| 1.6 Delimitação do trabalho.....  | 13        |
| 1.7 Estrutura do trabalho .....   | 14        |
| <b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>   | <b>15</b> |
| 2.1 Máquinas de fluxo .....   | 15        |
| 2.1.1 Elementos construtivos das máquinas de fluxo .....                                    | 16        |
| 2.1.2 Classificação das máquinas de fluxo segundo a trajetória do fluido no rotor.<br>..... | 18        |
| 2.2. Primeira lei da termodinâmica .....  | 19        |
| 2.3 Equações de balanço de Exergia .....  | 20        |

|  |           |
|--|-----------|
| 2.4 Princípio da conservação de massa.....                     | 22        |
| 2.5 Equação do movimento linear e angular .....                | 23        |
| 2.6 Cogeração.....   | 25        |
| <b>3 METODOLOGIA .....</b>                                     | <b>26</b> |
| 3.1 Procedimento metodológico .....                            | 26        |
| <b>4 DESENVOLVIMENTO.....</b>                                  | <b>28</b> |
| 4.1 Entendimento dos requisitos do projeto .....               | 29        |
| 4.2 Dimensionamento básico .....                               | 29        |
| 4.3 Projeto 3D .....   | 33        |
| 4.4 Projeto de fabricação .....                                | 35        |
| 4.5 Processos de fabricação .....                              | 36        |
| 4.6 Testes e validações.....                                   | 39        |
| 4.6.1 Determinação da folga entre a carcaça e o rotor .....    | 40        |
| 4.6.2 Determinação do ângulo de entrada na carcaça.....        | 45        |
| 4.6.3 Determinação do ângulo de saída na carcaça .....         | 49        |
| 4.6.4 Validação do diâmetro do bico injetor .....              | 50        |
| 4.6.5 Equipamentos para a validação da potência mecânica ..... | 52        |
| 4.6.6 Análise da eficiência do sistema .....                   | 56        |
| <b>5 CONCLUSÕES .....</b>                                      | <b>59</b> |
| <b>REFERÊNCIAS.....</b>  | <b>61</b> |

## 1 INTRODUÇÃO

Com a grande demanda de energia para o desenvolvimento das indústrias, faz-se necessária a geração de energias suplementares focadas no reaproveitamento de fontes energéticas e no aumento da eficiência dos processos produtivos. As máquinas de fluxo possuem configurações para atender estas necessidades que visam à produção de trabalho útil através de fontes energéticas alternativas, obtendo alta produtividade a baixo custo, inovação e sustentabilidade.

Souza (2011) destaca que o projeto de máquinas de fluxo, como em qualquer outro projeto, tem por objetivo atender todas as expectativas estabelecidas inicialmente. Neste caso, a expectativa é transformar a energia da quantidade de movimento do fluido em trabalho mecânico. Para que esta necessidade seja atendida, é necessário que haja uma interação adequada entre as teorias e os dados de entrada do projeto, proporcionando um plano de escala adequado, no qual permitirá que seja concretizado o modelo ou protótipo proposto. Este modelo é testado severamente, almejando a sua validação.

Uma máquina de fluxo tem como principal conceito a transformação de energia. Todas as máquinas de fluxo teoricamente partem do mesmo princípio, o que possibilita para um fluido ideal a utilização das mesmas metodologias de dimensionamento. A teoria aponta que, na realidade, propriedades importantes dos fluidos, tais como volume específico e viscosidade, são características particulares de cada tipo de fluido em análise e que, de certa forma, influenciam significativamente no escopo de cada projeto (HENN, 2006).

A exergia possibilita uma avaliação mais criteriosa dos sistemas e a utilização mais adequada dos fluxos energéticos de uma máquina que converte energia,

melhorando a capacidade de geração de energia em trabalho através de uma análise do sistema como um todo. Por isso, é um método robusto que caracteriza, de uma forma confiável, o verdadeiro fluxo energético que o processo possui. Esta teoria identifica onde ocorrem as maiores perdas de energia, informando onde de fato precisa ser investido para melhorar a eficiência global dos processos (ROJAS, 2007).

Neste sentido, o presente trabalho contempla o desenvolvimento de uma máquina de fluxo tangencial, através da realização das principais fases do projeto, que são o entendimento dos requisitos, dimensionamento básico, projeto 3D e 2D, projeto de fabricação, processos de fabricação e testes e validações. Para isso, foram aplicados os principais conceitos da termodinâmica e mecânica dos fluidos, buscando a maior eficiência possível do sistema proposto.

### **1.1 Tema**

Desenvolver uma máquina de fluxo tangencial de fabricação simplificada.

### **1.2 Problema**

O alto custo e o investimento necessário para as máquinas de fluxo existentes, necessidade da aplicação de tecnologia avançada e mão de obra especializada, com isso, surge a necessidade do projeto de uma máquina de fluxo tangencial de baixo custo, que possua simplicidade nos processos de fabricação e que consiga reaproveitar as energias que seriam desperdiçadas em outros processos.

### **1.3 Objetivos**

#### **1.3.1 Objetivo geral**

Dimensionar, fabricar e validar através de testes práticos uma máquina de fluxo tangencial de baixo custo, buscando compreender as diversas variáveis do projeto, visando a geração de potência mecânica em um eixo.

### **1.3.2 Objetivos específicos**

- Aprofundar o conhecimento do autor na área de desenvolvimento de máquinas de fluxo tangenciais;
- Entender as restrições e especificações da máquina de fluxo tangencial e transformá-las em dados de entrada para o projeto;
- Dimensionar uma máquina de fluxo tangencial que gere de 1 a 3 kW de potência mecânica no eixo;
- Realizar uma análise de exergia da máquina de fluxo tangencial;
- Testar e validar a máquina de fluxo tangencial, através do comparativo dos resultados obtidos com o dimensionamento inicial.

### **1.4 Resultados esperados**

Dentre os resultados esperados o dimensionamento e a construção de uma máquina de fluxo tangencial de fabricação simplificada. Além disso, busca-se verificar e adequar a literatura específica, seguido pela validação do projeto.

### **1.5 Justificativa**

Segundo Schaeffer e Szklo (2001), o uso eficaz e consciente dos fluxos energéticos influencia diretamente na quantidade e na qualidade dos mesmos. Assim, o balanço energético analisa a degradação da energia que ocorre nas transformações finais dos processos, assumindo um papel expressivo na estruturação de novas políticas energéticas.

Neste sentido, na medida em que os processos tendem a diversificar sua matriz energética para aumentar a oferta de energia útil, o presente estudo adotou teorias de referências e ferramentas amplamente difundidas nos projetos de máquinas de fluxo, visando um projeto de uma máquina de fluxo tangencial que foi desenvolvida para a geração de potência em um eixo, comparando os resultados obtidos com o dimensionamento inicial e a teoria específica das máquinas de fluxos tangenciais.

### **1.6 Delimitação do trabalho**

Este trabalho foi restringido ao desenvolvimento teórico e prático de uma máquina de fluxo tangencial. O baixo custo está relacionado à facilidade de

fabricação que o modelo proposto oferece e não houve um detalhamento dos custos envolvidos no processo. As validações experimentais serão realizadas através de uma linha de ar comprimido. Não foram realizados estudos aprofundados dos materiais envolvidos no projeto, o estudo de materiais depende do tipo de fluido aplicado na máquina. Este trabalho está relacionado apenas ao desenvolvimento de uma máquina de fluxo com escoamento tangencial em relação ao rotor, sendo que as demais configurações de máquinas de fluxo não serão apresentadas ou discutidas neste trabalho. Não foram apresentados detalhes dos equipamentos instalados no sistema para a validação do projeto. Foram apresentados de forma detalhada somente os componentes de uma máquina de fluxo que influenciam de uma forma significativa nos aspectos construtivos e que interferem na direção do escoamento do fluido e que são responsáveis por produzir fenômenos fluidodinâmicos, que alteram a eficiência do projeto. A análise detalhada dos processos produtivos e de fornecedores também não foi contemplada.

### **1.7 Estrutura do trabalho**

Este trabalho está dividido em cinco capítulos, conforme apresentado a seguir. O primeiro capítulo trata do tema do estudo de caso, mostrando a importância e as vantagens de se desenvolver o projeto de uma máquina de fluxo tangencial, os objetivos gerais e específicos deste trabalho, uma descrição geral da estrutura do trabalho.

O segundo capítulo apresenta o referencial bibliográfico e teórico referente a projetos de uma máquina de fluxo tangencial, citando diferentes autores e obras de referência no assunto para embasar a proposta do trabalho.

O terceiro capítulo apresenta a classificação da pesquisa científica e a metodologia de desenvolvimento do trabalho, trazendo o planejamento e a estrutura do projeto de uma máquina de fluxo tangencial de baixo custo, representada por um fluxograma. Todas as atividades realizadas, contidas em cada fase, estão descritas neste capítulo.

O quarto capítulo apresenta o desenvolvimento da máquina de fluxo tangencial de baixo custo. E, por fim, o quinto capítulo apresenta as conclusões do trabalho.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão apresentadas teorias e ferramentas amplamente difundidas e contempladas por diversos autores de obras e artigos voltados ao projeto de uma máquina de fluxo tangencial.

### 2.1 Máquinas de fluxo

Desde o princípio, o homem tenta manipular os fenômenos naturais. Antigamente, o homem primitivo utilizava as mais variadas formas para o transporte da água; com os avanços da sociedade, o processo mecanizado foi implantado de forma natural. Desta forma, as primeiras máquinas de fluxo começaram a ser desenvolvidas na forma de rodas com conchas e bombas de parafuso, com a principal funcionalidade de elevar água. Os romanos desenvolveram a roda de pás por volta de 70 a.C. para extrair a energia fornecida pelos cursos d'água. Em seguida, a energia do vento começou a ser explorada através de moinhos. Contudo, com aproveitamento de produção energética e com a extração de energia das águas, através da implantação de rodas d'água, tornou-se possível a extração satisfatória de energia de um único local. Atualmente existem várias máquinas de fluxo nas quais podemos nos beneficiar, seja uma torneira com água pressurizada, um secador de cabelo ou um ambiente climatizado através de um ar condicionado e outros tantos exemplos (FOX, 2013).

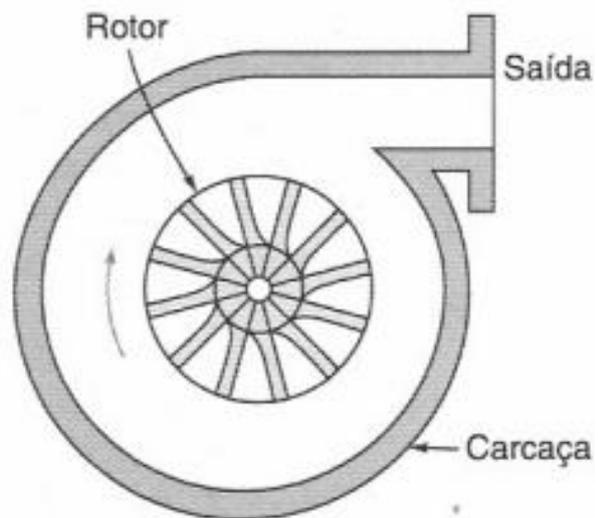
Conforme Henn (2006), máquinas de fluxo têm como principal definição a troca de energia promovida entre um sistema mecânico e um fluido, fazendo a troca de energia de um fluido em energia mecânica ou no sentido inverso. Podem ser

definidas como geradoras ou máquina de fluido geratriz, nas quais ocorre um aumento de energia de um fluido fornecido por uma energia mecânica. As máquinas de fluxo também são conhecidas como motriz ou motora, no processo a energia mecânica é produzida pelo fornecimento da energia de um fluido.

### 2.1.1 Elementos construtivos das máquinas de fluxo

De acordo com Souza (2011), os elementos construtivos de uma máquina de fluxo estão divididos em duas partes, chamadas de fixa ou carcaça e outra, rotativa, denominada rotor ou rotores. A figura 1 exemplifica a interação entre as partes fixas ou carcaça e as partes móveis rotores.

Figura 1 – Exemplo de carcaça e rotor de um soprador centrífugo.

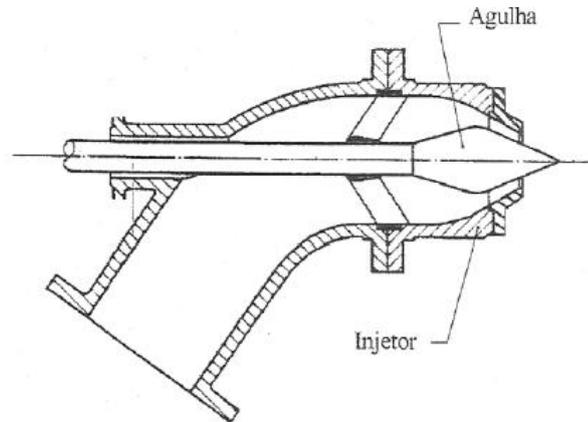


Fonte: Fox (2013).

Alguns elementos estão diretamente relacionados com o caminho hidráulico do escoamento e são constituídos pelos seguintes componentes: injetores, difusores, aletas e pás.

Os injetores são componentes responsáveis pelo crescimento da velocidade do fluido no sentido do escoamento do mesmo, desta forma, os injetores são os elementos que transformam a energia de pressão do sistema em energia cinética conforme a figura 2.

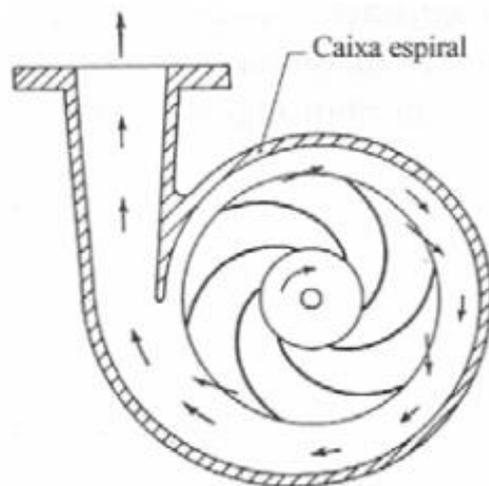
Figura 2 – Exemplo de um injetor para uma máquina de fluxo Tangencial Pelton.



Fonte: Hen (2006).

Os difusores são componentes com características inversas aos injetores, nos quais de certo modo a velocidade decresce no sentido do escoamento do fluido. Na figura 3 é possível verificar um exemplo de um difusor.

Figura 3 – Exemplo de um difusor.



Fonte: Fox (2013).

As aletas fazem parte dos componentes pré-distribuidores e recondutores, elementos que tem como principal objetivo direcionar o fluxo do sistema, mantendo as características geométricas da carcaça e, conseqüentemente, possibilitando a transmissão de esforços. As aletas também fazem parte do distribuidor, elemento que possui aletas móveis que direcionam o fluxo variando a carga de acordo com as

diferenças de vazão o que é representada pelo símbolo “Q”. De acordo com a figura 4, as pás possuem configurações diferentes das aletas, pois fazem parte do elemento rotor, podendo ser fixas no mesmo. As máquinas de fluxo com aletas e pás móveis possuem certas vantagens em comparação com as máquinas que não têm esta possibilidade, pois na sua operação a máquina opera sem choque e em uma grande faixa de carga, contribuindo para um aumento da sua eficiência.

Figura 4 – Exemplo de pás de rotores de algumas máquinas de fluxo.



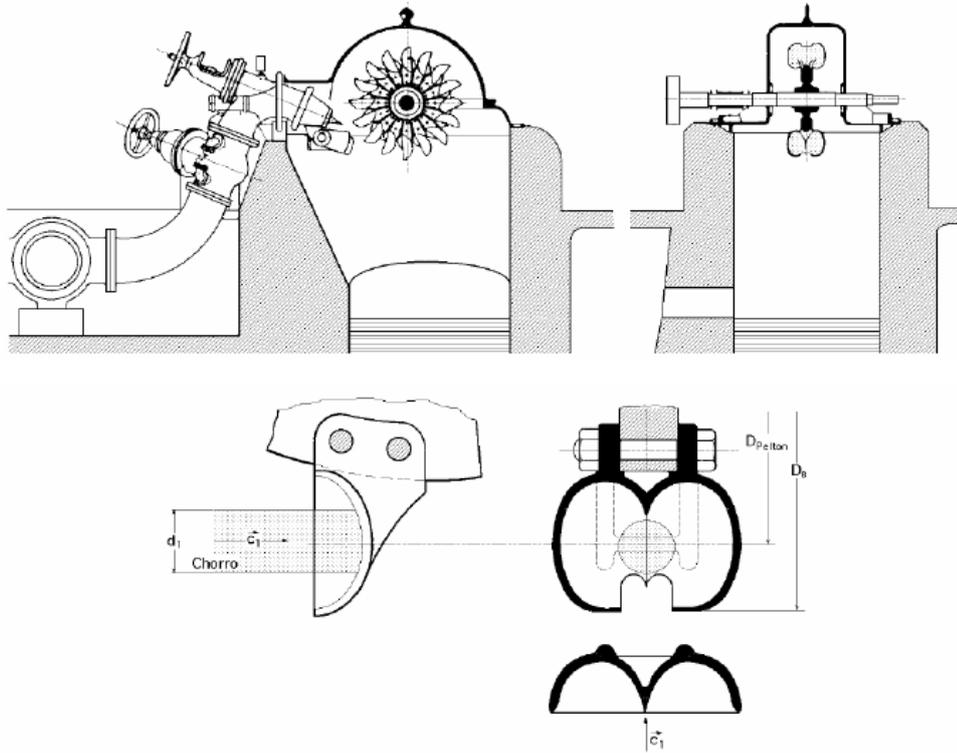
Fonte: Fox (2013).

### 2.1.2 Classificação das máquinas de fluxo segundo a trajetória do fluido no rotor.

Conforme Fox (2013), a trajetória do fluido pelo rotor é um fator determinante para a escolha da aplicação de uma máquina de fluxo. Nas máquinas de fluxo tangenciais, a trajetória do fluido se dá de forma tangencial em relação ao rotor e sua principal aplicação é nas turbinas Pelton. Nestas máquinas, os canais das pás dos rotores, atuam como simples desviadores do fluxo do fluido, que é acionado pelos injetores, conseqüentemente, gerando uma força tangencial no rotor,

forneendo potência ao elemento rotativo eixo. A figura 5 exemplifica uma máquina de fluxo tangencial Pelton.

Figura 5 – Exemplo de uma máquina de fluxo Tangencial Pelton.



Fonte: Fox (2013).

## 2.2. Primeira lei da termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica, de acordo com Van Wylen *et.al* (2012), relaciona todas formas de energia presentes nos escoamentos. Para a maioria dos problemas práticos de engenharia, a energia encontra-se presente em diversas formas, seja potencial, cinética, de pressão ou em forma de calor. Quando se considera escoamentos em regime permanente e isotérmico, a equação da primeira lei da termodinâmica é:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2}$$

(1)

$p_1$  = Pressão no ponto 1

$p_2$  = Pressão atmosférica (101325 Pa)

$\rho$  = Densidade

$v_1$  = Velocidade no ponto 1

$v_2$  = Velocidade do ponto 2

Para escoamentos onde a energia potencial é desprezível, assim como a transferência de calor e o trabalho. A equação simplificada da primeira lei é:

$$v_2 = \sqrt{\frac{(p_1 - p_2)2}{\rho}}$$

(2)

### 2.3 Equações de balanço de Exergia

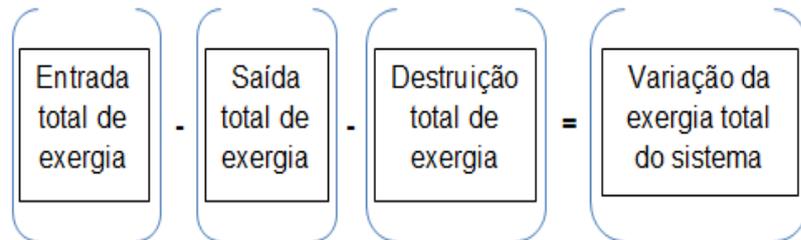
Conforme Moran (2009), exergia é o máximo trabalho disponível em um sistema composto por um sistema e um ambiente. Ou seja, pode-se entender que a exergia é toda a energia disponível de um sistema que pode ser convertida em trabalho. Consequentemente, toda a energia disponível que não é convertida em trabalho é a exergia destruída. Para um perfeito funcionamento, precisa haver o equilíbrio entre ambas, atingindo o seu estado morto. O estado morto é conhecido quando o sistema se encontra em repouso, onde suas propriedades encontram-se no mesmo estado que o ambiente no qual o sistema está instalado.

De acordo com Çengel (2011), a exergia tem como principal conceito a capacidade que um processo, substância ou sistema possui em converter toda a sua energia útil em trabalho. Ao inverso da energia, o valor da exergia depende das condições do ambiente, bem como do estado no qual o sistema se encontra, transformando a energia em uma propriedade combinada. A exergia encontra-se em equilíbrio quando o sistema não tem condições de realizar qualquer tipo de trabalho, ou seja, a relação entre temperatura e pressão com o ambiente não possuem condições de fornecer energia cinética ou potencial ao sistema.

Associando a teoria citada anteriormente à figura 6, o balanço de exergia consiste na relação entre a energia total fornecida ao sistema, menos a energia de saída, menos a energia perdida pelo sistema, conhecida como exergia destruída,

tendo como resultado a máxima energia do sistema, que poderá ser convertida em trabalho.

Figura 6 – Balanço de exergia.



Fonte: Çengel (2007).

Matematicamente, a exergia pode ser definida conforme a seguinte equação:

$$\Delta\varphi = \left( h - T_0s + \frac{v^2}{2} + gz \right) - (h_0 - T_0s + gz_0) \quad (3)$$

$\Delta\varphi$  = Variação da exergia

$h$  = Entalpia

$T_0$  = Temperatura inicial

$s$  = Entropia

$\frac{v^2}{2}$  = Energia cinética

$g$  = Aceleração da gravidade

$z$  = Altura

$h_0$  = Entalpia inicial

$z_0$  = Altura inicial

Quando considera-se o escoamento em regime permanente e com uma única corrente de fluido, este balanço pode ser representado de acordo a seguinte equação:

$$\sum \left( 1 - \frac{T_0}{T_k} \right) \dot{Q}_k - \dot{w} + (\Psi_1 - \Psi_2) - \dot{x}_{destruída} = 0 \quad (4)$$

$\Sigma$  = Somatório

$T_0$  = Temperatura inicial

$T_k$  = Temperatura que acontece a transferência de calor

$\dot{Q}_k$  = Taxa de transferência de calor através da fronteira

$\dot{w}$  = Taxa de trabalho

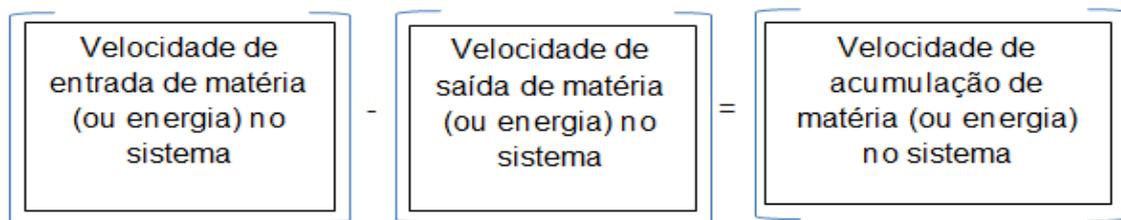
$(\Psi_1 - \Psi_2)$  = Variação da exergia da corrente

$\dot{x}_{\text{destruída}}$  = Exergia destruída

## 2.4 Princípio da conservação de massa

O princípio de conservação de massa e de energia é uma ferramenta essencial para o entendimento de operações unitárias, cinéticas e dinâmica dos sistemas, são aplicados através dos balanços e equações conforme a figura 7.

Figura 7 – Princípio de conservação de massa.



Fonte: Çengel (2007).

Conforme Çengel (2015), o princípio de conservação de massa é um dos princípios mais importantes da natureza. Todos os sistemas físicos e químicos interagem com a energia do sistema ao seu redor, a quantidade de energia que está envolvida com este sistema é equivalente a uma pequena porção de massa se comparado com a massa global do sistema. Na aplicação de sistemas fechados, este princípio para ser validado, precisa que a massa do sistema atue constante durante todo o processo. Para volumes de controle, no qual a massa ultrapassa as fronteiras do sistema, é essencial o monitoramento da quantidade de massa que entra seja a mesma que sai em um determinado intervalo de tempo.

Segundo Fox (2013), a massa de um sistema não pode ser criada e nem destruída, caso a vazão de massa que entra em sistema de volume de controle seja

maior do que a vazão de massa que sai do sistema, a mesma se acumulará dentro do volume de controle conforme a seguinte equação:

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho dV + \int_{sc} \rho \vec{v} d\vec{A} \quad (5)$$

Esta equação é simplificada quando consideramos escoamentos em regime permanente e perfis de velocidade uniforme nas seções de escoamento.

$$\rho_1 Q_1 = \rho_2 Q_2 \quad (6)$$

$\rho_1$  = Densidade do fluido (1)

$Q_1$  = Vazão do fluido (1)

$\rho_2$  = Densidade do fluido (2)

$Q_2$  = Vazão do fluido (2)

## 2.5 Equação do movimento linear e angular

O princípio da conservação da quantidade de movimento linear, de acordo com Fox (2013), cita que a variação temporal da quantidade de movimento do fluido deve ser igual à soma de todas as forças externas que atuam no domínio. As forças externas são classificadas como forças de campo e forças de superfície. As forças de campo são originadas por campos de aceleração externas ao escoamento e, em problemas de mecânica dos fluidos, considera-se apenas a força originada pelo campo de aceleração gravitacional. Já as forças de superfície são originadas pelas pressões externas que atuam no escoamento. Matematicamente este princípio é representado pela seguinte equação:

$$\vec{F} = \frac{d\vec{P}}{dt} \quad (7)$$

Onde a quantidade de movimento linear,  $\vec{P}$ , é definida como:

$$\vec{P} = \int_m \vec{V} dm = \int_v \rho \vec{V} dv \quad (8)$$

Quando se consideram escoamentos em regime permanente e com velocidade uniforme através da seção do escoamento, o equacionamento deste princípio se reduz à seguinte expressão:

$$\vec{F} = \sum \vec{V} \rho \vec{V} A \quad (9)$$

Para escoamentos compressíveis a massa específica do fluido, de acordo com Fox (2013), pode ser calculada através da lei universal dos gases dada pela equação abaixo:

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (10)$$

$p$  = pressão

$R$  = Constante universal dos gases

$T$  = Temperatura (K)

Também de acordo com Fox (2013), o princípio da conservação da quantidade de movimento angular cita que a soma de todos os torques externos que atuam no sistema deve ser igual ao torque exercido pela quantidade de movimento linear do escoamento. Considerando escoamento em regime permanente e velocidades uniformes através das seções do escoamento, este princípio é descrito matematicamente como:

$$\vec{T} = \sum \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} A \quad (11)$$

Nesta equação  $\vec{T}$  representa o torque externo que atua no sistema,  $\vec{r}$  é a posição do ponto em análise até o escoamento e  $\vec{V} \rho \vec{V} A$  representa a quantidade de movimento linear do escoamento.

De acordo com Halliday (2002), a velocidade angular de um corpo em rotação nos informa qual é o ângulo percorrido por unidade de tempo, este ângulo pode ser determinado pela equação a seguir:

$$\omega = \frac{2\pi}{60} n \quad (12)$$

## 2.6 Cogeração

A partir dos anos 70, o mundo começou a perceber que os recursos energéticos disponíveis eram finitos, começou a ser implantadas políticas de conservação dos recursos energéticos existentes. No mesmo período, ocorreram as crises internacionais do petróleo de 1973 e 1979. Todos os países foram atingidos, com exceção dos EUA e do Brasil. Estes acontecimentos provocaram um aumento descontrolado no preço do petróleo, conseqüentemente, novas políticas de racionalização começaram a ser implantadas. A cogeração apresentou um aumento da eficiência dos processos energéticos aliado ao baixo custo, encaixando-se perfeitamente com a nova necessidade da época, tendo grande importância até os dias de hoje (SANTOS, 2008).

Conforme Moran (2009), cogeração pode ser definida como sistemas de energias combinadas, sejam elétricos, químicos, térmicos ou mecânicos, nas quais, através do fornecimento de uma única energia primária, possibilitam a produção simultânea de energia útil na forma de trabalho, conseqüentemente, obtendo uma redução de custos com grande aplicação nos setores comerciais e industriais. O princípio da cogeração está se destacando no setor energético, buscando a utilização da maior eficiência contida nos combustíveis, preocupando-se principalmente com os pontos de vistas econômico e ambiental.

## 3 METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentada a metodologia aplicada para o atendimento dos objetivos apresentados no primeiro capítulo e a classificação dos métodos do trabalho.

### 3.1 Procedimento metodológico

As etapas do projeto de uma Máquina de Fluxo – MF, de forma específica, de uma Máquina de Fluxo Motora – MFM, encontram-se detalhadas no fluxograma a seguir (figura 8). Estas etapas abordam os procedimentos adotados pelo autor baseado nas referências bibliográficas sobre projetos de máquinas de fluxo já citadas no presente estudo. As mesmas buscam atingir os objetivos inicialmente definidos no capítulo introdutório deste trabalho, apresentando cronologicamente a forma com que as atividades foram desenvolvidas.

Baseando-se nas principais teorias sobre fundamentos da termodinâmica e mecânica dos fluidos, ferramentas que se encontram detalhadas no capítulo dois, o dimensionamento básico foi realizado. Posteriormente com o auxílio de um software em CAD Solid Edge disponível na instituição o projeto 3D foi executado, seguido pelo processo de fabricação que foi realizado pelos processos de torneamento fresamento e soldagem. A validação da potência mecânica do eixo foi realizada com o auxílio de um freio eletromagnético e uma unidade de medição de parâmetros mecânicos.

Figura 8 – fluxograma do projeto adaptado ao estudo de caso.



Fonte: Do autor (2016).

A seguir encontram-se detalhadas as atividades do fluxograma apresentado na figura 8. Estas atividades foram definidas através das principais etapas do projeto de dimensionamento de máquinas de fluxo.

Atividade 1: teve como principal objetivo, entender as especificações e os requisitos de funcionamento da máquina de fluxo tangencial e de seus componentes, visando o baixo custo. Coletar as informações disponíveis e transformá-las em dados de entrada para o projeto a ser desenvolvido. Com estas informações, pretende-se determinar as dimensões geométricas e o caminho do escoamento do fluido. Os principais dados de entrada foram determinados levando em consideração a matéria prima e maquinário disponível para confecção dos elementos construtivos.

Atividade 2: foi realizado o dimensionamento inicial, correlacionando as características físicas do projeto em questão com as equações resultantes das metodologias de cálculos e projetos. Neste dimensionamento, foram utilizadas ferramentas amplamente difundidas nos projetos de máquinas de fluxo nas quais se pode citar: Primeira lei da termodinâmica; teoria do princípio da conservação da quantidade de movimento; classificação das máquinas segundo a trajetória do fluido

no rotor; equações de balanço de exergia; conservação de massa; equação do movimento linear e angular.

Atividade 3: após conhecer todas as variáveis presentes em uma máquina de fluxo tangencial, foram desenvolvidos os desenhos 3D e 2D de cada componente. Posteriormente o projeto dos gabaritos necessários para o controle da fabricação, e componentes indispensáveis para o perfeito desempenho do protótipo.

Atividade 4: realizou-se a análise das possibilidades dos processos de fabricação e a definição dos elementos necessários para a realização dos processos de fabricação do protótipo.

Atividade 5: contemplou-se a execução de todas as atividades planejadas anteriormente, colocando em prática todos os processos de fabricação necessários para a montagem final do protótipo. Todo o processo de fabricação foi realizado através de usinagem convencional, pelo processo de torneamento e fresamento e alguns componentes unidos através do processo de soldagem MIG/MAG.

Atividade 6: executou-se os testes para verificar se os resultados esperados foram atingidos, determinou-se o método pretendido para a realização dos testes e validações, foram analisados de uma forma criteriosa estes resultados e realizadas as conclusões necessárias para a finalização do projeto.

A seguir uma tabela com as principais informações de cada atividade apresentada no fluxograma.

Tabela 1 – Informações complementares de cada atividade do fluxograma.

| <b>Atividade</b> | <b>Principais informações</b>   |
|------------------|---|
| 1                | 300 mm de diâmetro no rotor;<br>3500 rotações por minuto no eixo;<br>1000 W de potência mecânica no eixo. |
| 2                | Dimensionamento com três faixas de pressão (515,1 kPa), (861,36 kPa) e (1206,58 kPa).                     |
| 3                | Utilização do software Solid Edge para a modelagem 3D.  |
| 4                | Análise das principais teorias para determinação do processo de fabricação                                |
| 5                | Processo de fabricação através do torneamento convencional, fresamento e soldagem.                        |
| 6                | Validação da potência mecânica com freio eletro magnético marca Delorenzo DL 30300.                       |

Fonte: Do autor (2016).

## 4 DESENVOLVIMENTO

Neste capítulo apresenta-se o desenvolvimento dos cálculos para o dimensionamento das principais especificações geométricas do projeto, a execução dos processos de usinagem, testes práticos, validações do projeto.

### 4.1 Entendimento dos requisitos do projeto

Após uma análise criteriosa das teorias apresentadas nos capítulos anteriores e estudo sobre a viabilidade econômica do projeto, máquinas operatrizes e matéria prima disponível, determinou-se como principal dado de entrada, uma máquina de fluxo tangencial de baixo custo com rotor de 300 mm de diâmetro, 3500 rotações por minuto no eixo e com a geração de 1000 W de potência mecânica no eixo. Para atender estas especificações de projeto, a seguir serão detalhadas as dimensões e cálculos utilizados para satisfazer as necessidades e especificações do projeto.

### 4.2 Dimensionamento básico

Para a execução desta etapa foi levado em consideração todas as especificações de projeto determinadas no entendimento dos requisitos do projeto (item 4.1). Um dos dados de entrada do projeto foi a rotação do eixo de 3500 rotações por minuto. Com esta informação foi possível calcular a velocidade angular, na qual foi determinada utilizando a equação 12.

$$\omega = \frac{2\pi}{60} n$$

O torque teórico e a força teórica mínima para a geração de 1000 W pode ser obtido através do arranjo das equações (9) e (11), que são equações de conservação da quantidade de movimento linear e angular respectivamente. Neste caso, considerando apenas uma entrada e uma saída no sistema, desta forma, com a equação 13 foi calculado o torque teórico mínimo necessário para a geração de potência de 1000 W:

$$T = \frac{P}{\omega} \quad (13)$$

$$T = \frac{P(W)}{\frac{2\pi}{60} n} = 2,72 \text{ Nm}$$

A determinação da força mínima para a geração de 1000 W de potência mecânica foi calculada pela equação (14), pela razão entre torque e o raio do rotor da máquina de fluxo tangencial.

$$F = \frac{T}{r} = 18,13 \text{ N} \quad (14)$$

Porém a força oriunda da energia cinética do escoamento pode ser calculada através do princípio de conservação da quantidade de movimento linear, matematicamente este princípio é descrito através da equação (9). Para determinar a força disponível no escoamento do ar de alimentação do bico injetor é necessário conhecer a massa específica do fluido.

Para o experimento do teste 1, no qual foi utilizado uma pressão manométrica de 517,10 kPa (75PSI), a massa específica foi calculada utilizando a pressão absoluta, ou seja, o somatório da pressão manométrica com a pressão atmosférica.

Com a equação (15), o calculo da mássa específica foi realizado para todas as pressões utilizadas na validação do projeto, ou seja, para cada situação houve uma pressão diferente, conseqüentemente, haverá uma massa específica para cada condição de teste, levando em consideração que a determinação da massa específica é a razão entre a pressão absoluta (pressão manométrica + pressão

atmosférica) com o produto entre da lei universal dos gases (R) com temperatura ambiente (T), conforme a equação (10). Para esta condição considerou-se uma temperatura ambiente de 20°C. A seguir o cálculo realizado para o primeiro teste, os resultados dos demais testes realizados utilizando a mesma sequência de cálculos serão apresentados na tabela 2.

$$\rho = \frac{p \text{ (kPa)} + 101.32 \text{ kPa}}{RT} = 7,353 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \quad (15)$$

Além da massa específica, também é necessário conhecer a velocidade do escoamento do bico injetor. Esta velocidade pode ser calculada através da Primeira Lei da Termodinâmica dada pela equação (2). O cálculo para determinar a velocidade do teste 1 foi determinado conforme a equação (16)

$$v_2 = \sqrt{\frac{(p \text{ (kPa)})^2}{\rho}} = 375,04 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (16)$$

Com os valores da velocidade e da massa específica, foi possível calcular a força disponível no escoamento, para este caso utilizando a equação (17).

$$\Sigma F = v\rho vA$$

Logo,

$$F = v^2\rho \frac{\pi D_{\text{injetor}}^2}{4} = 29,24 \text{ N} \quad (17)$$

O torque ideal que seria gerado no eixo da máquina se não houvessem perdas, foi calculado pelo arranjo da equação de conservação da quantidade de movimento angular, equação (18).

$$T = Fr_{\text{rotor}} = 4,386 \text{ Nm} \quad (18)$$

Com o objetivo de determinar a eficiência termodinâmica da máquina, deve-se realizar o balanço de exergia no sistema. O balanço de exergia pode ser determinado pela equação (4). Foi aplicada a mesma equação na seção de entrada e de saída da máquina, adequando a mesma para as condições do presente estudo, esta equação pode ser reescrita conforme a equação (19).

$$\Delta\varphi = \frac{v^2}{2} \dot{m}$$

$$\text{Onde } \dot{m} = \rho Q = \rho v \frac{\pi D^2}{4}$$

Conseqüentemente,

$$\Delta\varphi = \frac{v^2}{2} \dot{m} = 5383,52 \text{ W}$$

(19)

Para a realização dos testes e validações do protótipo, foi pré-determinado a realização de três testes com três diferentes pressões. Todas as demais condições de testes realizados foram calculadas de acordo com a mesma sequência de cálculos apresentados anteriormente, nos quais os resultados podem ser encontrados na tabela 2.

Tabela 2 – Resultados dos cálculos realizados para três situações de testes.

| <b>Teste</b> | <b>Pressão manométrica (kPa)</b> | <b>Densidade (<math>\rho</math>) <math>\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}</math></b> | <b>Velocidade <math>\frac{\text{m}}{\text{s}}</math></b> | <b>Força (N)</b> | <b>Torque ideal (Nm)</b> | <b>Varição da exergia <math>\Delta\varphi</math> (w)</b> |
|--------------|----------------------------------|--|--|------------------|--------------------------|--|
| 1            | 517,10                           | 7,353  | 375,04   | 29,24            | 4,38                     | 5383,52  |
| 2            | 861,86                           | 11,45  | 387,96   | 48,73            | 7,31                     | 9454,19  |
| 3            | 1206,58                          | 15,55  | 393,93   | 68,22            | 10,23                    | 13438,67   |

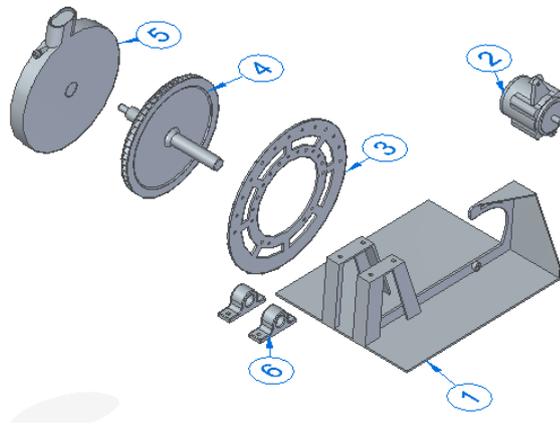
Fonte: Do autor (2016).

Através destes parâmetros apresentados na tabela 2, teoricamente se consegue atender aos objetivos apresentados. Estes parâmetros serão utilizados para os próximos passos que deram início à parte experimental de verificação.

### 4.3 Projeto 3D

Após o dimensionamento e determinação das especificações geométricas do projeto de uma máquina de fluxo tangencial de baixo custo, realizaram-se os desenhos 3D dos elementos construtivos da máquina de fluxo tangencial em questão e dos gabaritos que foram indispensáveis para os testes e validações do protótipo. Para a realização desta atividade, foi utilizado um software em CAD, disponível na Instituição. A figura 9 apresenta uma vista explodida dos principais elementos construtivos do projeto.

Figura 9 – Vista explodida do projeto.



Fonte: Do autor (2016).

A tabela 3 apresenta a caracterização de cada elemento construtivo apresentado na figura 9:

Tabela 3 – Nomenclatura dos principais elementos construtivos do projeto.

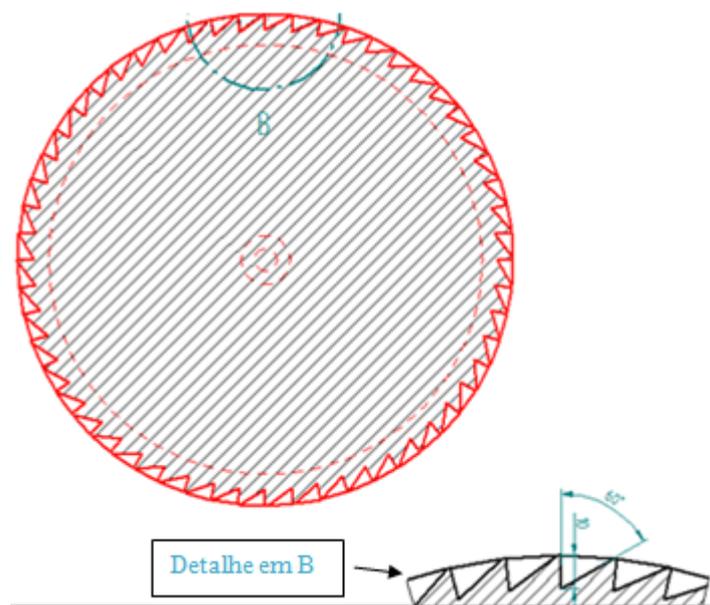
| Item | Nomenclatura                                    |
|------|---|
| 1    | Estrutura                                       |
| 2    | Alternador                                      |
| 3    | Gabarito para determinação do ângulo de entrada |
| 4    | Rotor   |
| 5    | Carcaça   |
| 6    | Mancais   |

Fonte: Do autor (2016).



Um dos dados de entrada utilizado para o dimensionamento básico foi o diâmetro do rotor de 300 mm. Partindo desta informação, o número de pás que compõe o rotor foi determinado pela relação entre o ângulo da fresa utilizada para usinagem do rotor, e a altura limite da pá, que foi de 10 mm até que atingisse a aresta da pá (crista) de 0,5 mm. Conseqüentemente, o número de pás obtidas no rotor foi de 56. Esta relação está apresentada na figura 12. A fresa utilizada encontra-se detalhada no processo de fabricação (item 4.5)

Figura 12 – Detalhamento do perfil da pá do rotor.



Fonte: Do Autor (2016)

Foi apresentado neste estudo o detalhamento dos elementos construtivos da máquina de fluxo tangencial conforme a delimitação deste trabalho. Outros elementos externos utilizados na fabricação e montagem não foram detalhados, pois não fazem parte dos objetivos para esse estudo.

#### 4.4 Projeto de fabricação

Após as realizações das atividades anteriores, foi possível entender as reais necessidades para a execução do projeto dos processos de fabricação, atividades necessárias para a fabricação e montagem do projeto proposto. A estruturação do projeto de fabricação se deu nas seguintes etapas:

- Formas e geometrias das peças a serem fabricadas que foram informadas através da interação entre os itens 4.1;4.2 e 4.3;
- Tolerâncias dimensionais;
- Matéria prima utilizada;
- Máquinas ferramentas disponíveis;
- Ferramentas de corte;
- Acabamento superficial.

Tendo em vista o projeto de uma máquina de fluxo de baixo custo, a otimização dos processos de fabricação está diretamente associada à viabilidade econômica, matéria prima, máquinas e equipamentos disponíveis para a execução das atividades propostas. Com base nestas informações, e na experiência do autor em processos de usinagem com remoção de cavaco e soldagem, além do acesso do mesmo a estas máquinas e ferramentas, determinou-se que os elementos construtivos do projeto fossem fabricados pelo autor, através dos processos de torneamento convencional, fresamento e soldagem MIG/MAG.

#### **4.5 Processos de fabricação**

Para a execução dos processos de fabricação, as máquinas e ferramentas necessárias para a confecção das geometrias foram definidas levando em consideração todas as variáveis envolvidas nos processos de torneamento e fresamento, informações que são relevantes para a definição dos principais parâmetros de corte em máquinas operatrizes.

Para o atendimento das especificações de qualidade, acabamento superficial e conformidade das tolerâncias dimensionais, determinaram-se as ferramentas de cortes adequadas, avanços e profundidade de corte para os processos de remoção de cavaco (torneamento/fresamento). Estes parâmetros são dados importantes e que influenciam diretamente no rendimento e na eficiência dos elementos que compõe o projeto, mas que não foram apresentados, pois também não são objetivo deste estudo.

No processo de torneamento, foi utilizado um torno mecânico convencional Nardini Nodus ND 325. Para a escolha da ferramenta de corte foram adotadas as principais teorias específicas para a usinagem de remoção de cavaco pelo processo

de torneamento, visando à melhoria dos processos, assim, garantindo a qualidade dimensional e superficial do produto final.

O processo de fresamento teve grande influência na especificação geométrica da pá do rotor proposto, pois, através das ferramentas de corte disponíveis para fresadoras, determinou-se o ângulo da pá do rotor conforme o formato e ângulos de ferramentas de corte que se encontram disponíveis no mercado. A fresa utilizada para a usinagem da pá do rotor foi uma fresa de ângulo de  $60^\circ$ , também conhecida como “Fresa rabo de andorinha”, conforme mostra a figura 13.

Figura 13 – Fresa de ângulo de  $60^\circ$ .



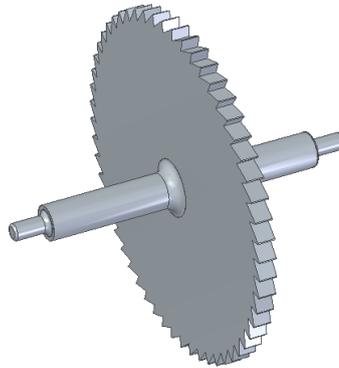
Fonte: Totalfix. (2016)

A ferramenta utilizada para o fresamento da pá do rotor possibilita uma simplificação do processo de fabricação, tendo em vista que a fabricação das pás de rotores convencionais normalmente se dá através de processos de fundição e usinagem CNC, o que elevaria demasiadamente o custo de projeto e tornaria o presente estudo fora de um dos objetivos que é o baixo custo. Com isso, possibilitou uma análise e comparação do modelo proposto com as teorias específicas sobre máquinas de fluxos tangenciais. Também foi possível a comparação da eficiência do projeto e influência da relação custo benefício do mesmo. A máquina operatriz utilizada para o fresamento das pás do rotor foi uma fresadora Universal Power Maq.

O processo de soldagem foi utilizado para a união entre as partes fixas da estrutura e de gabaritos envolvidos, assim como carcaça e elementos do rotor. Todas as teorias envolvidas nos processos de soldagem foram cuidadosamente analisadas para evitar qualquer avaria nos elementos envolvidos por soldagem. A fixação destes elementos foi realizada pelo aparelho de soldagem ESAB Smashweld 350A.

A figura 14 apresenta o projeto do rotor usinado pela fresa de ângulo de  $60^\circ$ , a qual demonstra uma geometria que possibilita a fuga de energia do fluido pelas laterais, com isso, não aproveitando de forma eficiente a energia do fluido, com conseqüente perda potência.

Figura 14 – Projeto do rotor com a fresa de ângulo de  $60^\circ$ .



Fonte: Do autor (2016).

Para a otimização desta configuração, flanges foram soldados nas faces do rotor, possibilitando um maior aproveitamento da energia cinética do escoamento conforme a figura 15.

Figura 15 – Rotor usinado e com flanges.



Fonte: Do autor (2016).

Posteriormente, realizou-se uma análise das tolerâncias dimensionais, visando uma verificação detalhada das dimensões pretendidas conforme o dimensionamento inicial.

A etapa seguinte foi a montagem de todas as peças para a realização dos testes, a sequência de montagem encontra-se na vista explodida apresentada no item 4.3, figura 9.

#### **4.6 Testes e validações**

Nesta etapa foram desenvolvidos gabaritos para que todas as variáveis que envolvem a eficiência e o comportamento fluidodinâmico do sistema fossem analisadas. Desta forma, foi possível a realização de testes para a determinação das melhores condições de trabalho para cada elemento do projeto, correlacionando os dados de entrada com os valores de resposta obtidos.

Os testes realizados tiveram como principal objetivo a determinação das melhores condições para as etapas a seguir:

1. Determinação da folga entre o rotor e carcaça;
2. Ângulo de entrada da carcaça;
3. Validação do diâmetro do bico injetor;
4. Ângulo de saída da carcaça;
5. Validação de potência do sistema

Para a realização dos experimentos, foi utilizado como fonte de alimentação um compressor da marca Pressure Onix Press, conforme figura 16, este compressor possui um deslocamento teórico (vazão) de 1133 l/min e pressões de trabalho até 1.206582,0 Pa (175 PSI), estas informações foram indispensáveis para a realização do dimensionamento básico e testes executados.

Figura 16 – Compressor Pressure Onix Press.



Fonte: Pressure (2014).

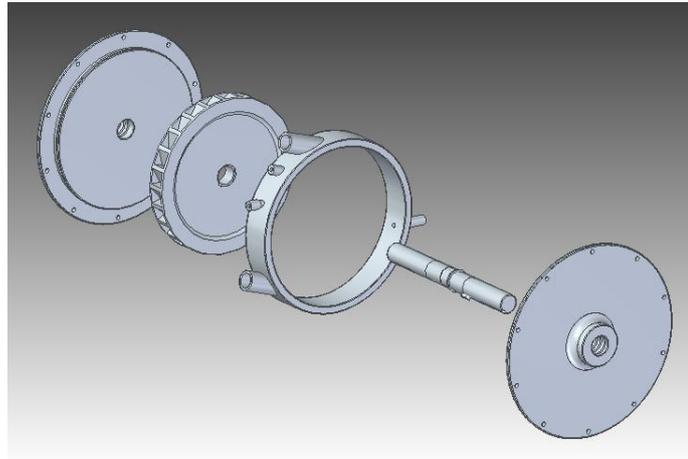
#### 4.6.1 Determinação da folga entre a carcaça e o rotor

Para o entendimento do estudo de uma máquina de fluxo tangencial, inicialmente desenvolveu-se um projeto de acordo com a viabilidade de recursos financeiros e de estrutura disponível.

Baseando-se no dimensionamento básico, uma carcaça piloto foi desenvolvida para entender o comportamento do escoamento do fluido em relação à geometria proposta. Esta ação foi necessária porque não foi possível utilizar o software disponível na instituição para a simulação de fluidos, considerando que é direcionado apenas para escoamentos laminares, neste estudo, o comportamento do escoamento deste projeto é turbulento.

Estes dispositivos também tiveram como principal objetivo a realização de testes experimentais, tendo em vista que a bibliografia não aborda de forma clara problemas práticos e interações entre os elementos construtivos, além de diversas variáveis dos projetos de máquinas de fluxo que influenciam de forma significativa nos efeitos dinâmicos do sistema. Portanto, foi desenvolvido, uma bancada piloto para simulação de testes dinâmicos e melhor entendimento do comportamento do escoamento do fluido entre o rotor e a carcaça. A figura 17 apresenta o projeto da máquina de fluxo tangencial piloto.

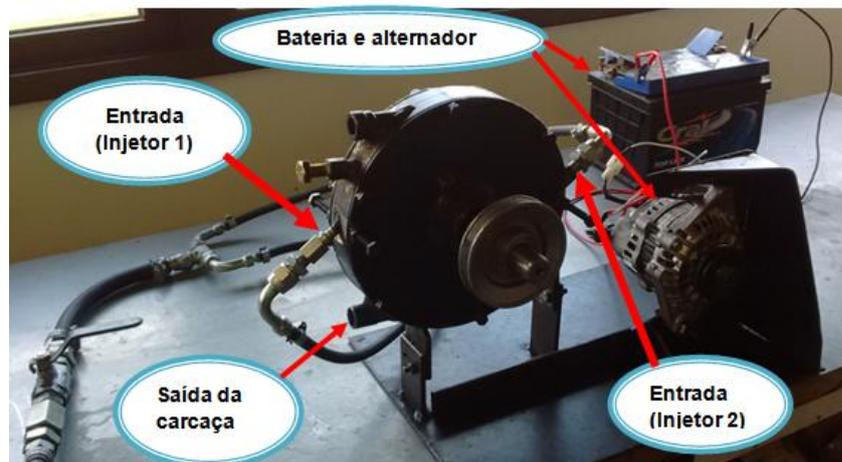
Figura 17 – Projeto da máquina de fluxo tangencial piloto.



Fonte: Do autor (2016).

De acordo com a figura 18, foi adaptado na estrutura um alternador de 12 Volts e 50 Amperes com o objetivo de colocar uma carga no eixo. Com isso, possibilitando a realização de testes com eixo livre (sem carga do alternador) e eixo carregado (com carga no alternador).

Figura 18 – Bancada piloto com alternador.

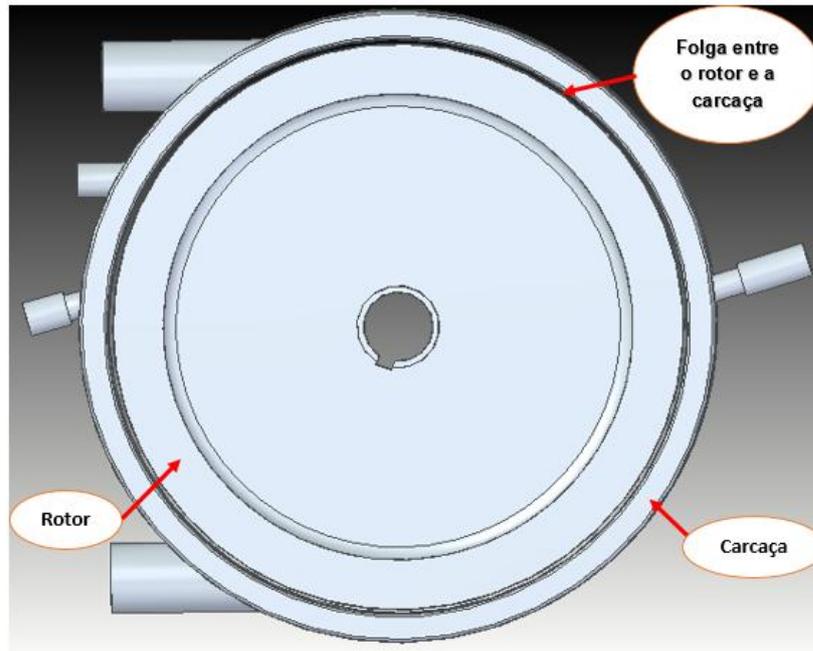


Fonte: Do autor (2016).

Nos testes iniciais, constatou-se que mesmo nas melhores condições, nas faixas mais altas de rotação, quando foi acionado o alternador, gerando uma carga no eixo, o mesmo perdeu potência voltando para a condição estática, parando em poucos segundos após a aplicação da carga. Optou-se por fazer um ensaio

destrutivo, aumentando a folga entre o rotor e a carcaça. Os testes foram repetidos, e apresentaram uma melhora significativa. Esta variável não consta na literatura consultada e o seu entendimento foi essencial para dar andamento ao trabalho. A figura 19 ilustra a folga entre o rotor e carcaça.

Figura 19 – Ilustração da folga entre o rotor e a carcaça.



Fonte: Do autor (2016).

Em seguida foram realizados testes com a segunda entrada de ar comprimido (Injetor 2) na carcaça alimentada simultaneamente, visando auxiliar na alimentação do sistema e analisar sua influência na efetividade do mesmo. Na tabela 4 é possível entender o comportamento dos testes realizados neste experimento:

Tabela 4 - Testes para verificar relação da folga entre o rotor e carcaça.

| Teste | Número da entrada alimentada com ar comprimido | Variação de Pressão em kPa | Folga Raio rotor/carcaça<br>Unidade em mm | RPM eixo livre | RPM eixo carregado |
|-------|--|----------------------------|---|----------------|--------------------|
|-------|--|----------------------------|---|----------------|--------------------|

**Avaliação da rotação com uma ou duas entradas simultâneas, mantendo a mesma folga e pressão.**

**689,47 kPa = (100PSI)**

**334,73 kPa = (50PSI)**

|   |                   |                 |     |      |   |
|---|-------------------|-----------------|-----|------|---|
| 1 | 1                 | 689,47 – 334,73 | 0,2 | 3000 | 0 |
| 2 | 2 Simultaneamente | 689,47 – 334,73 | 0,2 | 4000 | 0 |

**Avaliação da rotação com uma entrada alimentada com ar comprimido, mantendo a mesma folga (0,5 mm), mas com maior variação de pressão.**

**1206,58 kPa = (175 PSI)**

**334,73 kPa = (50 PSI)**

|   |   |                  |     |      |   |
|---|---|------------------|-----|------|---|
| 3 | 1 | 1206,58 – 334,73 | 0,2 | 3500 | 0 |
|---|---|------------------|-----|------|---|

**Avaliação da rotação aumentando a folga para 0,5m.**

**689,47 kPa = (100 PSI)**

**334,73 kPa = (50 PSI)**

|   |                   |                 |     |      |   |
|---|-------------------|-----------------|-----|------|---|
| 4 | 1                 | 689,47 – 334,73 | 0,5 | 3000 | 0 |
| 5 | 2 Simultaneamente | 689,47 – 334,73 | 0,5 | 4500 | 0 |

**Avaliação da rotação aumentando a folga para 1,5m.**

**689,47 kPa = (100PSI)**

**334,73 kPa = (50PSI)**

|   |                   |                 |     |      |      |
|---|-------------------|-----------------|-----|------|------|
| 6 | 1                 | 689,47 – 334,73 | 1,5 | 5000 | 750  |
| 7 | 2 Simultaneamente | 689,47 – 334,73 | 1,5 | 5500 | 1250 |

**Avaliação da rotação com uma entrada alimentada com ar comprimido, mantendo a mesma folga (1,5 mm), mas com maior variação de pressão.**

**1206,58 kPa = (175 PSI)**

**334,73 kPa = (50 PSI)**

|   |   |                  |     |      |      |
|---|---|------------------|-----|------|------|
| 8 | 1 | 1206,58 – 334,73 | 1,5 | 7000 | 3325 |
|---|---|------------------|-----|------|------|

Fonte: Do autor (2016).

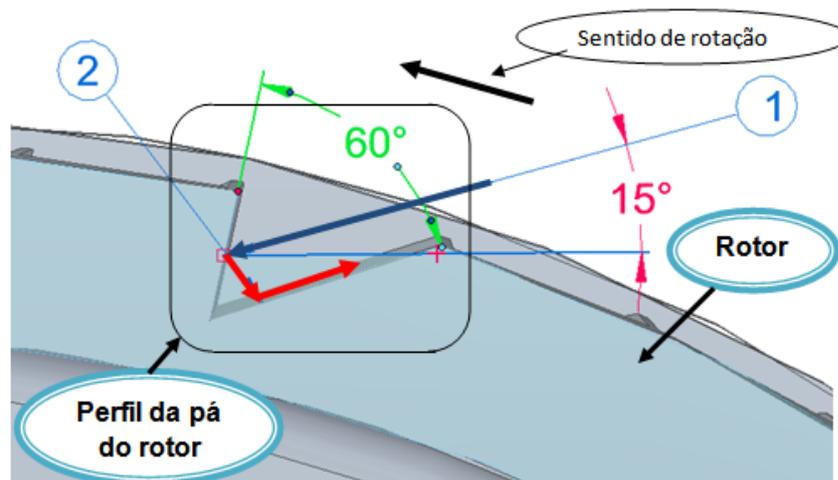
Não foi possível realizar um teste com duas entradas e 1206,58 kPa, já que não havia disponibilidade de um segundo compressor com as mesmas características. O teste realizado foi apenas para analisar sua influência no escoamento e na determinação da folga entre o rotor e a carcaça. Para estudos futuros acredita-se que o teste com duas entradas seja um bom direcionamento com possibilidades de aumentar a eficiência do projeto.

De acordo com as informações da tabela 4, foi possível entender que a folga entre o rotor e a carcaça influencia de uma forma significativa na eficiência do

sistema. Observa-se que nos testes 1, 2, 3, 4, e 5, independente da pressão utilizada, o eixo não obteve qualquer eficiência, parando rapidamente ao ser carregado e que nos demais testes houve uma melhora considerável devido a uma maior folga. Com isso, testes foram realizados sem carcaça, o que evidenciou o perfeito funcionamento do sistema comprovando que a carcaça não pode influenciar no escoamento do sistema.

Com os testes realizados, pode-se afirmar que, para a configuração proposta, quanto menor a folga entre o rotor e a carcaça, maior é a possibilidade de o jato de pressão da alimentação atuar como força positiva e negativa em relação à pá do rotor, desta forma, travando o rotor. A figura 20, apresenta de uma forma mais detalhada a atuação de dois vetores, nos quais o vetor 1 atua como o jato de alimentação do injetor, sendo assim uma força positiva e o vetor 2 uma força negativa. Este fenômeno se dá devido ao fluido encontrar-se em estado de confinamento, escoando apenas pela mínima folga entre o rotor e a carcaça, prejudicando de uma forma contundente a eficiência do sistema.

Figura 20 – Vetor positivo (1) e negativo (2) atuando na pá do rotor.



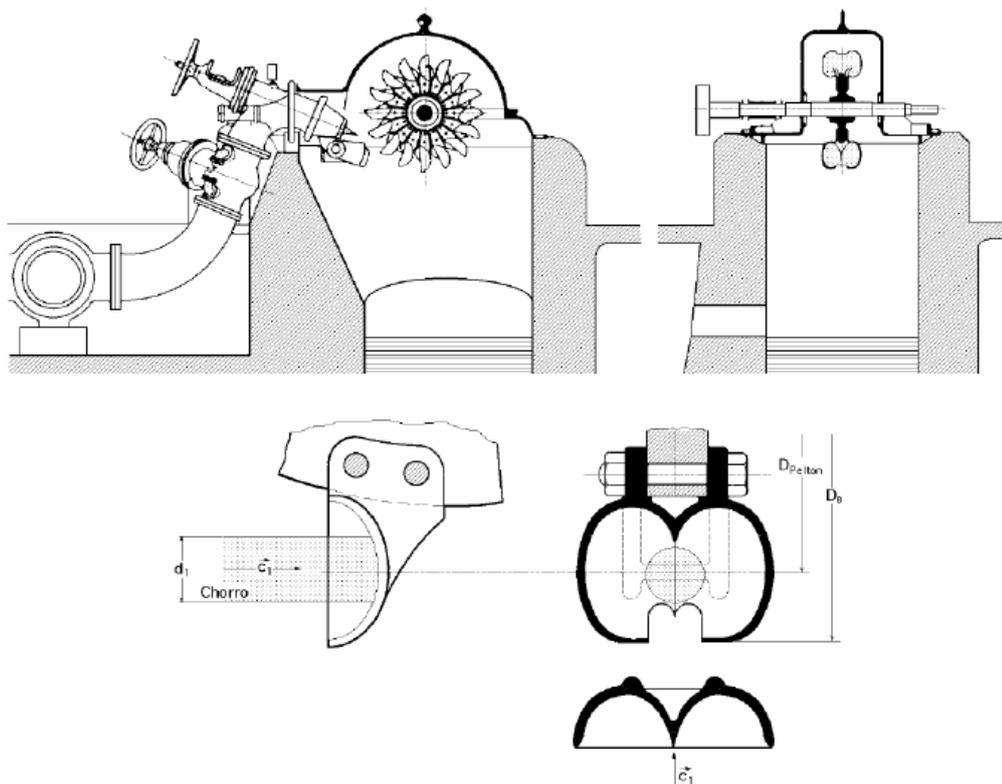
Fonte: Do autor (2016).

Com isso, ficou evidente que, para as condições do presente estudo, a carcaça não pode influenciar no escoamento do fluido, ou seja, pelo ar comprimido ter baixa densidade, no escoamento, após o jato de pressão atuar na pá do rotor, o mesmo sempre terá a tendência de sair o mais rápido possível da carcaça. Desta forma, o ângulo de saída da carcaça precisa auxiliar na saída do fluido, contribuindo

para que o fluido não fique confinado. Com isso, a condição ideal para este modelo é um sistema aberto, o que foi aplicado nos testes e apresentado no decorrer com trabalho.

As conclusões dos testes realizados para o entendimento do comportamento da folga entre o rotor e a carcaça, podem ser justificadas através do comparativo com a figura 21. As configurações das máquinas de fluxo Pelton, possuem o alimentador direcionado para baixo e o sistema é aberto, pois a água por ter densidade maior e com efeitos da gravidade tende a impulsionar o rotor e descer, fazendo com que a pá do rotor que, foi impulsionada, fique sem fluido.

Figura 21 – Máquina de fluxo tangencial Pelton com escoamento do fluido em um sistema aberto.



Fonte: Fox (2013).

#### 4.6.2 Determinação do ângulo de entrada na carcaça

Levando em consideração as conclusões do item anterior, para a determinação da melhor condição do ângulo de entrada na carcaça, retirou-se a carcaça do protótipo. Para esta etapa, testes foram realizados com o rotor calculado

no dimensionamento básico (rotor de 300 mm de diâmetro), de acordo com a figura 22.

Figura 22 – Testes realizados sem a carcaça e gabarito de disco com furações a cada 15°.



Fonte: Do autor (2016).

Instalou-se um disco ao lado do rotor com furações a cada 15° conforme a figura 22. Para cada posição do disco, realizou-se testes com um ou dois ângulos, sempre posicionando a entrada do injetor de forma tangencial em relação ao rotor. O dispositivo que fixa o injetor foi projetado com um gabarito, possibilitando a articulação de forma angular, também com deslocamento axial, desta forma possibilitou uma maior aproximação do bico injetor no rotor. A figura 23 apresenta o sistema com os elementos que compõe o sistema do bico injetor, contendo um manômetro, uma válvula e o bico injetor.

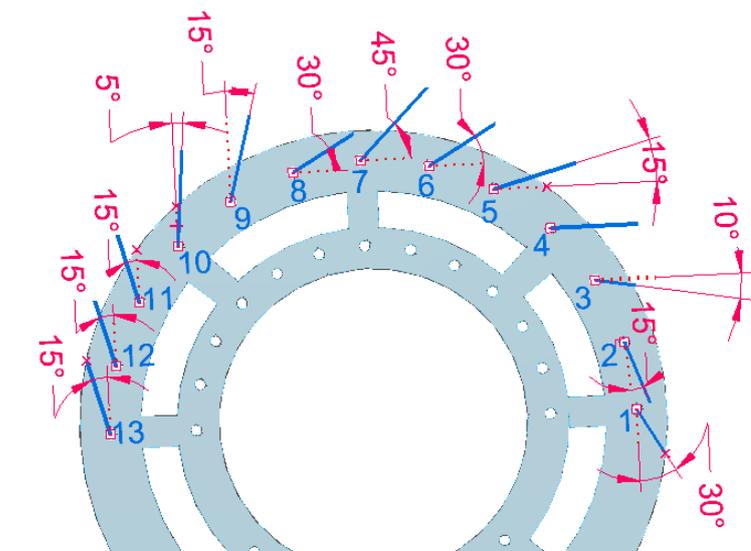
Figura 23 – Gabarito e sistema do bico injetor com deslocamento angular e axial.



Fonte: Do autor (2016).

Com este gabarito foi possível obter o melhor aproveitamento da energia do fluido, o posicionamento do disco instalado ao lado do rotor foi determinado pelo espaço físico disponível, desta forma foi possível a realização dos testes em 13 posições definidas de acordo com a figura 24.

Figura 24 – Numeração das posições para testes da melhor condição de ângulo de entrada.



Fonte: Do autor (2016).

Na figura 24 é possível observar o posicionamento dos furos do gabarito de furação utilizado para posicionar o bico injetor conforme a figura 23. Neste gabarito de furação, a partir da posição 1, observa-se que para cada posição instalou-se o

bico injetor sempre visando tangenciar o rotor. Desta forma, foi possível analisar a melhor condição de ângulo entrada da carcaça. Os resultados obtidos podem ser analisados na tabela 5.

O compressor utilizado para os testes não teve condições de manter a pressão constante devido ao consumo no reservatório ser maior que a vazão gerada simultaneamente. Desta forma, determinou-se um parâmetro para todos os testes, estipulou-se uma variação de pressão de 344,73 kPa (50 PSI) para todas as análises, sempre acionando o injetor através de uma válvula quando o manômetro atingisse 689,47 kPa (100 PSI), fechando o sistema no momento que o manômetro atingisse a marca de 344,73 kPa (50 PSI), simultaneamente era coletada a rotação do eixo com o auxílio de um tacômetro digital.

Para todas as posições do bico injetor posicionado, conforme a figura 24, foram realizados 2 ou 3 testes sempre utilizando a mesma variação de pressão conforme abordado anteriormente. As melhores condições da relação ângulo de entrada na carcaça *versus* rotação do eixo para cada posição podem ser observadas na tabela 5.

Tabela 5 – Valores obtidos da relação de ângulo de entrada *versus* rotação do eixo para rotor de 300 mm de diâmetro e diâmetro interno do injetor de alimentação de 6 mm.

| Posição  | Ângulo     | RPM         |
|----------|------------|-------------|
| 1        | 30°        | 3300        |
| 2        | 15°        | 4280        |
| 3        | 10°        | 4400        |
| 4        | 90°        | 3919        |
| <b>5</b> | <b>15°</b> | <b>4889</b> |
| 6        | 30°        | 4549        |
| 7        | 45°        | 4474        |
| 8        | 30°        | 4850        |
| 9        | 15°        | 4815        |
| 10       | 5°         | 4800        |
| 11       | 15°        | 4513        |
| 12       | 15°        | 4717        |
| 13       | 15°        | 4404        |

Fonte: Do autor (2016).

Com base nos valores da tabela 5, a melhor condição encontra-se com ângulo de  $15^\circ$  na posição 5. Desta forma, determinou-se esta como a posição de trabalho do injetor para os testes a seguir e validação do sistema. Este estudo realizado não se encontra apresentado na literatura pesquisada.

#### 4.6.3 Determinação do ângulo de saída na carcaça

Após a determinação do ângulo de entrada, foi possível a determinação do ângulo de saída. Para a realização desta atividade, foram levadas em consideração as melhores configurações obtidas até aqui.

Realizou-se um teste experimental para visualizar o escoamento do fluido após o contato com a pá do rotor, com o ângulo de entrada de trabalho que foi determinado no item 4.6.2, o jato de pressão do injetor foi acionado movimentando o sistema. Com o auxílio de um suporte, foram amarrados fios, foi posicionado este suporte no caminho do escoamento do fluido, assim, possibilitando uma melhor visualização da direção que o fluido percorre após o contato com a pá do rotor. Este teste auxiliou na determinação do ângulo de saída da carcaça, a figura 25 apresenta o teste realizado.

Figura 25 – Visualização do caminho do escoamento do fluido após o contato com a pá do rotor.



Fonte: Do autor (2016).

Com a realização deste teste foi determinado o ângulo de saída para uma nova carcaça, a figura 26 apresenta a nova carcaça para o rotor calculado no dimensionamento básico. Para este caso, o ângulo de saída da carcaça, de acordo

com testes realizados até aqui e comparados com a teoria específica sobre máquina de fluxo tangencial, não deve influenciar na saída do escoamento do fluido, sendo assim, o mesmo não foi detalhado.

Figura 26 – Carcaça para rotor de 300mm de diâmetro.



Fonte: Do autor (2016).

#### **4.6.4 Validação do diâmetro do bico injetor**

Para a validação do melhor diâmetro interno do injetor, diâmetro que está diretamente associado à vazão e velocidade cinética do escoamento e que são propriedades indispensáveis para um melhor aproveitamento da energia disponível no fluido, foram utilizados terminais de sistemas hidráulicos comerciais, nos quais possuem diâmetros padrões e que foram utilizados no projeto devido a alta disponibilidade no mercado. Os diâmetros internos selecionados foram 4, 6, e 9 mm.

Na posição pré-determinada do ângulo de entrada conforme o item 4.6.2 e com o auxílio do gabarito de articulação conforme a figura 23, foi possível adaptar três terminais com diferentes diâmetros internos conforme a figura 27.

Figura 27 – Terminais utilizados para a determinação do diâmetro interno do bico injetor.



Fonte: Do autor (2016).

Conforme abordado anteriormente, o compressor utilizado nos testes, não possui configurações para manter a pressão constante, ou seja, foi adotado a mesma variação de pressão utilizada no item 4.6.2. A tabela 6 apresenta os testes realizados.

Tabela 6 – Testes para validação do diâmetro interno do injetor.

| Teste | Variação de pressão<br>kPa | Diâmetro interno<br>do bico injetor em<br>(mm) | Rotação máxima<br>no eixo | Tempo     |
|-------|----------------------------|--|---------------------------|-----------|
| 1     | 689,47 – 334,73            | 4  | 3000                      | 04:52 min |
| 2     | 689,47 – 334,73            | 6  | 6400                      | 48s       |
| 3     | 689,47 – 334,73            | 9  | 4090                      | 21s       |

Fonte: Do autor (2016).

Conforme os dados da tabela 6, com todos os diâmetros, quando o manômetro do injetor atingisse 689,47 kPa, o sistema era acionado com o eixo livre. Foi monitorado o tempo e a rotação até que o manômetro atingisse 334,73 kPa. Com estas informações, chegou-se à conclusão que o diâmetro do teste 2, apresentou a melhor condição de aproveitamento da energia do fluido. Embora o tempo seja menor, o que significa maior velocidade do escoamento, o mesmo apresentou melhores condições para uma maior geração de potência no eixo devido à alta rotação. Este parâmetro foi selecionado e utilizado nos testes a seguir.

#### 4.6.5 Equipamentos para a validação da potência mecânica

Para a validação da potência mecânica da máquina de fluxo tangencial de baixo custo, foi utilizado um freio eletromagnético da marca Delorenzo DL 30300 e uma unidade de medição digital de energia mecânica da mesma marca com codificação DL 10055N, figuras 28 e 29 respectivamente. Estes equipamentos são utilizados no mercado de trabalho para a medição de torque no eixo de motores por meio de uma célula de carga, velocidade de rotação e medições de energia mecânica fornecida ao sistema.

Figura 28 – Freio eletromagnético da marca Delorenzo DL 30300.



Fonte: Do autor (2016).

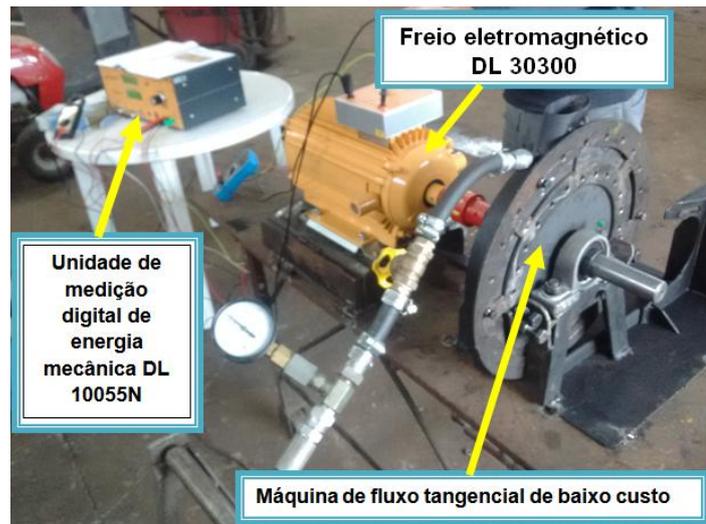
Figura 29 – Unidade de medição digital de energia mecânica DL 10055N.



Fonte: Do autor (2016).

Uma bancada de testes foi montada para acoplar o freio eletromagnético na máquina de fluxo tangencial. Um acoplamento foi utilizado para conectar o eixo da máquina de fluxo no eixo do freio eletromagnético. Na figura 30 observa-se a bancada de testes montada.

Figura 30 – Bancada de testes para validação de potência mecânica.



Fonte: Do autor (2016).

A unidade de medição digital de energia mecânica possui um display que fornece a medida direta das principais informações que são relevantes para a validação do projeto em questão, na figura 31 pode-se observar a configuração do display, na qual informa os parâmetros mecânicos dos testes realizados.

Figura 31 – Display com informações dos parâmetros mecânicos.



Fonte: Do autor (2016).

De acordo com as informações dos catálogos disponíveis sobre o freio eletromagnético utilizado na validação do sistema, a máxima rotação permitida do equipamento é de 5000 rotações por minuto. Conforme os requisitos do projeto e o dimensionamento básico realizado, todos os testes foram realizados com 3500 rotações por minuto. Optou-se por três testes, que foram realizados apenas com eixo acoplado no freio eletromagnético conforme a figura 30.

Foram utilizadas três faixas de pressão para todos os testes, conforme segue:

- TESTE 1 (517,10 kPa (75PSI))
- TESTE 2 (861,84 kPa (125PSI))
- TESTE 3 (1.206,58 kPa (175 PSI))

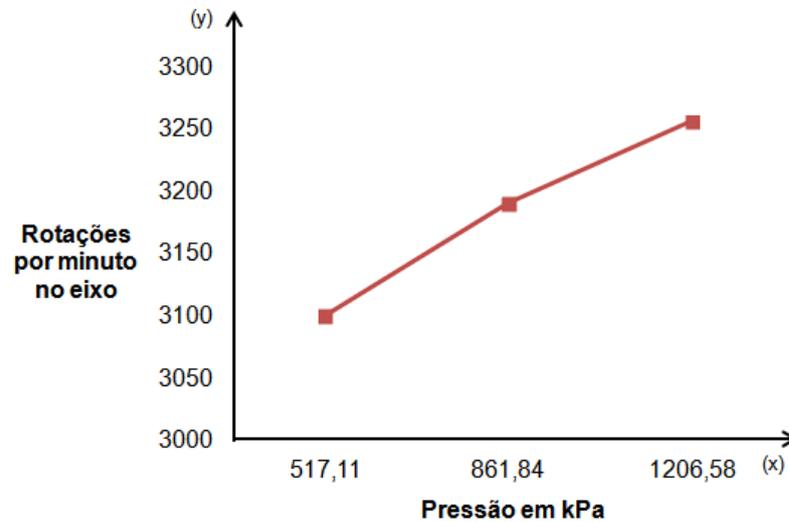
Os testes foram realizados de acordo com os seguintes passos:

1. Acionamento do injetor;
2. Monitoramento no display até atingir 3500 RPM
3. Coleta de dados;
4. Desativação do injetor.

Com isso, pôde ser realizada uma análise das interações entre Pressão *versus* Rotações Por Minuto, Pressão *versus* Potência Mecânica e Pressão *versus* Torque no Eixo, o que é possível verificar através das figuras 32, 33 e 34.

A figura 32 apresenta os três testes realizados estabelecendo a relação entre a variação de pressão e a rotação do eixo. O comportamento do gráfico mostra que quanto maior a pressão, maior a rotação no eixo.

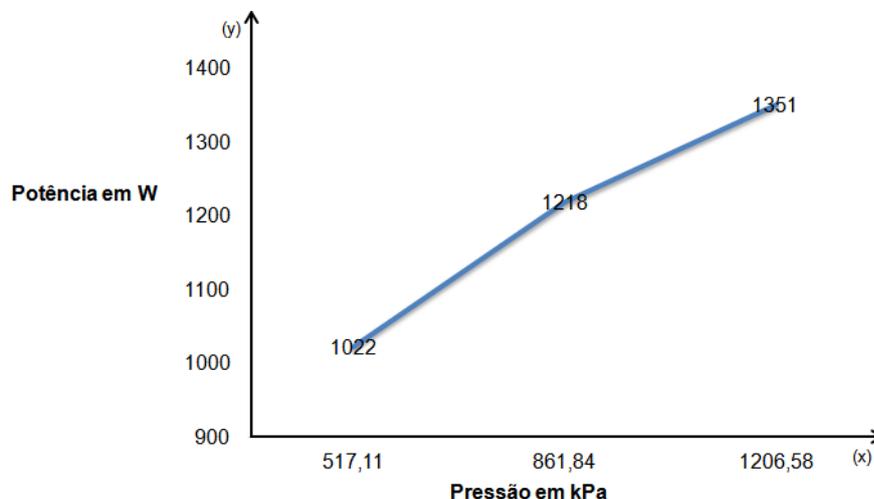
Figura 32 – Gráfico que apresenta o comportamento da rotação do eixo da máquina de fluxo tangencial de acordo com a variação de pressão.



Fonte: Do autor (2016).

Também de acordo com os valores da figura 33, no gráfico percebe-se que com os três testes realizados, o aumento da potência é proporcional ao aumento da pressão. Esta característica se deve ao fato de que quanto maior é a pressão do ar de alimentação da máquina de fluxo, maior é a energia disponível para ser convertida. Com isso, o objetivo inicial do estudo foi alcançado, já que o projeto foi validado em todas as situações, nas quais atingiram valores superiores a 1000 W de potência mecânica no eixo, mesmo no teste de menor pressão (Teste 1).

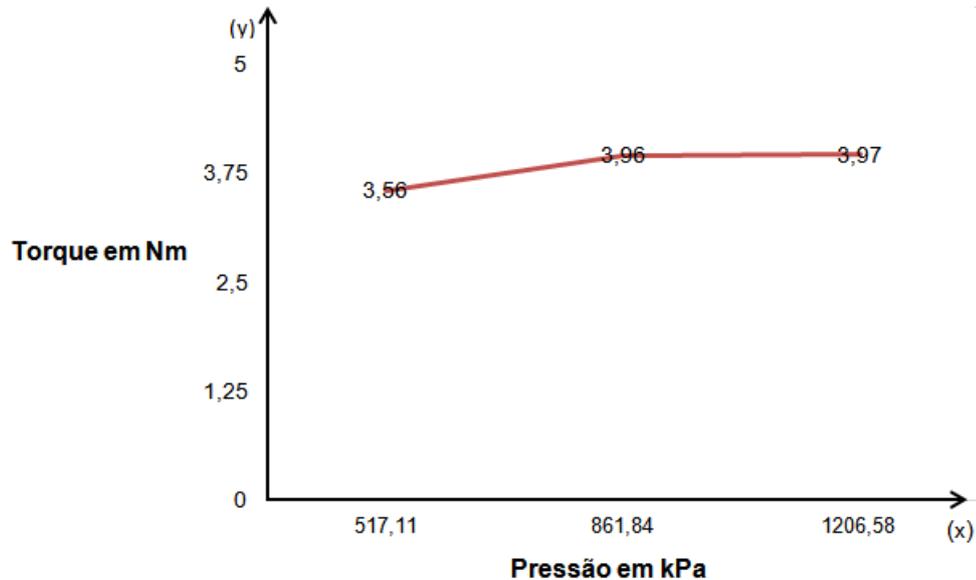
Figura 33 – Potência mecânica no eixo (W), de acordo com a variação de pressão.



Fonte: Do autor (2016).

A figura 34 apresenta um gráfico com os valores de torque no eixo de acordo com a pressão aplicada. A rotação no eixo para todos os casos foi padrão, ou seja, 3500 rotações por minuto.

Figura 34 – Comportamento do torque no eixo de acordo com a variação de pressão.



Fonte: Do autor (2016).

#### 4.6.6 Análise da eficiência do sistema

A eficiência baseada na primeira lei da termodinâmica da máquina de fluxo pode ser obtida relacionando o torque medido através do freio eletromagnético, com torque ideal calculado no dimensionamento básico, ou seja, são duas energias de mesma natureza (energia mecânica).

Os valores do torque ideal que seria gerado no eixo se não houvesse perdas no processo, foram determinados através do produto entre a força tangencial e o raio do rotor ( $T = Fr_{\text{rotor}}$ ), para cada situação os valores encontram-se na tabela 1. O torque medido são os valores coletados durante os testes, e que se encontram na figura 34.

$$\text{Eficiência Teste 1} = \frac{\text{Torque medido}}{\text{Torque ideal}} = \frac{3,56 \text{ Nm}}{4,38 \text{ Nm}} \times 100 = 81,11 \%$$

$$\text{Eficiência Teste 2} = \frac{\text{Torque medido}}{\text{Torque ideal}} = \frac{3,96 \text{ Nm}}{7,31 \text{ Nm}} \times 100 = 54,17 \%$$

$$\text{Eficiência Teste 3} = \frac{\text{Torque medido}}{\text{Torque ideal}} = \frac{3,97 \text{ Nm}}{10,23 \text{ Nm}} \times 100 = 38,79 \%$$

De acordo com os valores da eficiência baseada na primeira lei, observa-se que, mesmo sabendo que existem perdas de energia durante o processo, o teste 1 é a situação que apresenta a melhor condição de trabalho. Os testes 2 e 3 estão trabalhando com eficiência de 54,17 % e 38,79 %, respectivamente, o que indica uma perda de energia considerável durante o processo.

A eficiência, baseada no balanço de exergia, relaciona a energia disponível no sistema, que pode ser convertida em trabalho, com a energia real produzida pelo sistema, medida através de testes experimentais. Para o presente trabalho, o efeito útil desejado é a potência mecânica no eixo. A energia disponível é a energia cinética do escoamento. Portanto, para esta máquina de fluxo, a eficiência baseada no balanço de exergia pode ser calculada pela razão entre a potência medida e a taxa de variação de exergia, calculada anteriormente no dimensionamento básico, os quais os valores encontram-se na tabela 2. Os valores da eficiência através do balanço de exergia, para cada teste realizado, encontram-se nos cálculos a seguir:

$$\text{Eficiência Teste 1} = \frac{\text{Potência medida}}{\Delta\varphi} = \frac{1022 \text{ W}}{4323 \text{ W}} \times 100 = 18,63 \%$$

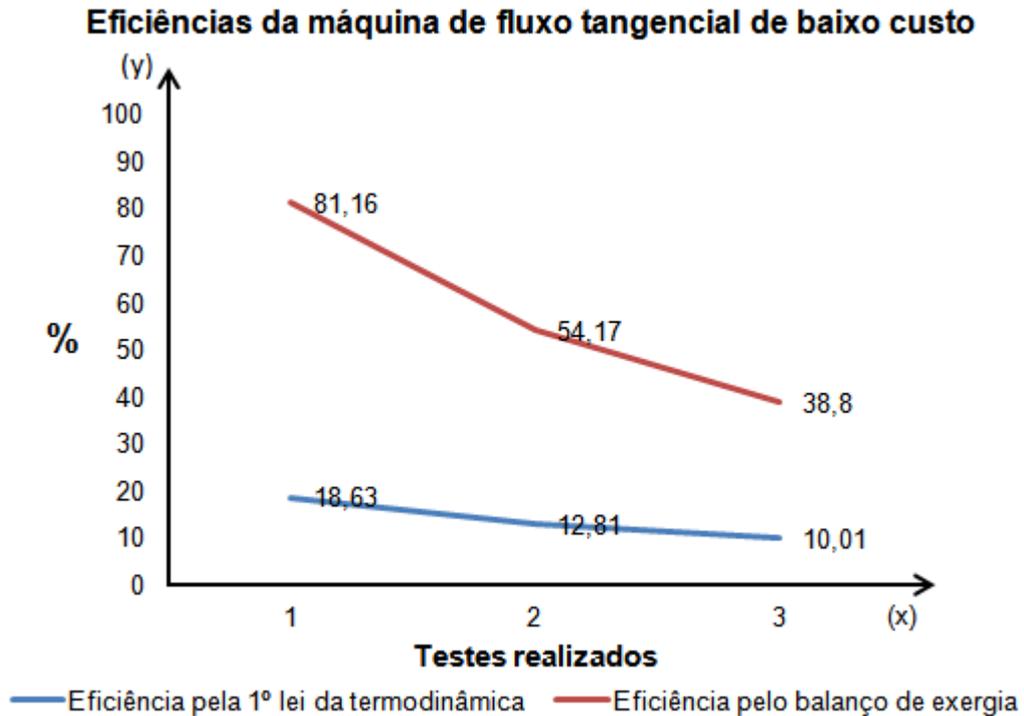
$$\text{Eficiência Teste 2} = \frac{\text{Potência medida}}{\Delta\varphi} = \frac{1218 \text{ W}}{9454,19 \text{ W}} \times 100 = 12,88 \%$$

$$\text{Eficiência Teste 3} = \frac{\text{Potência medida}}{\Delta\varphi} = \frac{1351 \text{ W}}{13438,67 \text{ W}} \times 100 = 10,01 \%$$

Com base na figura 35, que contém um gráfico com um comparativo entre as eficiências baseadas na primeira lei da termodinâmica e as eficiências do balanço de exergia, percebe-se que a melhor condição para este protótipo também se encontra no teste 1, no qual se encontra a menor pressão, mas que atinge, de forma

satisfatória, o objetivo inicial do estudo que foi a geração de potência mecânica no eixo de 1000 W, isto se deve pelo maior aproveitamento da potência útil oferecida ao processo.

Figura 35 – Comparativo da eficiência baseada na primeira lei da termodinâmica com a eficiência do balanço de exergia.



Fonte: Do autor (2016).

Os testes 2 e 3 apresentaram baixa eficiência em comparação ao teste 1. De acordo com a visão do autor, este comportamento se deve ao fato de haver muitas perdas da energia do escoamento do fluido em relação a pá do rotor. Acredita-se que o perfil da pá do rotor precisa possuir uma configuração geométrica específica para as velocidades e massas específicas dos casos 2 e 3, e que isso serve de motivação para estudos futuros. Acreditando-se que haverá um melhor aproveitamento e maior eficiência do sistema para estas duas situações.

## 5 CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou as principais fases de um projeto de uma máquina de fluxo tangencial de baixo custo, desde a fase conceitual, dimensionamento inicial, processos de fabricação e desenvolvimento de bancadas de testes para a validação do projeto proposto. Foi possível uma análise e entendimento prático das melhores configurações de todos os principais elementos construtivos que compõem uma máquina de fluxo tangencial, os quais foram validados através de experimentos práticos, com auxílio de gabaritos e equipamentos desenvolvidos paralelamente e que foram indispensáveis para a otimização do modelo proposto.

A literatura consultada fornece subsídios acadêmicos para o dimensionamento de máquinas de fluxo, mas não para a efetiva fabricação do componente, pois, além do investimento em pesquisa, foram necessárias inúmeras horas de trabalho para relacionar a teoria pesquisada com conceitos práticos de processos de fabricação. A partir da fabricação do primeiro protótipo, iniciou-se a pesquisa para o entendimento das variáveis que não são apresentadas pela literatura pesquisada, como por exemplo: folgas, espaçamentos, bico injetor.

Com base nos dados obtidos, testes e experimentos práticos realizados, conclui-se que o projeto alcançou resultados expressivos levando em consideração o baixo investimento. Todos os objetivos determinados inicialmente foram alcançados, dos quais o principal objetivo foi a geração de potência mecânica no eixo de 1000 W. De acordo com os testes realizados, verificou-se que a máquina de fluxo gera cerca de 1022 W quando a pressão do ar de alimentação é 517,11 kPa, nestas condições a máquina apresenta uma eficiência de 18,63%. No momento que

a pressão passa a ser 861,84 kPa, a máquina gera 1218 W, com uma eficiência de 12,88%. Já para a maior pressão do ar de alimentação, 1206,58 kPa, a potência gerada é de 1351 W e a eficiência da máquina é 10,05%. Isto só foi possível através da metodologia proposta do capítulo 3, que se demonstrou adequada para atender os objetivos propostos neste trabalho, além de proporcionar uma grande fonte de conhecimento possibilitando que o autor atuasse em todas as fases de um projeto de engenharia mecânica.

A cogeração pode atuar de forma eficiente neste protótipo, que foi testado com ar comprimido, mas que pode perfeitamente ser adaptado a sistemas de geração de energia com biogás (entre outros), gerando potência no eixo possibilitando a adaptação de geradores de energia elétrica. Acredita-se que, para uma melhor eficiência desta proposta, um estudo aprofundado na pá do rotor se faz necessário, já que é esta a configuração que transforma a energia cinética do escoamento do fluido em energia mecânica no eixo.

Comparando os resultados obtidos com a literatura específica para máquinas de fluxo, percebe-se que o baixo custo está diretamente associado à facilidade de fabricação do modelo apresentado neste estudo, sendo também proporcional a sua eficiência. Conforme citado na parte introdutória, propriedades importantes dos fluidos utilizados em máquinas de fluxo também são importantes para um aumento da eficiência do projeto. A eficiência de uma máquina de fluxo está diretamente relacionada ao grau de investimento em pesquisa e desenvolvimento de novas tecnologias, tendo em vista que o assunto é relevante e de alta complexidade.

## REFERÊNCIAS

- BOAVENTURA, E. M. **Metodologia da pesquisa: monografia, dissertação, tese**. São Paulo: Atlas, 2004.
- CHEMIN, Beatris F. **Manual da UNIVATES para trabalhos acadêmicos: planejamento, elaboração e apresentação**. 3. ed. Lajeado: UNIVATES, 2015. E-book. Disponível em: <<http://www.univates.br/biblioteca>>. Acesso em: 06 ago. 2015.
- ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações**. 3.ed – Porto Alegre: McGraw-Hill, 2015.
- ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Thermodynamics: an engineering approach**. 7. ed. Nova York: McGraw-Hill, 2011. Classificação: 621.43.016=20 C395t (ENG)
- FOX, Robert W.; PRITCHARD, Philip J.; MCDONALD, Alan T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013. Classificação: 531.3 F793i (CET)
- GIL, A. C. **Como elaborar projetos de pesquisa**. São Paulo: Atlas, 2010
- HALLIDAY, David; RESNICK, Robert; WALKER, Jearl. **Fundamentos de física**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, c2002. Classificação: 53 H188f (CET)
- HENN, É. A. L. **Máquinas de fluido**. 2º ed. UFSM: 2006.
- MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009. Classificação: 621.43.016 M829p (ENG)
- PRESSURE. **Compressores**. Catálogo de linha de produtos 2014. Disponível em : <[http://www.pressure.com.br/?pagina=produtos\\_detalhado/on40\\_425w.php](http://www.pressure.com.br/?pagina=produtos_detalhado/on40_425w.php)>. Acesso em 28 abr.2016.
- SANTOS, F. B. P. S **Fundamentos teóricos relacionados a cogeração e o exemplo da central da cogeração Infoglobo**. 176 f. Monografia – Universidade

Federal do Rio de Janeiro. Faculdade Federal do Rio de Janeiro. Departamento Engenharia Elétrica, Rio de Janeiro, 2008. Disponível em: <<http://monografias.poli.ufrj.br/monografias/monopoli10001201.pdf>>. Acesso em: 20 ago. 2015.

SHAEFFER, Roberto; SZKLO, Alexandre (2001). **Uma aposta de áreas relevantes para atividades de P&D a serem implementadas pelo fundo setorial de energia – CTENERG**. Rio de Janeiro: programa de planejamento energético - COPPE/UFRJ.

SOUZA, Z. de. **Projeto de Máquinas de Fluxo – Tomo I – Base Teórica e experimental**. 1. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2011.

SOUZA, Z. de. **Projeto de Máquinas de Fluxo – Tomo III – Turbinas Hidráulicas com Rotores tipo Francis**. 1. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2011.

RICHARDSON, R. J. et al. **Pesquisa social: métodos e técnicas**. São Paulo: Atlas, 1989.

ROJAS, Sílvia. P. **Análise exergética, termoeconômica e ambiental de um sistema de geração de energia. Estudo de caso: Usina Termoelétrica UTE – Rio Madeira**. 176 f. Dissertação de mestrado – Universidade de Brasília. Departamento Tecnologia, Brasília, 2007. Disponível em: <[http://repositorio.unb.br/bitstream/10482/2826/1/2007\\_SilviallenaPROjas.pdf](http://repositorio.unb.br/bitstream/10482/2826/1/2007_SilviallenaPROjas.pdf)>. Acesso em: 20 ago. 2015.

TOTALFIX. **Ferramentas**. Catálogo de linha de produtos 2016. Disponível em: [http://totalfix.com.br/site/\\_produto/fresa-angular-de-topo-hss-corte-a-direita-45-50-55-e-60-din-842-a/](http://totalfix.com.br/site/_produto/fresa-angular-de-topo-hss-corte-a-direita-45-50-55-e-60-din-842-a/). Acesso em 28 de abr. 2016.

VAN WYLEN, Gordon J.; SONNTAG, Richard E.; BORGNAKKE, Claus. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. São Paulo: Edgard Blücher, 2012. Classificação: 621.43.016 V285f (ENG)

YIN, R. K.; GRASSI, D. **Estudo de caso: planejamento e métodos**. Porto Alegre: Bookman, 2005.