



**Ana Paula Ost  
Claudia Vanessa Kraulich**

**DIMENSIONAMENTO E MODELAGEM DE UM ROTOR DE  
TURBINA PELTON PARA SER APLICADO EM UMA  
BANCADA DIDÁTICA**

**Horizontina**

**2013**

**Ana Paula Ost  
Claudia Vanessa Kraulich**

**DIMENSIONAMENTO E MODELAGEM DE UM ROTOR DE TURBINA  
PELTON PARA SER APLICADO EM UMA BANCADA DIDÁTICA**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Horizontina.

ORIENTADOR: Ademar Michels, Dr.

**Horizontina  
2013**

**FAHOR - FACULDADE HORIZONTINA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:**

**“Dimensionamento e Modelagem de um Rotor de Turbina para ser Aplicado em  
uma Bancada Didática”**

**Elaborada por:**

**Ana Paula Ost  
Claudia Vanessa Kräulich**

como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em  
Engenharia Mecânica

**Aprovado em: 02/12/2013  
Pela Comissão Examinadora**

---

**Dr. Ademar Michels  
Presidente da Comissão Examinadora - Orientador**

---

**Dr. Fabiano Cassol  
FAHOR – Faculdade Horizontina**

---

**Me. Anderson Dal Molin  
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Horizontina  
2013**

### **À FAMÍLIA...**

A vocês que compartilharam nossos ideais, incentivando-nos a prosseguir e mantiveram-se sempre ao nosso lado. Dedicamos-lhes essa conquista com a mais profunda admiração e respeito. A vocês: o sonho, o abraço, o diploma.

### **AGRADECIMENTO**

Á Deus, por nos ter proporcionado chegarmos até aqui. À família, pelo apoio incondicional em todos os momentos. Aos professores que nos orientaram durante todo o período de graduação, em especial ao nosso professor orientador Ademar Michels e ao professor e amigo Ricardo Severo que não pode nos acompanhar até o final desta conquista.

“No que diz respeito ao empenho, ao compromisso, ao esforço, à dedicação, não existe meio termo. Ou você faz uma coisa bem feita ou não faz.”

Ayrton Senna

## RESUMO

As turbinas hidráulicas dividem-se em diversos tipos, sendo os principais: Pelton, Francis, Kaplan e Bulbo. A escolha do tipo de turbina varia conforme a aplicabilidade, onde cada tipo é indicado para funcionar em uma determinada faixa de vazão e queda. O rotor é a parte principal de uma turbina hidráulica, pois é nele que ocorre a transformação da energia mecânica em energia de fluido, ou da energia de fluido em energia mecânica. Sendo assim, este trabalho apresenta e objetiva o dimensionamento, modelagem e prototipagem do rotor de uma turbina tipo Pelton para ser aplicado à uma bancada didática que simule o funcionamento de uma Central Hidrelétrica de vazão  $0,005 \text{ m}^3/\text{s}$ , 500 RPM e altura de 20 m. A utilização de bancadas didáticas como método que venha a ampliar e facilitar a qualificação de futuros engenheiros que sejam capacitados à dimensionar, projetar e analisar máquinas de fluxo, evoluiu significativamente frente à complexidade do funcionamento das máquinas de fluxo. As turbinas Pelton possuem uma larga faixa de aplicação e geralmente destacam-se nas Centrais Hidrelétricas devido à tendência a não cavatarem. Tal fator e também a facilidade de manutenção, fabricação e construção, foram cruciais para a escolha do rotor. Através do resultado dos cálculos foi elaborado o modelamento dos componentes do rotor em 3D com o uso do *Software Solidworks*. Com o modelamento do rotor, foi realizada a simulação de escoamento utilizando o *Flow Simulation*, e após a construção do protótipo. Conclui-se que a construção do protótipo proporcionou a validação do memorial dos cálculos e da modelagem, e que o mesmo é viável para a aplicação desejada.

**Palavras-chave:** Pelton. Rotor. Dimensionamento.

## **ABSTRACT**

Turbines are divided into several types, the most important are: Pelton, Francis, Kaplan and Bulb. The choice of turbines varies according to the applicability, where each type is indicated to operate in a certain range of flow rate and fall. The rotor is the major part of a hydraulic turbine, in it occurs the transformation of the mechanical energy in work energy or of the work energy in mechanical energy. Thus, this paper presents as main objective, the design, modeling and prototyping of the rotor of a Pelton turbine to be applied to a didactic workbench that simulates the operation of a hydropower plant, with a flow rate  $0.005 \text{ m}^3/\text{s}$ , 500 rpm and a fall of 20m. The use of workbenches as a didactic method to expand and facilitate the qualification of future engineers, who are trained to scale, design and analyze flow machines, has evolved significantly, considering the complexity of the operation of turbines. The Pelton turbines have a wide range of application and generally stand out in Hydroelectric due to the tendency to not cavitating. This factor and also the ease of maintenance, fabrication and construction, where crucial, to the choice of the rotor. When the results of the calculations were prepared the modeling of the rotor components in 3D using Solidworks Software. When the rotor modeling, the simulation was performed in Flow Simulation, and after the construction of the prototype. In conclusion the construction of the prototype provided validation of the results of the calculations and modeling, and that it is feasible for the desired application.

**Keywords:** Pelton. Rotor. Dimensioning.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Exemplos de rotores .....	14
Figura 2 - Exemplos de sistema diretor de uma turbina hidráulica .....	15
Figura 3 - Campo de aplicação de turbinas hidráulicas.....	17
Figura 4 - Seleção de turbinas hidráulicas.....	18
Figura 5 - Partes da imagem de domínio público da ilustração da patente original.....	20
Figura 6 - Gráfico de Hitachi para escolha do número de jatos .....	21
Figura 7 - Gráfico número de jatos (Turbina Pelton).....	22
Figura 8 - Determinação Gráfica do número de pás .....	25
Figura 9 - Forma e dimensões da pá .....	26
Figura 10 - Ângulo da Pá de turbina Pelton .....	26
Figura 11 - Pá da turbina Pelton.....	27
Figura 12 - Componentes do bocal injetor .....	28
Figura 13 - Detalhes do diâmetro do bocal .....	29
Figura 14 - Grandezas para o dimensionamento da agulha.....	30
Figura 15 – Evolução na Modelagem do Rotor .....	38
Figura 16 - Rotor com malha .....	39
Figura 17 - Refinamento da Malha .....	39
Figura 18 - Variação de velocidade de escoamento do fluido.....	40
Figura 19 - Pressão do fluido sobre as pás do rotor .....	41
Figura 20 - Pás e Rotor.....	42
Figura 21 - Protótipo Turbina Pelton .....	42

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>11</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO DA LITERATURA .....</b>	<b>14</b>
2.1	MÁQUINAS DE FLUXO.....	14
2.1.1	ELEMENTOS CONSTRUTIVOS DAS MÁQUINAS DE FLUXO.....	14
2.1.2	CLASSIFICAÇÃO DAS MÁQUINAS DE FLUXO .....	15
2.2	MÉTODOS DE SELEÇÃO E APLICAÇÃO DE TURBINAS HIDRÁULICAS .....	16
2.3	TURBINAS TIPO PELTON.....	19
2.3.1	DETERMINAÇÃO DO NÚMERO DE JATOS.....	21
2.3.2	VELOCIDADE DO JATO.....	23
2.3.3	DIÂMETRO MÁXIMO DO JATO.....	23
2.3.4	RODA .....	24
2.3.5	FORMA E DIMENSÕES DA PÁ .....	24
2.3.6	BICO INJETOR .....	28
2.4	MODELAGEM DE MÁQUINAS DE FLUXO .....	30
2.4.1	DINÂMICA DOS FLUÍDOS COMPUTACIONAIS .....	31
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>33</b>
3.1	MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS.....	33
3.2	MATERIAIS E EQUIPAMENTOS .....	34
<b>4</b>	<b>APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS .....</b>	<b>36</b>
4.1	MEMORIAL DE CÁLCULO .....	36
4.1.1	CÁLCULOS INICIAIS .....	36
4.1.2	RODA .....	36
4.1.3	FORMA E DIMENSÕES DA PÁ .....	36
4.1.4	BICO INJETOR .....	37
4.2	MODELAMENTO.....	38
4.3	SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL.....	38
4.3.1	PARÂMETROS DE ENTRADA.....	38
4.3.2	VELOCIDADE DE ESCOAMENTO DO FLUÍDO .....	40
4.3.3	PRESSÃO DO FLUÍDO SOBRE AS PÁS DO ROTOR.....	40
4.4	FABRICAÇÃO E CONSTRUÇÃO PROTÓTIPOS.....	41
<b>5</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS .....</b>	<b>43</b>

<b>6</b>	<b>SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>44</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>45</b>
	<b>APÊNDICE A – MOLDE DA PÀ EM ALUMÍNIO.....</b>	<b>46</b>
	<b>APÊNDICE B – DESENHO 2D DOS COMPONENTES DO ROTOR .....</b>	<b>47</b>
	<b>ANEXO A – CERTIFICADO DE PARTICIPAÇÃO .....</b>	<b>49</b>

# 1 INTRODUÇÃO

Desde as mais remotas eras, o conhecimento sobre a energia contida nos fluídos e sua utilização econômica tem sido um dos fatores primordiais para o desenvolvimento da humanidade. Antigos registros datam que povos, como os egípcios e os gregos, usavam rodas hidráulicas para moer grãos de cereais, cerca de 3000 a.C. (HENN, 2011).

Para substituir estas rodas milenares que eram utilizadas no acionamento de moinhos, teares e pequenas manufaturas, foram sendo projetadas, construídas e colocadas em operação, as turbinas hidráulicas. As turbinas hidráulicas vêm evoluindo há cerca de duzentos anos e hoje, são quase que exclusivamente destinadas à geração de energia elétrica.

No Brasil o aproveitamento dos recursos hídricos para a geração de energia elétrica foi iniciado no final do século XIX com o aproveitamento através de pequenas Centrais Hidrelétricas, intensificando-se após o término da Segunda Guerra Mundial, pois houve no país um grande processo de industrialização, ocasionando o aumento da demanda por energia elétrica (ELETROBRÁS, 2000).

Frente à complexidade do funcionamento das turbinas hidráulicas e ao atual contexto crescente em termos de geração e aproveitamento de energia em nosso país, buscam-se, cada vez mais, métodos que venham a ampliar e facilitar a qualificação de futuros Engenheiros que sejam capacitados à dimensionar, projetar e analisar tais máquinas de fluxo.

Bortolaia, Rasia e Valdiero (2011) apud Javaroni (2007), afirma que experimentos práticos durante o decorrer do estudo aumentam consideravelmente o aprendizado e o interesse do aluno no assunto em questão. Sendo assim, identificou-se a oportunidade do desenvolvimento de uma bancada didática que oportunize o estudo prático e experimental de uma Central Hidrelétrica nos cursos de Engenharia na Faculdade de Horizontina (FAHOR).

A motivação final deu-se pela aprovação do projeto em questão no Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPQ), oportunizou com que o mesmo tenha recursos financeiros próprios para o seu desenvolvimento. Bancadas como esta apresentam um alto custo, fator o qual justifica até então a sua inexistência nos cursos de graduação da Faculdade.

A problemática da pesquisa consiste no fato de que a aquisição de kits ou bancadas didáticas existentes no mercado têm um custo proibitivo para uma parcela expressiva das instituições brasileiras de ensino superior.

Para adequar-se aos recursos disponíveis, os próprios acadêmicos irão projetar, dimensionar e montar a bancada didática, sendo assim o desafio deste projeto consiste, justamente, no dimensionamento e prototipagem de um dos principais componentes da turbina hidráulica: o rotor.

As turbinas hidráulicas dividem-se em diversos tipos, sendo os principais: Pelton, Francis, Kaplan e Bulbo. A escolha do tipo de turbina varia conforme a aplicabilidade, onde cada tipo é indicado para funcionar em uma determinada faixa de vazão e queda.

Considerando a aplicabilidade em uma bancada didática de vazão  $0,005 \text{ m}^3/\text{s}$ , altura de 20 m (que será artificialmente simulada por uma bomba hidráulica) e rotação de 500 RPM, reduz-se as opções para rotor Francis, Michell-Banki e Pelton. Levando em consideração a facilidade na fabricação, instalação e manutenção e também ao desejo que não ocorra o fenômeno da cavitação, optou-se pelo rotor tipo Pelton.

Sendo assim o objetivo geral deste trabalho é dimensionar o rotor de uma Turbina tipo Pelton para ser aplicado à uma bancada didática que simule o comportamento de uma Central Hidrelétrica.

Como objetivos específicos têm-se: elaborar um memorial de cálculo do rotor Pelton; elaborar o modelo 3D do rotor Pelton; simular o funcionamento do rotor no *Software SolidWorks Flow Simulation*; e construir o protótipo do rotor.

Este trabalho possui uma estrutura composta por quatro capítulos, que formam uma sequência dos assuntos em sua ordem de desenvolvimento, visando organização e compreensão.

No capítulo 1 apresenta-se o problema da pesquisa, a justificativa, os objetivos e a estrutura de divisão sequencial.

O capítulo 2 está dedicado à apresentação da revisão de literatura, com informações teóricas para a aplicação em questão, onde o estudo do roteiro de cálculo para o dimensionamento do rotor tipo Pelton se destaca.

O capítulo 3 apresenta o método de pesquisa e desenvolvimento utilizado neste trabalho, assim como as atividades realizadas, de forma detalhada.

No capítulo 4 estão apresentados e analisados os resultados obtidos ao final do estudo, enfatizando algumas ferramentas necessárias para a concepção, aplicadas conforme metodologia proposta.

Na última fase apresentam-se as conclusões da pesquisa, abordando a concepção do produto e as discussões sobre o mesmo, seguido das referências bibliográficas.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo procura-se apresentar as fundamentações teóricas gerais sobre máquinas de fluxo, bem como todo o embasamento teórico necessário para o correto dimensionamento do rotor de uma turbina tipo Pelton que atenda o objetivo do presente trabalho.

### 2.1 MÁQUINAS DE FLUXO

De acordo com Souza (2011), máquina de fluxo é toda máquina que se utiliza de um fluido como meio de trabalho, Henn (2011) complementa a ideia ao afirmar que as máquinas de fluxo atuam como transformadores de energia, utilizando como meio operante o fluido que, em sua passagem pela máquina interagem com o elemento rotativo, não se encontrando em momento algum confinado.

#### 2.1.1 Elementos Construtivos das Máquinas de Fluxo

Segundo Barbosa (2010) as máquinas de fluxo são constituídas basicamente de dois elementos construtivos fundamentais: o rotor e o sistema diretor.

Segundo Henn (2011) o rotor é o órgão principal de uma máquina de fluxo, nele ocorre a transformação de energia mecânica em energia de fluido, ou energia de fluido em energia mecânica. É constituído geralmente por um número de pás giratórias por onde circula o fluido de trabalho, conforme pode ser observado na figura 1.

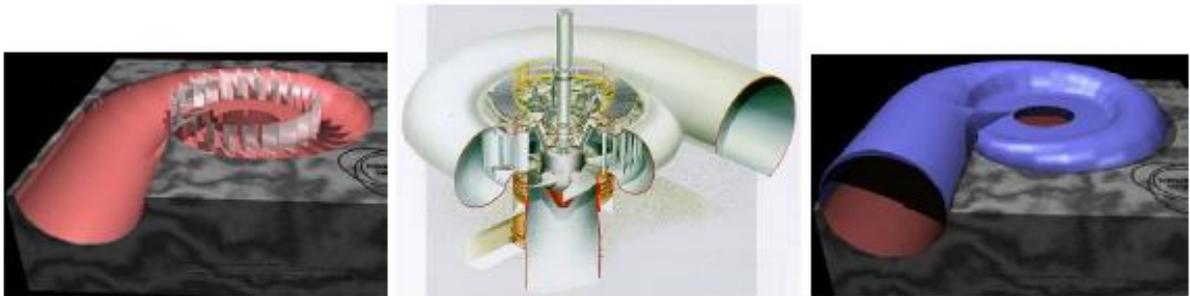
Figura 1 - Exemplos de rotores



Fonte: Brasil, 2010.

O sistema diretor (figura 2) possui a função de coletar o fluido e dirigi-lo para um caminho determinado. Muitas vezes essa função é acompanhada da função de transformador de energia.

Figura 2 - Exemplos de sistema diretor de uma turbina hidráulica.



Fonte: Brasil, 2010.

Na saída do sistema diretor de alguns sistemas é fundamental a presença de um difusor que transforma a energia de velocidade do fluido em energia de pressão. Em outras turbinas, como a Pelton, o sistema diretor é um injetor, que transforma a energia de pressão do fluido em energia de velocidade, a qual irá movimentar as pás do rotor (HENN, 2011).

### 2.1.2 Classificação das Máquinas de Fluxo

Entre os diferentes critérios que podem ser utilizados para classificar as máquinas de fluxo, podem-se citar os seguintes (HENN, 2011):

- Segundo a direção da conversão de energia;
- Segundo a forma dos canais entre as pás do rotor;
- Segundo a trajetória do fluido no rotor.

Segundo a direção da conversão de energia as máquinas de fluxo são divididas em duas categorias, máquinas de fluxo motoras, as quais transformam energia de fluido em energia mecânica, ou seja, utiliza-se da energia oriunda da hidráulica ou térmica para fornecer trabalho mecânico; e máquinas de fluxo geradoras, que recebendo o trabalho mecânico de um meio externo e o transformam em energia hidráulica ou térmica de pressão.

Segundo a forma dos canais entre as pás do rotor as máquinas de fluxo são subdivididas em máquinas de ação e reação. Nas máquinas de ação, a função dos canais é simplesmente servir de guia ou desviadores de fluxo do fluido, não havendo variação da pressão do fluido que passa pelo rotor. Nas máquinas de reação, a função dos canais é variar a pressão do fluido, dependendo da transformação de energia podem ser chamadas de turbinas ou bombas (HENN, 2011). No caso das turbinas há uma redução da pressão, já nas bombas há um aumento da pressão do fluido que passa através do rotor.

Segundo a trajetória do fluido no rotor encontramos as máquinas de fluxo radial, nas quais o fluido percorre uma trajetória predominantemente radial ao eixo do rotor. De fluxo axial, onde o fluido percorre o caminho paralelamente ao eixo do rotor. De fluxo tangencial, sendo que o fluido escoar de forma tangencial ao rotor, geralmente proveniente de um jato injetor como no caso das turbinas Pelton. E também há situações onde o fluido escoar de uma forma que não é axial ou radial, neste caso, denomina-se fluxo misto, diagonal ou semi-axial, onde o fluido percorre o rotor em um sentido cônico.

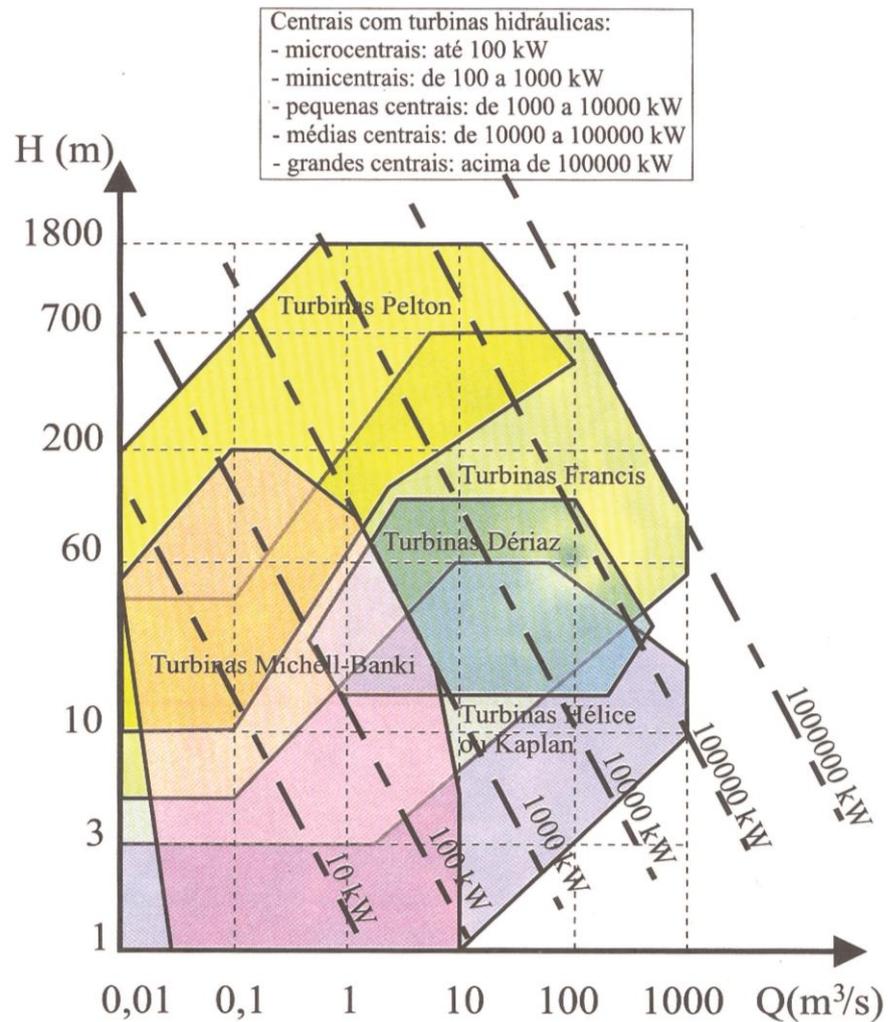
## 2.2 MÉTODOS DE SELEÇÃO E APLICAÇÃO DE TURBINAS HIDRÁULICAS

O campo de aplicação das máquinas de fluxo é amplo e sujeito a regiões de sobreposição, o que torna muitas vezes difícil definir qual a máquina mais adequada para determinada aplicação.

Como critério de escolha de uma turbina leva-se em consideração a altura de queda, a vazão e a potência. Esta escolha depende ainda do número de rotações do gerador que a turbina irá acionar (MACINTYRE, 1983).

Como pode ser visto na figura 3, a ocorrência de regiões em que podem ser selecionados mais de um tipo de máquina necessita da utilização de critérios extras de seleção, como o custo do gerador elétrico, risco de cavitação, flexibilidade de operação, construção civil, facilidade de manutenção, entre outros critérios para selecionar a melhor máquina para a determinada aplicação (HENN, 2011).

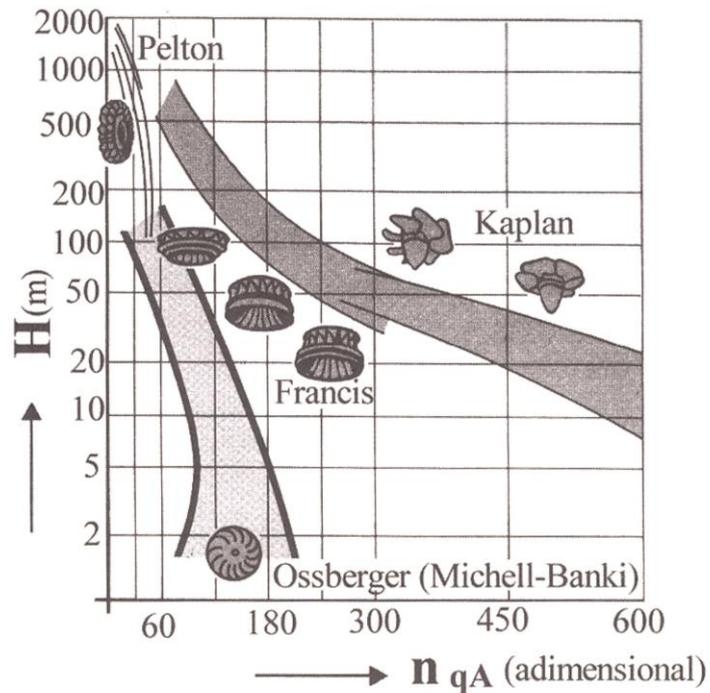
Figura 3 - Campo de aplicação de turbinas hidráulicas



Fonte: Henn, 2011.

Henn (2011) indica ainda outro método para a seleção de turbinas hidráulicas usado pela empresa Ossberger, da Alemanha, fabricante de turbinas hidráulicas Michell-Banki. O método pode ser observado na figura 4 e leva em consideração a velocidade de rotação específica ( $n_{qA}$ ) e a altura da queda (H).

Figura 4 - Seleção de turbinas hidráulicas



Fonte: Henn, 2011, p 111.

A velocidade de rotação específica ou  $n_{qA}$  (equação 1) está associada à forma e proporções dos rotores das máquinas de fluxo e pode ser definida como a velocidade de rotação de uma máquina de fluxo geometricamente semelhante à considerada, mas dimensionada para um salto energético de 1J/kg e uma vazão de 1m<sup>3</sup>/s (HENN, 2011).

$$n_{qA} = 10^3 \cdot n \frac{Q^{\frac{1}{3}}}{Y^{\frac{2}{3}}} \quad (1)$$

Onde:

$n$  = velocidade de rotação da máquina, em RPS (Hz);

$Q$  = vazão da máquina, em m<sup>3</sup>/s;

$Y$  = salto energético específico, em J/kg.

A determinação do  $n_{qA}$  é um elemento fundamental para a seleção de determinado tipo de máquina mais adequado à determinada situação. Com base em ensaios de modelos, pesquisadores e fabricantes determinaram faixas de valores de

$n_{qA}$  para as quais os diversos tipos de máquinas possuem o seu melhor rendimento (ver quadro 1).

Quadro 1 - Valores de " $n_{qA}$ " indicados para diferentes tipos de máquinas de fluido

Turbina hidráulica Pelton	$n_{qa} = 5$ a $70$
Turbina hidráulica Francis Lenta	$n_{qa} = 50$ a $120$
Turbina hidráulica Francis Normal	$n_{qa} = 120$ a $200$
Turbina hidráulica Francis Rápida	$n_{qa} = 200$ a $320$
Turbina hidráulica Michell-Banki	$n_{qa} = 30$ a $210$
Turbina Dériaz	$n_{qa} = 200$ a $450$
Turbina Kaplan e Hélice	$n_{qa} = 300$ a $1000$
Turbina a vapor e a gás com admissão parcial	$n_{qa} = 6$ a $30$
Turbina a vapor e a gás com admissão total	$n_{qa} = 30$ a $300$
Bomba de deslocamento positivo	$n_{qa} < 30$
Bomba centrífuga	$n_{qa} = 30$ a $250$
Bomba semi-axial ou de fluxo misto	$n_{qa} = 250$ a $450$
Bomba axial	$n_{qa} = 450$ a $1000$
Compressor de deslocamento positivo	$n_{qa} < 20$
Ventilador e turbo compressor centrífugo	$n_{qa} = 20$ a $330$
Ventilador e turbo compressor axial	$n_{qa} = 330$ a $1800$

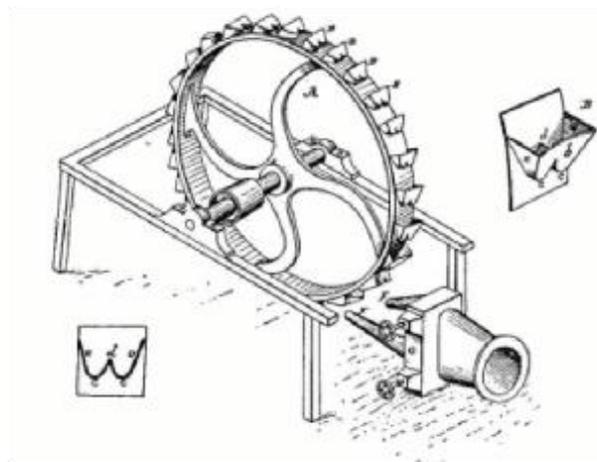
**Fonte:** Henn, 2011.

### 2.3 TURBINAS TIPO PELTON

As turbinas Pelton são chamadas assim devido ao nome de seu idealizador, Allan Lester Pelton, que em 1880 pôs em funcionamento o primeiro rotor com a forma atual (HACKER INDUSTRIAL).

Pelton recebeu a primeira patente em 1880, e dentro de 15 anos, seus rotores foram usados em usinas ao redor do mundo todo. A figura 5 contém partes da imagem de domínio público da ilustração da patente original.

Figura 5 - Partes da imagem de domínio público da ilustração da patente original



**Fonte:** MSPC, 2013.

A turbina Pelton ou de impulso é comumente utilizada em usinas cuja altura da queda d'água é maior do que 250m, embora seja também utilizada para alturas menores. Há instalações de usinas nos Alpes suíços em que a altura chega a quase 1.800m. (COSTA, 2003).

Com relação à vazão de água, as turbinas Pelton podem ser empregadas tanto em pequenas vazões (0,1 m<sup>3</sup>/s) quanto em médias vazões (50 m<sup>3</sup>/s) (HACKER, [s.a.]).

A turbina Pelton é constituída basicamente de um bico injetor e de um rotor. O rotor possui várias pás em torno de sua circunferência, o jato atinge as pás a uma pressão constante a qual impulsiona a turbina (MACINTYRE, 1983).

As pás possuem um formato característico de concha que desvia o fluxo para uma direção quase oposta a direção de origem. As conchas tem cavidades duplas para distribuir o fluxo igualmente para cada lado de modo que os esforços axiais se anulam.

Essas turbinas podem ser de eixo vertical ou horizontal. O eixo vertical torna possível a incidência de quatro a seis jatos, enquanto que o eixo horizontal permite no máximo a incidência de dois jatos, contudo é mais econômico, pois permite um acesso mais fácil para manutenções e reparos que as pás possam necessitar, não havendo a necessidade de desmontar a turbina para realização dos mesmos. O melhor rendimento total possível é quando o rotor Pelton com eixo horizontal é

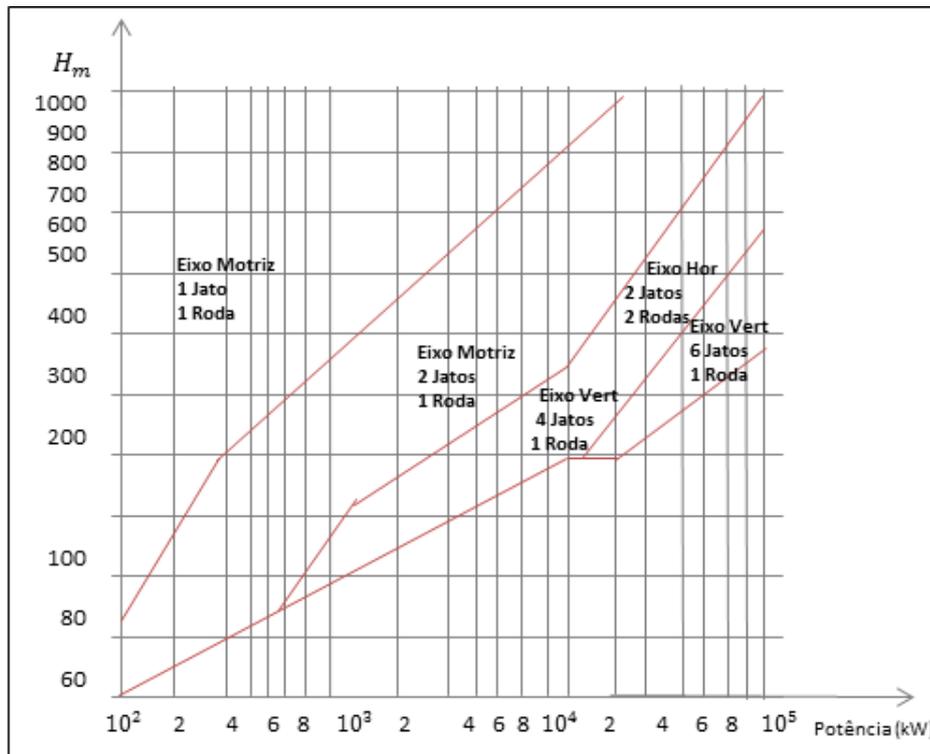
acionado por um só jato. O eixo vertical permite maiores velocidades e é preferido em grandes instalações (PFLEIDERER, 1979).

### 2.3.1 Determinação do número de jatos

A incidência de jatos sobre o rotor, em cada volta, depende do número destes, de modo que, quanto maior a queda, menor deverá ser o número de impactos sobre a pá por minuto, do mesmo modo, quanto maior o número de jatos, maior a potência para uma mesma queda e também maior será o desgaste por abrasão, caso a água contiver areia em suspensão (MACINTYRE, 1983).

A escolha do número de jatos pode se dar de maneira gráfica utilizando-se do gráfico da Hitachi (figura 06), desde que se conheça a altura de queda (H) e os valores de potência (N):

Figura 6 - Gráfico de Hitachi para escolha do número de jatos



Fonte: Adaptado de Macintyre (1983).

Para a determinação do número de jatos (a), Macintyre (1983), sugere a utilização da equação 2.

$$a = \left( \frac{n \sqrt{N}}{25 \times H(\text{pés})} \right)^2 \quad (2)$$

Onde:

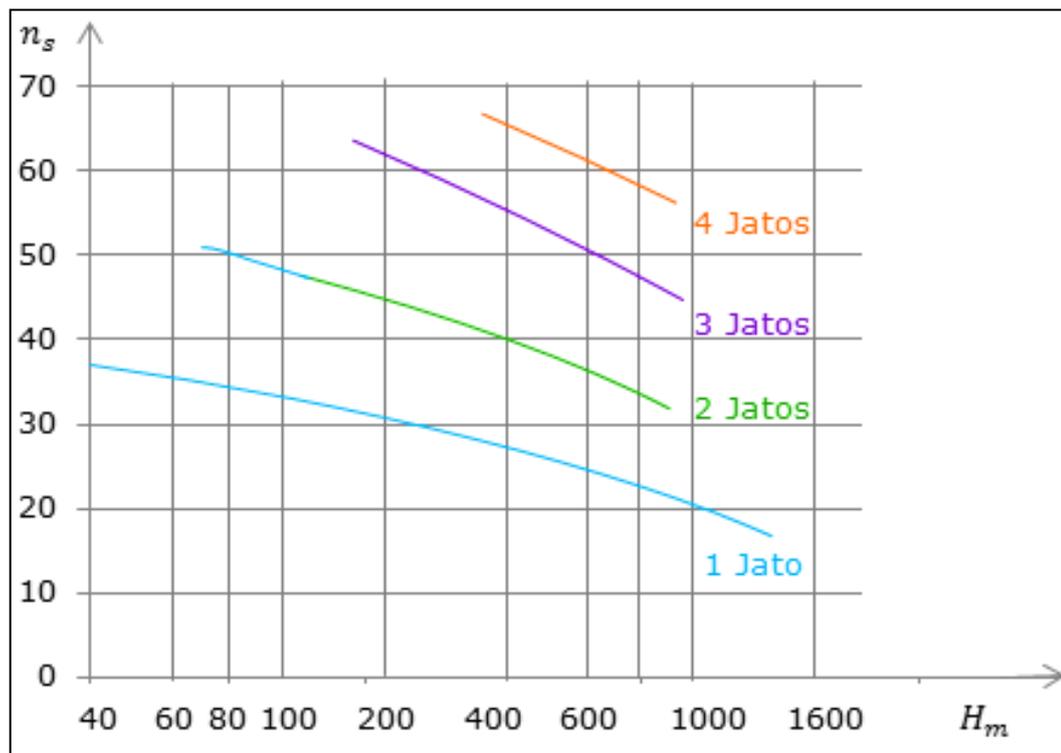
n = rotação (rpm);

N = potência (cv);

H = altura de queda (m).

Ou ainda baseado na velocidade específica ( $n_{qA}$ ), em conjunto com o uso do gráfico da figura 7 que indica o número de jatos em função da velocidade específica (equação 1).

Figura 7 - Gráfico número de jatos (Turbina Pelton)



Fonte: Adaptado de Macintyre, 1983.

### 2.3.2 Velocidade do Jato

A velocidade do jato ( $c_1$ ) é a velocidade com que a água sai do bocal injetor. É dada em m/s e pode ser calculada pela seguinte equação (PFLEIDERER, 1979):

$$c_1 = \varphi \sqrt{2gH} \quad (3)$$

Onde:

$\varphi$  = coeficiente de velocidade (0,99)

$g$  = gravidade (m/s<sup>2</sup>)

$H$ : altura (m)

### 2.3.3 Diâmetro Máximo do Jato

Segundo Pfleiderer (1979), o dimensionamento da pá é feito exclusivamente mediante dados práticos e em função do máximo diâmetro do jato ( $d_{\max}$ ).

$$d_{\max} = 151 \sqrt{\frac{N}{a \times \eta}} \quad (4)$$

Onde:

$N$  = potência unitária (cv)

$a$  = número de jatos

$\eta$  = rendimento total da turbina

O diâmetro máximo do jato pode ainda ser determinado pela fórmula de Macintyre (1983) em função da vazão.

$$d_{\max} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_1}} \quad (5)$$

Onde:

$Q$  = vazão volumétrica (m<sup>3</sup>/s)

$c_1$  = velocidade do jato na saída do injetor (m/s)

### 2.3.4 Roda

A roda da turbina Pelton é a parte onde são fixadas as pás, que recebem o jato proveniente do injetor.

É necessário o conhecimento da velocidade periférica da roda ( $\mu_2$ ) e da velocidade angular da roda ( $\omega$ ) para o dimensionamento do rotor Pelton (PFLEIDERER, 1979).

$$\mu_2 = \sqrt{\frac{1}{\Psi} \cdot C_1} \quad (6)$$

Onde:

$\Psi$  = coeficiente de pressão (4,5 a 5,5);

$C_1$  = velocidade do jato na saída do rotor, dada em m/s (equação 3);

O raio da roda Pelton é a distância do seu eixo de rotação ao eixo geométrico do jato. O diâmetro da roda (D) pode ser definido fazendo uso da equação 7 (PFLEIDERER, 1979).

$$D = \frac{2\mu_2 \cdot 60}{2\pi n} \quad (7)$$

Onde:

$\mu_2$  = velocidade periférica da roda (m/s);

n = rotação (rpm).

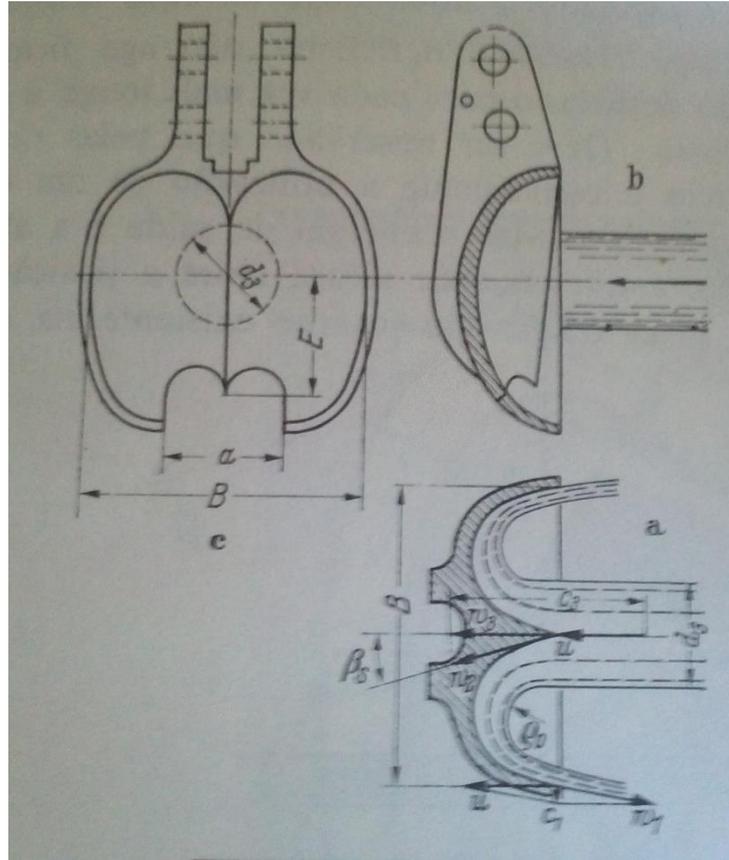
### 2.3.5 Forma e Dimensões da Pá

Segundo Macintyre (1983), o número de pás de uma turbina Pelton pode ser obtido por um processo gráfico ou pelo emprego de fórmulas empíricas.

O processo gráfico (figura 8) consiste em determinar qual o máximo afastamento entre duas pás consecutivas que garanta, para uma dada condição de funcionamento, ser a água apanhada por uma pá da turbina.



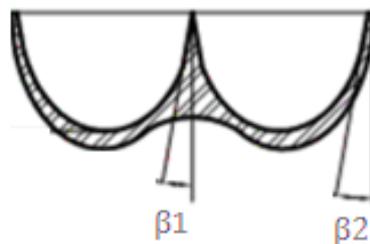
Figura 9 - Forma e dimensões da pá



Fonte: Macintyre. 1983.

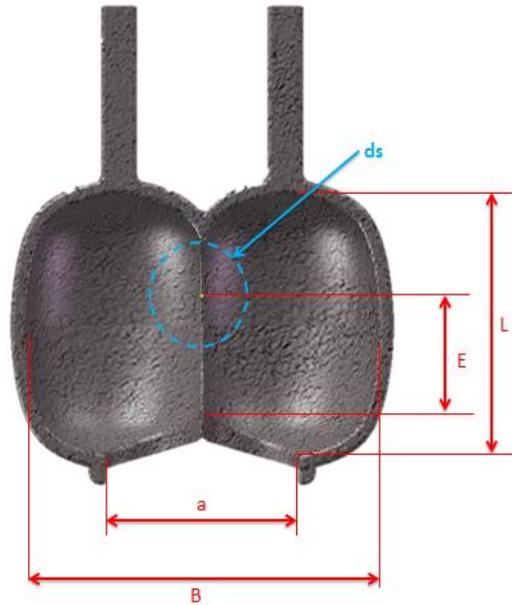
De acordo com Pfeleiderer (1979), a superfície das pás deve ser conveniente para a direção radial de admissão do jato, ela é formada de maneira que ao longo de toda a aresta de saída elíptica exista um ângulo da pá  $\beta_1$  (figura 11) suficientemente pequeno. O mesmo autor ressalta que deve-se tomar sempre o valor mais próximo possível do limite, entre  $4^\circ$  e  $7^\circ$ , sendo este valor condicionado pelo fato de que o jato existente na carga total não deve alcançar a próxima pá.

Figura 10 - Ângulo da Pá de turbina Pelton



Fonte: Adaptado de Pfeleiderer, 1979.

Figura 11 - Pá da turbina Pelton



Fonte: Adaptado de Pfeleiderer, 1979.

A largura (B) da pá, conforme figura 11, é limitada pelo raio de curvatura que na superfície interna do jato não deve ser muito pequeno. Desejando-se o máximo rendimento a carga total, deve-se tomar B como:

$$B = (3,5 \text{ a } 4) \cdot d_{m\acute{a}x} \quad (9)$$

No plano mais longitudinal do rotor perpendicular ao eixo do jato, coloca-se o ponto mais interno da aresta de entrada junto no limite do jato e o ponto mais externo a uma distância “E”. Esta medida recebe o nome de “excesso” e pode ser calculada pela fórmula:

$$E = (0,9 \text{ a } 1,2) \cdot d_{m\acute{a}x} \quad (10)$$

A pá recebe um recorte na parte mais externa a largura, de maneira que o jato não alcance a pá muito cedo, sendo definido por Pfeleiderer (1979) conforme equação:

$$a = 1,2 \cdot d_{m\acute{a}x} + 5 \quad (11)$$

Para o restante das dimensões principais a prática aconselha a utilização dos valores encontrados pelas seguintes equações (MACINTYRE, 1983):

$$L = (2,5 \text{ a } 2,8) \cdot d_{m\acute{a}x} \quad (12)$$

$$T = (0,8 \text{ a } 1,0) \cdot d_{m\acute{a}x} \quad (13)$$

Onde:

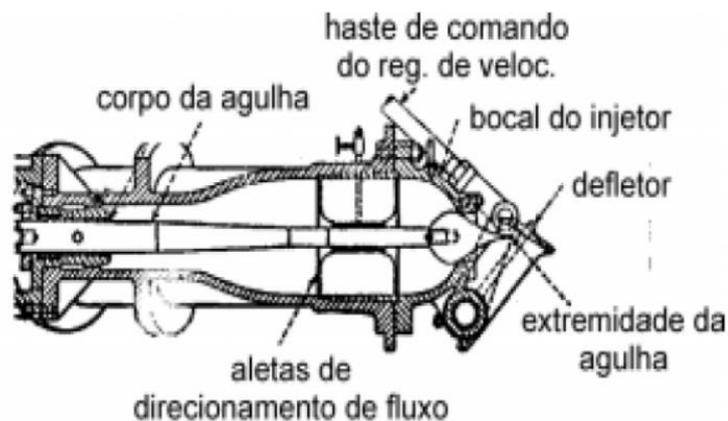
L = Comprimento da pá (m);

T = espessura da pá (m).

### 2.3.6 Bico Injetor

O distribuidor nas turbinas Pelton é o bocal injetor que tem por finalidade direcionar e regular o jato d'água para o acionamento do rotor da turbina. Seus principais componentes podem ser observados na figura 12.

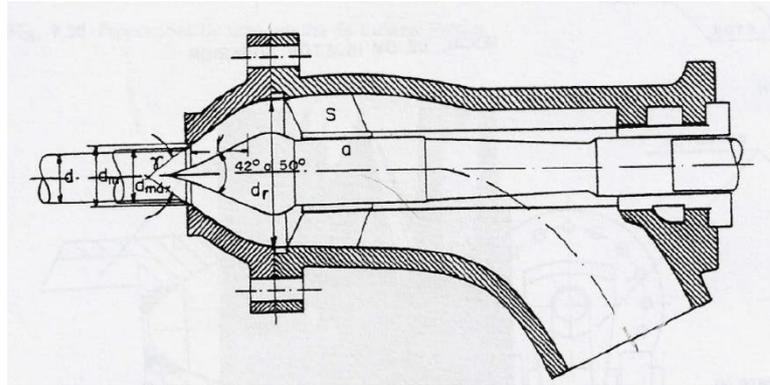
Figura 12 - Componentes do bocal injetor



Fonte: Costa, 2003

A forma da seção de saída do bocal é sempre circular, a mesma permite a melhor regularização com a agulha móvel e que fornece a menor área lateral para uma mesma descarga, levando a um menor atrito com o ar que a envolve. A figura 13 mostra as grandezas explicitadas a seguir.

Figura 13 - Detalhes do diâmetro do bocal



Fonte: Macintyre, 1983

O bocal tem a forma de um tronco de cone cujas geratrizes formam com o eixo um ângulo entre 60 e 90°.

Para o diâmetro de saída do bocal ( $d$ ) usa-se a expressão abaixo.

$$d = \frac{d_{máx}}{(1,12 \text{ a } 1,27)} \quad (14)$$

Para o diâmetro da seção de entrada do bocal ( $d_r$ ) utiliza-se a seguinte expressão:

$$d_r = (2,6 \text{ a } 2,8) \cdot d_{máx} \quad (15)$$

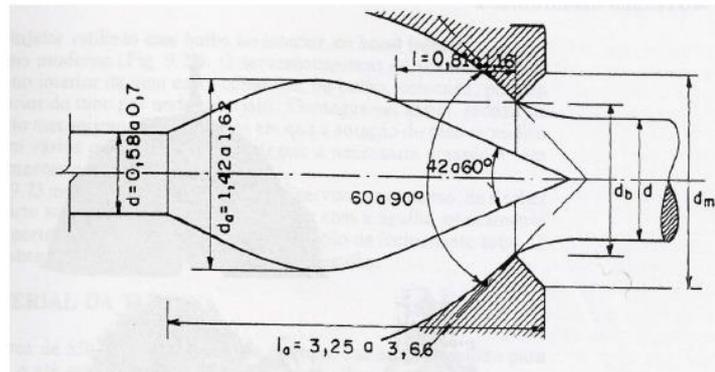
A agulha desliza dentro de uma luva localizada próximo à extremidade, a qual é sustentada por 3 a 8 lâminas radiais  $s$ , que têm por finalidade dificultar o movimento rotatório da água à saída, movimento esse que tende a dispersar o jato, devido à força centrífuga.

O diâmetro de entrada do bocal ( $d_e$ ) varia segundo a expressão a seguir.

$$d_e = (4 \text{ a } 5) \cdot d_{máx} \quad (16)$$

Demais grandezas a serem calculadas podem ser vistas na figura 14.

Figura 14 - Grandezas para o dimensionamento da agulha



Fonte: Macintyre, 1983.

- Diâmetro da haste:

$$d_h = (0,58 \text{ a } 0,7) \cdot d_{m\acute{a}x} \quad (17)$$

- Diâmetro da agulha:

$$d_a = (1,42 \text{ a } 1,62) \cdot d_{m\acute{a}x} \quad (18)$$

- Comprimento da agulha:

$$I_a = (3,25 \text{ a } 3,66) \cdot d_{m\acute{a}x} \quad (19)$$

- Curso da agulha:

$$I = (0,81 \text{ a } 1,16) \cdot d_{m\acute{a}x} \quad (20)$$

- Ângulo da ponta da agulha:

$$42^\circ \text{ a } 60^\circ$$

- Ângulo do bocal:

$$60^\circ \text{ a } 90^\circ$$

## 2.4 MODELAGEM DE MÁQUINAS DE FLUXO

De acordo com Bazzo e Pereira (2000), em Engenharia, um modelo é uma representação do Sistema Físico Real (SFR), ou parte dele, convenientemente preparada para prever ou descrever o seu comportamento. Na prática, ao resolver

um problema, é necessário afastar-se um pouco do SFR, simplificando-o adequadamente e substituindo-o por outro problema mais simples: o modelo.

Barbosa (2010) complementa que os modelos são essenciais à exploração da potencialidade de desempenho da máquina, bem como das suas características indesejáveis de operação.

Destacam-se alguns fatores pelos quais os modelos são utilizados na Engenharia (BAZZO E PEREIRA, 2000):

- É muito dispendioso, e nada prático, construir todas as alternativas possíveis do SFR, até se encontrar uma solução satisfatória.
- O processo direto de construção de alguns sistemas, além de impraticável, pode ser destrutivo e perigoso.
- A precisão do processo pode ser aumentada através do aprimoramento do modelo, pois, como o problema está simplificado tem-se condições de exercer um controle maior sobre o seu comportamento.
- É possível em menor espaço de tempo, fazer um exame da situação de muitas variáveis, determinando seus efeitos no desempenho do SFR.
- Com o crescente progresso no campo computacional, que constitui um forte auxílio à modelagem, diversas combinações de variáveis podem ser analisadas mais rápida e economicamente.

Em contrapartida, o mesmo autor lembra que na solução de problemas, deve-se ter consciência das limitações que sempre estarão presentes quando utiliza-se de um modelo na descrição de um fenômeno físico ou na previsão de seu comportamento.

#### **2.4.1 Dinâmica dos Fluídos Computacionais**

A Dinâmica de Fluídos Computacional, em inglês *Computational Fluid Dynamics* (CFD), começou a ser empregada no final da década de 70 e começo da década de 80, o maior interesse era a aplicação de equipamentos bélicos, onde os estudos se concentravam no deslocamento de ar ao redor de aeronaves e projéteis. Observou-se que as mesmas equações que são aplicadas a estas situações se

aplicam aos escoamentos em gerais, sendo que estes estudos rapidamente se aplicou a vários campos da Engenharia (SOUZA, 2011).

A utilização do CFD proporciona a elaboração de modelos virtuais do sistema ou dispositivo que está sendo analisado, com a possibilidade de aplicar o maior número de condições possíveis. A importância da aplicação do CFD em máquinas de fluido está na possibilidade de prever quantitativamente as características de um escoamento, possibilitando a visualização de todas e quaisquer alterações.

Segundo Souza (2011) CFD é um conjunto de modelos matemáticos e métodos numéricos utilizados para simular o comportamento de sistemas que envolvem escoamento de fluídos, trocas térmicas, reações químicas, entre outros processos.

### 3 METODOLOGIA

#### 3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

Algumas informações importantes para o dimensionamento da turbina são constantes (tabela 1) e outros que precisam ser determinados dependendo da aplicabilidade da turbina (tabela 2).

Os dados variáveis para este estudo baseiam-se na aplicação da turbina, ou seja, referem-se à bancada didática e foram fornecidos pela equipe de projeto da mesma.

Tabela 1  
Dados constantes

<b>Dados Constantes</b>	
Gravidade (g)	9,81 m/s <sup>2</sup>
Massa específica da água ( $\rho$ )	1000 kg/m <sup>3</sup>
Coefficiente de velocidade ( $\varphi_v$ )	0,99

Tabela 2  
Dados variáveis

<b>Dados Variáveis</b>	
Potência turbina (P)	1000 W
Altura da queda (H)	20 m
Rotação motor (n)	500 rpm
Coefficiente de pressão ( $\psi$ )	5
Rendimento ( $\eta$ )	90 %

Através destes dados é possível verificar o rotor mais adequado à aplicabilidade. Observando o gráfico da figura 3 tem-se como opções o rotor Pelton, Michell-Banki e Francis para uma altura de 10 m e vazão de 0,005 m<sup>3</sup>/s.

Analisando o gráfico de maneira geral, em situações de grande altura e pequenas vazões as turbinas mais indicadas são do tipo Pelton, devido ao empuxo da água atuar perpendicularmente as pás da turbina. Para pequenas alturas e

grandes vazões, o mais indicado são as turbinas Kaplan ou hélice, sendo que o empuxo da água atua de forma axial nas pás da turbina. Em situações onde não é mais indicado o uso de turbinas Pelton, Kaplan ou hélice, são empregadas as turbinas do tipo Francis, nas quais uma força atua de forma perpendicular e outra axial.

As turbinas Pelton destacam-se no uso em Centrais Hidrelétricas, por não cavatarem e apresentarem fácil manutenção e construção. Assim definiu-se para este trabalho o uso do rotor Pelton.

De acordo com a Eq. 1, considerando a velocidade de rotação da máquina igual a 500 RPM, a vazão igual a 0,005 m<sup>3</sup>/s e a altura 20 m, a velocidade de rotação específica ( $n_{qA}$ ) é 11,24. Através deste cálculo foi possível verificar consultando o quadro 1, se o rotor desenvolvido estaria de acordo com a escolha feita. A faixa de variação para turbinas Pelton é de 5 à 70, ou seja, é viável.

O memorial de cálculo para o dimensionamento do rotor de eixo basear-se-á no método sugerido por Pfleiderer (1979). Elaborar-se-á um esboço (inicial) cotado do rotor, compatibilizando as características desejadas e a geometria que será adotada com as equações resultantes dos princípios mecânicos.

Após o dimensionamento básico do rotor parte-se para o modelamento computacional 3D dos componentes e a montagem completa do rotor por meio do *software* de desenho *SolidWorks*.

O *software* de Engenharia utilizado para a elaboração da modelagem possibilita a simulação do escoamento do fluido através do rotor que foi dimensionado e modelado, permitindo a análise do seu comportamento.

A simulação será realizada considerando como parâmetro de entrada a velocidade do fluido que incidirá sobre o rotor (a ser calculada no memorial de cálculo), e como parâmetro de saída, o fluido à pressão atmosférica.

Após verificação do comportamento do rotor parte-se para a fabricação do protótipo, o qual, posteriormente será empregado na bancada didática.

### 3.2 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS

Tornou-se necessária a utilização de alguns equipamentos e recursos destinados à pesquisa e desenvolvimento do trabalho. Estes seguem abaixo:

- a) Notebook e internet;

- b) Livros específicos sobre máquinas de fluxo, mecânica dos fluídos, dimensionamento de máquinas de fluxo, etc.;
- c) Software de desenho 3D (*SolidWorks*);
- d) Software de CFD (*SolidWorks Flow Simulation*);
- e) Fundição (terceirizada) para fabricação das pás e rotor.

## 4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste item é apresentado um memorial de cálculo para o dimensionamento do rotor hidráulico, bem como a modelagem dos componentes, simulação computacional e protótipos finais.

### 4.1 MEMORIAL DE CÁLCULO

#### 4.1.1 Cálculos Iniciais

Considerando o valor calculado de  $n_{qA}$  (Eq.1) igual a 11,24 e a altura dada igual a 20 m, observa-se no gráfico (figura 7) o número de jatos adequado à turbina, no caso, 1 jato.

A velocidade do jato que incidirá sobre a pá é calculada de acordo com a Eq. 3. Considerando o coeficiente de velocidade igual a 0,99, a altura igual a 20 m e a gravidade igual a 9,81 m/s<sup>2</sup>, a velocidade do jato ( $C_1$ ) é 19,61 m/s.

De acordo com a Eq. 5, considerando a vazão igual a 0,005 m<sup>3</sup>/s e a velocidade do jato calculada acima de 19,61 m/s, o diâmetro máximo ( $d_{máx}$ ) do jato é 18,02 mm.

#### 4.1.2 Roda

De acordo com a Eq. 6, considerando o coeficiente de pressão igual a 5 e velocidade do jato calculada de 19,61 m/s, a velocidade periférica da roda é 8,77 m/s.

Segundo a Eq. 7, considerando os valores da velocidade periférica calculada de 8,77 m/s e a rotação da máquina de 500 RPM, o diâmetro da roda é de 335,15 mm.

#### 4.1.3 Forma e Dimensões da Pá

De acordo com a Eq. 8, considerando o diâmetro da roda igual a 335,15 mm e o diâmetro máximo do jato de 18,02 mm, o número de pás ( $Z$ ) é de 25 pás.

Considerando o diâmetro máximo do jato de 18,02 mm e a média de todas as constantes indicadas, a largura da pá calculada pela Eq. 9 é de 72,08 mm, o excesso da pá calculado pela Eq. 10 é de 16,2 mm, a largura do rasgo calculada pela Eq. 11 é de 27,5 mm, o comprimento da pá calculada pela Eq. 12 é de 50,62 mm e o comprimento da pá calculada pela Eq. 13 é de 18,02 mm.

O resumo dos valores encontrados podem ser encontrados na tabela 3.

Tabela 3  
Resumo dos resultados (pá)

<b>Dimensões da pá</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Constante</b>	<b>Resultado</b>	<b>Unidade</b>
Largura da pá	B	4	72,08	mm
Excesso	E	0,9	16,22	mm
Largura do rasgo	a	1,25	27,5	mm
Comprimento da pá	L	2,8	50,62	mm
Profundidade	T	1	18,02	mm

#### 4.1.4 Bico Injetor

De acordo com a Eq. 14, considerando o diâmetro máximo do jato igual a 18,02 mm e a média de todas as constantes, o diâmetro de saída do bocal é de 15,16 mm, o diâmetro da seção de entrada do bocal (Eq. 15) é de 49,14 mm, o diâmetro de entrada do bocal (Eq. 16) de 81,9 mm, o diâmetro da haste (Eq. 17) de 11,64 mm, o diâmetro da agulha (Eq. 18) de 27,66 mm, o comprimento da agulha (Eq. 19) de 62,9 mm e o curso da agulha (Eq. 20) de 18,02 mm.

O resumo dos valores encontrados podem ser encontrados na tabela 4.

Tabela 4  
Resumo dos resultados (bico injetor)

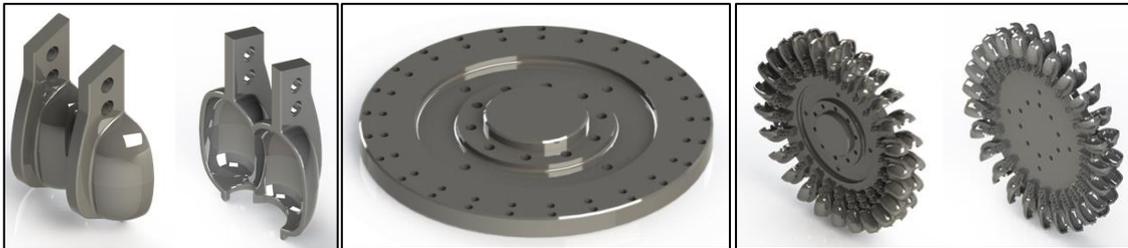
<b>Dimensões do bocal Injetor</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Constante</b>	<b>Resultado</b>	<b>Unidade</b>
Diâmetro de saída do bocal	d	1,2	15,16667	mm
Diâmetro da seção de entrada do bocal	dr	2,7	49,14	mm
Diâmetro do bocal	de	4,5	81,9	mm
Diâmetro da haste	dh	0,64	11,648	mm
Diâmetro da agulha	da	1,52	27,664	mm
Comprimento da agulha	la	3,46	62,972	mm
Curso da agulha	l	1	18,2	mm
Ângulo da ponta da agulha	-		50	°
Ângulo do bocal	-		75	°

## 4.2 MODELAMENTO

A partir dos dados obtidos no memorial de cálculo, parte-se para o modelamento 3D dos componentes fazendo uso do *Software SolidWorks* versão 2013.

Na figura 15 pode-se observar a evolução no desenvolvimento da modelagem em 3D do rotor. Primeiramente modela-se a pá, que é considerada o componente principal e de maior complexidade do rotor (à esquerda). No centro pode-se verificar o modelamento da roda e à direita o conjunto final do rotor montado.

Figura 15 – Evolução na Modelagem do Rotor



## 4.3 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Nesta etapa do projeto, já com os modelos concluídos, é apresentada a simulação do escoamento do fluido no interior da turbina, analisando a trajetória e velocidade do fluido e a pressão do fluido sobre as pás do rotor.

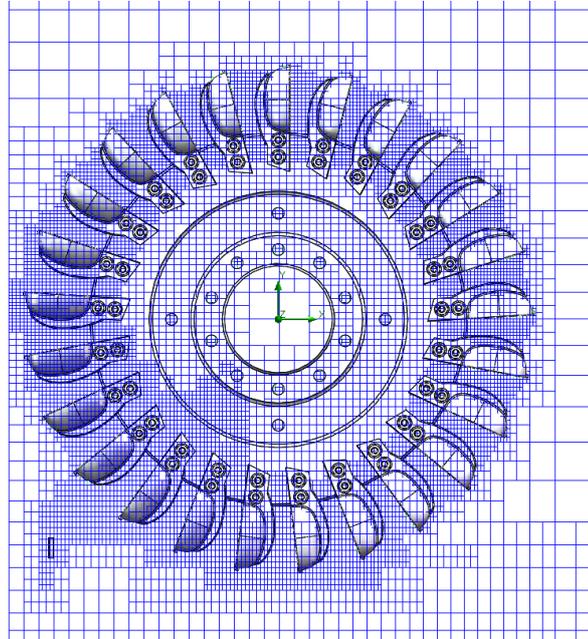
### 4.3.1 Parâmetros de Entrada

O primeiro passo na realização da simulação consiste em estabelecer os parâmetros de entrada e de saída do fluido. Como parâmetro de entrada considera-se a velocidade de entrada do fluido (calculada pela eq. 3) de 19,61 m/s em função do diâmetro do bico injetor e a vazão do fluido. Como parâmetro de saída considera-se que o fluido encontra-se a pressão atmosférica, ou seja, 101.325 Pa.

Após a definição dos parâmetros de entrada, parte-se para a fixação do rotor em um eixo imaginário, e para a geração da malha fixa. A geração de malha divide o

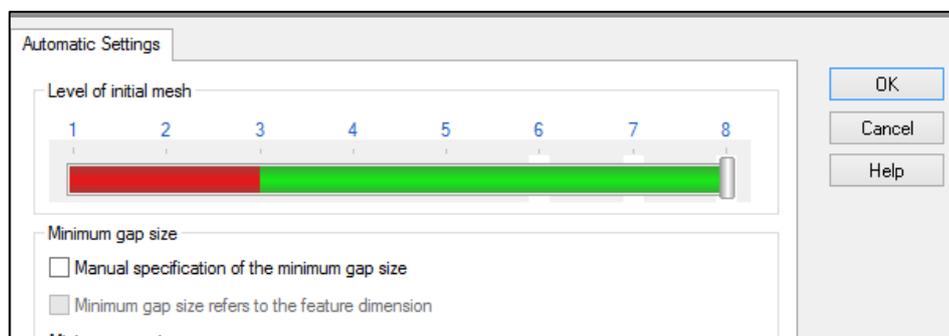
modelo em partes menores chamadas de elementos, como pode ser visto na figura 16.

Figura 16 - Rotor com malha



Com base nas dimensões geométricas do modelo, o *SolidWorks Simulation* sugere um tamanho predeterminado de elementos que pode ser alterado conforme necessário. A fim de obter uma qualidade superior no estudo, definiu-se o maior refinamento para a malha, como pode ser visto na figura 17, o que resultou em um tempo de análise de aproximadamente 12 horas, pois quanto maior o refinamento, consequentemente maior o número de elementos a serem analisados pelo *Software*.

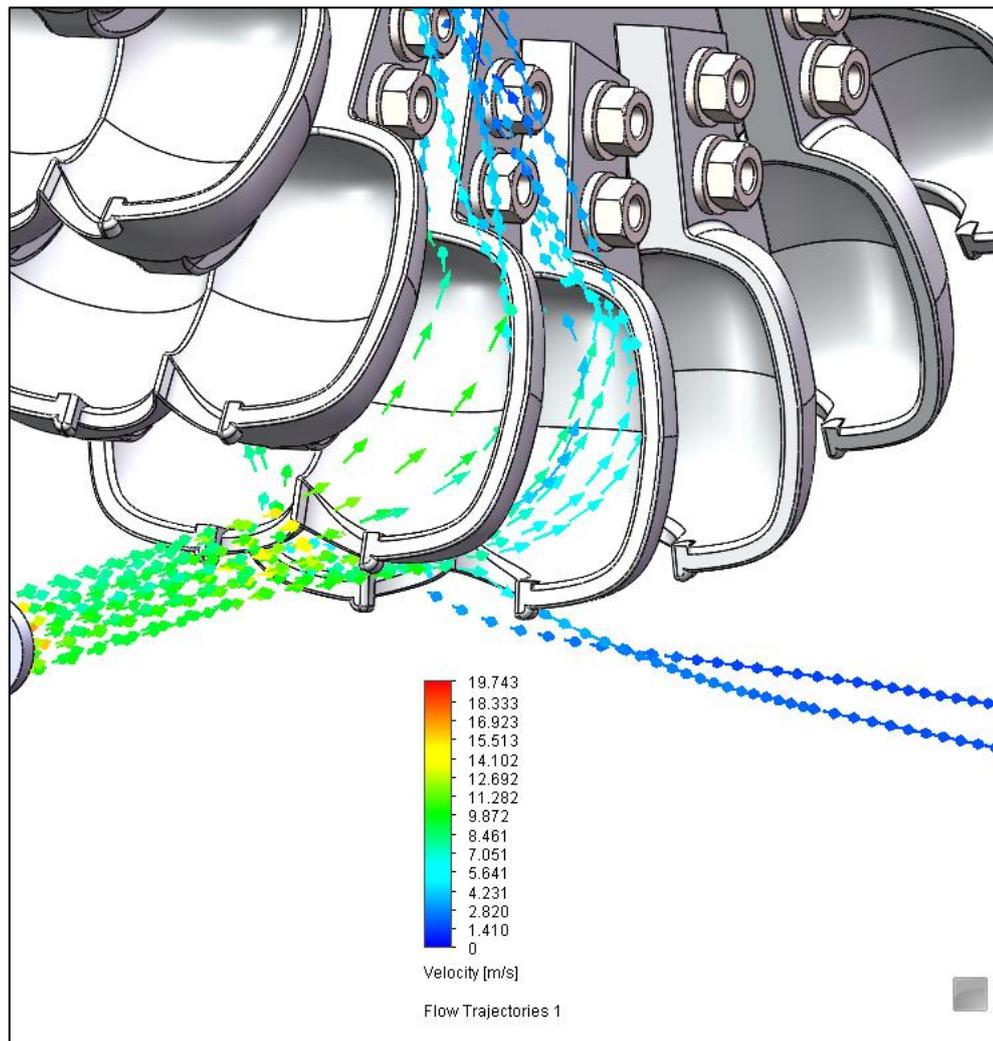
Figura 17 - Refinamento da Malha



### 4.3.2 Velocidade de Escoamento do Fluido

A simulação computacional apresentou a velocidade de escoamento do fluido sobre a pá, conforme pode ser visto na figura 18. Observa-se que o valor máximo encontrado de 19,743 m/s aproxima-se do valor calculado de 19,61 m/s.

Figura 18 - Variação de velocidade de escoamento do fluido

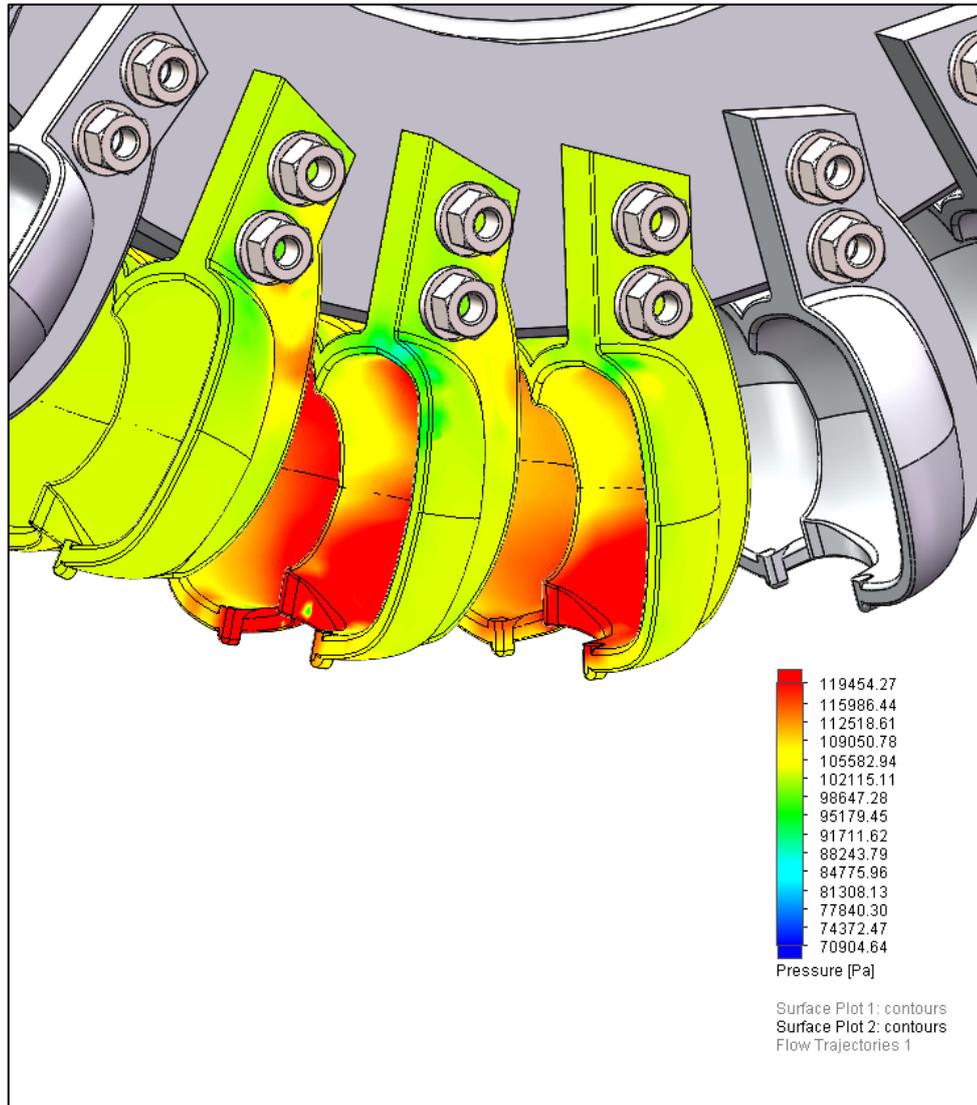


### 4.3.3 Pressão do Fluido sobre as pás do rotor

Na figura 19, observa-se a pressão que o fluido exerce sobre as pás do rotor, a região que apresenta as maiores pressões é o interior da pá do rotor com valores de aproximadamente 119 kPa. As altas pressões nesta área justificam-se por esta ser a região direta aonde o fluxo do fluido impacta ao ser liberado pelo bico injetor. As

menores pressões estão localizadas na região da fixação da pá ao rotor com valores próximos a 70 kPa.

Figura 19 - Pressão do fluido sobre as pás do rotor



#### 4.4 FABRICAÇÃO E CONSTRUÇÃO PROTÓTIPOS

Através do modelo 3D elaborou-se o molde (vide apêndice A) e o detalhamento em 2D (vide apêndice B) para a fabricação dos componentes do rotor.

As pás e a roda foram fundidas em alumínio, devido ao peso total do conjunto. Através do Software SolidWorks foi possível aplicar ao conjunto 3D diferentes materiais e assim analisar os pesos resultantes. Em alumínio o rotor pesaria aproximadamente 9 kg e em ferro fundido aproximadamente 25 kg.

Como o objetivo é aplicar o rotor à uma bancada que possa ser levada, também, à diferentes Instituições de Ensino o peso foi o principal fator levado em consideração na escolha do material, optando-se assim pelo alumínio.

As pás e o rotor acabados podem ser vistos na figura 20.

Figura 20 - Pás e Rotor



Após as pás e rotor acabados, partiu-se para a montagem final do rotor, conforme a figura 21. Para união das partes (rotor e pás) foi optado por parafusos sextavados M8.

Figura 21 - Protótipo Turbina Pelton



## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente estudo objetivou o dimensionamento e modelagem de um rotor de uma turbina tipo Pelton a fim de ser utilizado posteriormente em uma bancada didática que irá simular o comportamento de uma central hidrelétrica.

Ao longo do desenvolvimento do trabalho, verificou-se a dificuldade do dimensionamento de turbinas hidráulicas. Uma vez que inúmeras dimensões são incalculáveis, torna-se necessário utilizar orientações bibliográficas para a determinação de vários pontos.

Através do dimensionamento dos componentes da turbina, tornou-se possível a modelagem 3D dos seus componentes, a simulação computacional do conjunto, e a construção do protótipo. Assim obteve-se um rotor atendendo 100% ao dimensionamento inicial e viável para ser aplicado à uma bancada didática de vazão  $0,005 \text{ m}^3/\text{s}$ , altura (simulada por bomba hidráulica) de 20 m e rotação de 500 RPM.

Desta forma, conclui-se que apesar da complexidade do projeto, este atendeu os objetivos propostos, e mostrou-se viável através do resultado final, ou seja, da construção do protótipo.

Por fim, destaca-se que este estudo originou-se como um desafio e veio a tornar-se uma grande oportunidade. O mesmo propiciou a transformação de conhecimento empírico em prático, e possibilitou uma grande contribuição ao meio acadêmico da Instituição de ensino FAHOR.

## 6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho originou o artigo *“Pelton turbine: scaling and computer modelling of blades for a workbench”*, o qual foi apresentado no *“I Latin American Hydro Power & Systems Meeting”* (vide anexo A) recebendo como sugestões da banca avaliadora, para estudos futuros, a análise e testes do rotor instalado na bancada didática.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BARBOSA, J. R. **Máquinas de Fluido**. Instituto Tecnológico de Aeronáutica. 2010.
- BAZZO, W.A., PEREIRA, L. T. V. **Introdução à Engenharia**. 6ª Edição. Editora da EFSC. Florianópolis, 2000.
- BRASIL, A. N. **Máquinas Termohidráulicas de Fluxo**. Faculdade de Engenharia, Universidade de Itaúna, 2010.
- COSTA, A. S. **Turbinas Hidráulicas e Condutos Forçados**. Março, 2003.
- ELETROBRÁS. **Diretrizes para Estudos e Projetos de Pequenas Centrais Hidrelétricas**. Rio de Janeiro: Centrais Elétricas Brasileiras, 2000.
- HACKER INDUSTRIAL. Turbinas Hidráulicas Pelton. Disponível em: <<http://www.hacker.ind.br/pelton.htm>> Acesso em: 02 abr. 2013.
- HENN, E. L. **Máquinas de Fluido**. Santa Maria: Editora UFSM, 2011.
- JUNIOR, R. L. S. **Projeto Conceitual de uma Turbina Hidráulica a ser utilizada na Usina Hidrelétrica Externa de Henry Borden**. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2013.
- MACINTYRE, Archibald Joseph. **Máquinas Motrizes Hidráulicas**. Rio de Janeiro : Editora Guanabara AS, 1983.
- MSPC – Informações Técnicas: **Turbina Pelton**. Disponível em <[http://www.mspc.eng.br/fldetc/fld\\_turb\\_10.shtml](http://www.mspc.eng.br/fldetc/fld_turb_10.shtml)> Acesso em: 23 abr 2013.
- PFLEIDERER, C. **Máquinas de Fluxo**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1979.
- SOUZA, Z. **Projetos de Máquinas de Fluxo: tomo I, base teórica e experimental**. 1. Ed. Rio de Janeiro, Editora Interciência. Minas Gerais, Editora Acta, 2011.
- VALDIERO, A.C; BORTOLAIA, L.A; RASIA, L. A.; **Desenvolvimento de uma Bancada Didática para Ensaio de Pórticos como Objeto Educacional de Engenharia**. Cobenge, 2011.

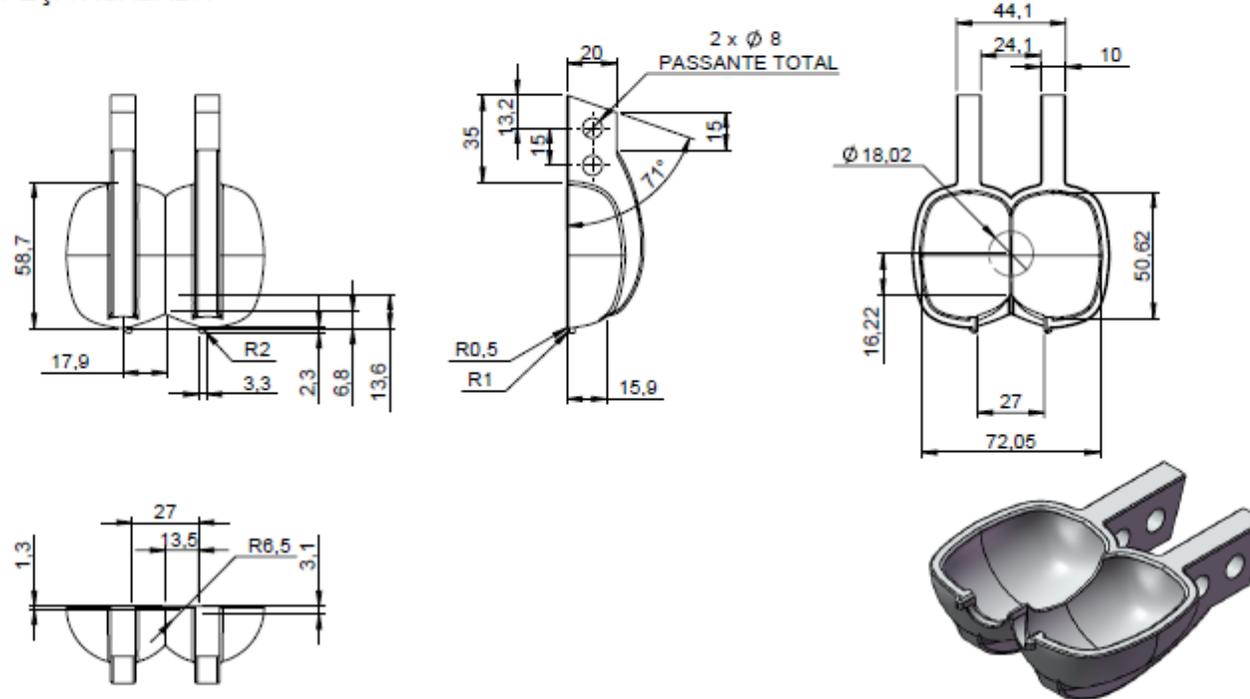
## APÊNDICE A – MOLDE DA PÀ EM ALUMÍNIO



## APÊNDICE B – DESENHO 2D DOS COMPONENTES DO ROTOR

PEÇA ACABADA

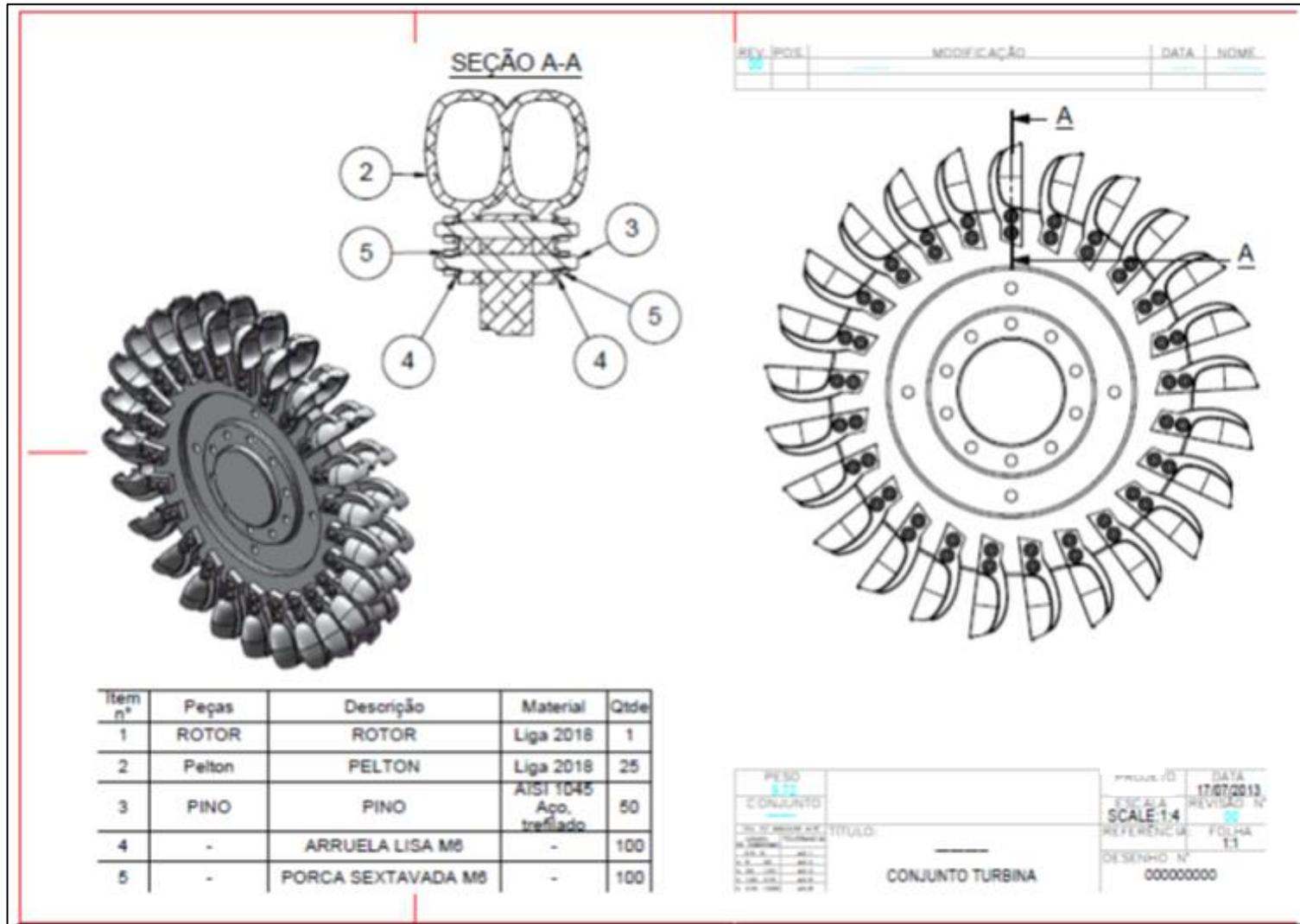
REV.	POS.	MODIFICAÇÃO	DATA	NOME
00			..	



- NOTAS:**
- TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS  $\pm 1,0$ .
  - CHANFROS NÃO ESPECIFICADOS:  $1 \times 45^\circ$ .
  - ELIMINAR REBARBAS E CANTOS VIVOS.
  - TRATAMENTO SUPERFICIAL: POLIR
  - TRATAMENTO TÉRMICO: .....

POS.	QT.	CODIGO MP	DENOMINAÇÃO - MATERIAL - DIMENSÕES	PROJETO	DATA
PESD			Alumínio fundido	CLAUDIA	15/07/2013
123.48				ESCALA	REVISÃO N°
C ONJUNTO				SCALE:1:2	00
				REFERENCIA:	FOLHA
					1:1
				DESENHO N°	

TÍTULO:  
.....  
PELTON



## ANEXO A – CERTIFICADO DE PARTICIPAÇÃO



This is to certify that Mr(s) **ANA PAULA OST** has attended the **I LATIN AMERICAN HYDRO POWER & SYSTEMS MEETING**, held from to october 29th - 31st, 2013 in Campinas - SP, Brazil.

Campinas, october 31st, 2013

Prof. José Geraldo Pena de Andrade  
Chairman of I Latin American Hydro Power and Systems Meeting



Fonte: I Latin American Hydro Power & Systems Meeting