

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
COORDENAÇÃO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**CARLOS EDUARDO MAGRI JUNIOR**

**VERIFICAÇÃO DE ROTEIRO DE CÁLCULOS PARA  
DIMENSIONAMENTO DE ROTOR PARA TURBINA TIPO FRANCIS**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**GUARAPUAVA**

**2016**

**CARLOS EDUARDO MAGRI JUNIOR**

**VERIFICAÇÃO DE ROTEIRO DE CÁLCULOS PARA  
DIMENSIONAMENTO DE ROTOR PARA TURBINA TIPO FRANCIS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel, em Engenharia Mecânica, da Coordenação Do Curso De Engenharia Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Msc. Henrique Ajuz Holzmann.

**GUARAPUAVA**

**2016**



Ministério da Educação  
**Universidade Tecnológica Federal do Paraná**  
Campus Guarapuava  
Diretoria de Graduação e Educação Profissional  
Coordenação de Engenharia Mecânica  
Engenharia Mecânica



---

## TERMO DE APROVAÇÃO

### VERIFICAÇÃO DE ROTEIRO DE CÁLCULOS PARA DIMENSIONAMENTO DE ROTOR PARA TURBINA TIPO FRANCIS

por

CARLOS EDUARDO MAGRI JUNIOR

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 23 de junho de 2016 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

---

Msc. Henrique Ajuz Holzmann  
Prof. Orientador

---

Msc. Luan José Franchini  
Membro Titular

---

Dr.<sup>a</sup> Raquel da Cunha Ribeiro  
Membro titular

- O Termo de Aprovação assinado encontra-se na Coordenação do Curso -

## RESUMO

MAGRI, Carlos Eduardo Magri. **Verificação de roteiro de cálculos para dimensionamento de rotor para turbina tipo Francis**. 2016. 49. Trabalho de Conclusão de Curso, Bacharelado em Engenharia Mecânica - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Guarapuava, 2016.

Este trabalho tem como intuito apresentar o atual cenário para implantação de PCH's e CGH's no país mostrando uma vertente em crescimento para energia renovável. Com a finalidade de explicitar o dimensionamento de um rotor hidráulico para turbina tipo Francis, estas que são largamente utilizadas nestas geradoras, foi realizado um roteiro de cálculo que atendesse esta necessidade. Inicialmente foi apresentado o roteiro de cálculos o qual foi implementado em software com a finalidade de agilizar o dimensionamento do rotor. Contudo para validar o roteiro proposto utilizou-se dados de uma CGH já implantada disponibilizados pela Tabapower Geradora LTDA, assim foi possível comparar os resultados obtidos com um projeto comercial já em funcionamento. Logo a comparação dos dados encontrados com o estudo de caso mostrou que mesmo que ligeiramente diferentes ambos os rotores atenderiam a demanda de projeto para a geradora.

**Palavras chaves:** Dimensionamento, estudo de caso, rotor Francis, turbina Francis.

## **ABSTRACT**

MAGRI, Carlos Eduardo Magri. **Calculation script check for rotor design for Francis turbine**. 2016. 49. Trabalho de Conclusão de Curso, Bacharelado em Engenharia Mecânica - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Guarapuava, 2016.

This work has the intention to present the current scenario for the implementation of PCH and CGH in the country showing a part in growth for renewable energy. In order to explain the design of a hydraulic rotor for Francis turbine, these are widely used in these generators, a calculation script that would meet this need was carried out. Initially it was presented the script calculations which was implemented in software in order to speed up the rotor design. However it proposed to validate the script was used an established data provided by CGH Tabapower Geradora LTDA, so it was possible to compare the results with a commercial design already in operation . Soon the comparison of the data found in the case study has shown that even slightly different both rotors would meet the project demand for the generator.

**Key words** : Design , case study , rotor Francis , Francis turbine.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Seleção de turbinas hidráulicas .....	9
Figura 2 - Seleção de Turbinas .....	9
Figura 3 - Turbina Pelton corte lateral .....	11
Figura 4 - Turbina Pelton vista isométrica (a) e rotor turbina Pelton (b) .....	11
Figura 5 - Rotor turbina Kaplan (a) e turbina Kaplan (b).....	12
Figura 6 - Turbina Michell-Banki.....	13
Figura 7 - Turbina Francis vista frontal (a) e vista isométrica (b).....	14
Figura 8 - Conjunto regulador de velocidade, eixo e rotor (a) e caixa espiral (b) .....	16
Figura 9 - Tubo de sucção.....	16
Figura 10 – Pontos iniciais de projeto .....	20
Figura 11 – Traçado para realização de medidas das pás.....	27
Figura 12 - Tabela para preenchimento de dados.....	28
Figura 13 – Pontos importantes para projeção da superfície média da pá.....	30
Figura 14 - Tabela para preenchimento de dados.....	32
Figura 15 - Tela dados de entrada do roteiro de cálculos (EES).....	33
Figura 16 – Tela roteiro de cálculos (EES).....	34
Figura 17 – Tela Excel para traçado de coroa interna.....	34
Figura 18 - Dados do rotor do estudo de caso .....	35
Figura 19 – Dados de fabricação para o rotor do estudo de caso.....	36
Figura 20 – Ângulos das pás de entrada e saída para o rotor do estudo de caso .....	37
Figura 21 - Traçado para coroa interna.....	38
Figura 22 – Traçado para cinta externa.....	38
Figura 23 – Medidas principais do rotor em milímetros .....	39
Figura 24 - Dados para aresta de entrada.....	40
Figura 25 – Ângulos para a aresta de entrada .....	40
Figura 26 - Dados para aresta de saída.....	41
Figura 27 - Ângulos para aresta de saída .....	41
Figura 28 – Comparação da pá encontrada (a) e do estudo de caso (b) .....	42
Figura 29 – Comparação vista frontal do rotor encontrado (a) e do rotor do estudo de caso (b) .....	42
Figura 30 - Comparativo entre os ângulos da aresta de entrada .....	43
Figura 31 - Comparativo entre os ângulos da aresta de saída.....	43

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Potencial do Brasil para Pequenas Geradoras.....	2
Tabela 2 - PCH's e CGH's instaladas no município de Guarapuava.....	3
Tabela 3 - Classificação quanto à potência e a queda do projeto.....	7
Tabela 4 - Seleção para turbinas quanto a rotação específica.....	10
Tabela 5 - Comparativo entre as principais medidas para fabricação.....	43

## **LISTA DE SIGLAS E ACRÔNIMO**

### **LISTA DE SIGLAS**

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ABRAPCH	Associação Brasileira de Fomento às Pequenas Centrais Hidrelétricas
CERPCH	Centro Nacional de Referência em Pequenas Centrais Hidrelétricas
PCH	Pequenas Centrais Hidrelétricas
CGH	Centrais Geradoras de Energia

### **LISTA DE ACRÔNIMOS**

CAD	Computer Aided Engineering
EES	Engineering Equation Solver

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
1.1 OBJETIVO GERAL .....	4
1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS.....	4
1.3 JUSTIFICATIVA.....	4
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>5</b>
2.1 PEQUENAS CENTRAIS HIDRELÉTRICAS .....	5
2.2.1 Classificação .....	5
2.2.1.1 Quanto à capacidade de regularização .....	5
2.2.1.2 Quanto ao sistema de adução.....	6
2.2.1.3 Quanto à potência e queda de projeto .....	7
2.2 TURBINAS HIDRAULICAS.....	7
2.2.1 Seleção .....	8
2.2.2 Tipos de turbinas.....	10
2.2.3 Turbina Francis.....	14
2.2.3.1 Principais elementos da turbina Francis.....	15
<b>3 METODOLOGIA.....</b>	<b>17</b>
3.1 DESCRITIVO DO ROTEIRO DE CÁLCULOS .....	17
3.2 VERIFICAÇÃO DO ROTEIRO DE CÁLCULOS.....	17
3.3 VALIDAÇÃO DO ROTEIRO DE CÁLCULOS.....	17
<b>5 IMPLEMENTAÇÃO DO ROTEIRO DE CÁLCULOS.....</b>	<b>33</b>
<b>7 RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>38</b>
<b>8 CONCLUSÃO.....</b>	<b>45</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>46</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Atualmente o Brasil convive com uma das piores crises energética de sua história, logo torna-se importante buscar investimentos e alternativas para geração de energia. Em um cenário onde necessita-se de uma ampliação da oferta de energia aliada a redução dos custos de produção, e a crescentes preocupações com a sustentabilidade e o meio ambiente, as energias renováveis ganham força e vêm sendo um dos principais assuntos em debate sobre o futuro no modo de obtenção de energia. Nesse contexto, as energias renováveis ganham destaque, tendo apoio de diversos segmentos para a sua exploração e desenvolvimento. (IDER, 2015)

De acordo com o Portal Brasileiro de Energias Renováveis (2015), as fontes de energia renovável são aquelas em que os recursos naturais utilizados são capazes de se regenerar, ou seja, são considerados inesgotáveis. Entre os principais recursos naturais utilizados na obtenção de energia limpa está a energia hidráulica que depende de rios e correntes de água doce.

Segundo a Associação Brasileira de Fomento as Pequenas Centrais Hidrelétricas (ABRAPCH, 2015) o país está entre as quatro maiores potências em geração de energia hidrelétrica do mundo, estima-se que 1.250 TWh ainda podem ser instalados no país. No entanto esta produção só seria possível de se alcançar caso o aproveitamento das hidroelétricas em instalação fosse otimizado.

A produção de energia através de hidroelétricas, se intensificou no Brasil por volta do final do século XIX, o aproveitamentos hidrelétricos destas usinas eram baixos e o custo de implementação elevado para a época. Já na década de 50 com a intensificação do uso da energia elétrica no Brasil, apoiou-se a construção de sistemas de médio e grande porte. Atualmente os complexos de pequeno porte estão recebendo novamente uma grande importância (VIANA, 2005).

O Brasil conta com recursos hídricos de grande potencial para o desenvolvimento por meio de pequenos aproveitamentos hidroenergéticos, como alternativa para que a energia elétrica seja produzida com baixo custo e confiabilidade de geração.

Neste segmento de pequenas unidades geradoras, duas vertentes se destacam, sendo a geração de energia elétrica por Pequenas Centrais Hidrelétricas e as Centrais Geradora de Energia.

De acordo com o guia do empreendedor da ANEEL:

- São consideradas Pequenas Centrais Hidrelétricas, ou PCH, os empreendimentos hidrelétricos com potência superior a 1.000 kW e igual ou inferior a 30.000 kW e com área total de reservatório igual ou inferior a 3,0 km<sup>2</sup>. A área do reservatório é delimitada pela cota d'água associada à vazão de cheia com tempo de recorrência de 100 anos.

- São consideradas Centrais Geradora de Energia, ou CGH, os empreendimentos hidrelétricos com potência igual ou inferior a 1000 kW.

Na Tabela 1 pode-se notar alguns dados relacionados as pequenas instalações hidroelétricas.

<b>Tabela 1 – Potencial do Brasil para Pequenas Geradoras</b>			
<b>Empreendimentos em Operação</b>			
<b>Tipo</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Potência (kW)</b>	<b>%</b>
CGH	525	370.859	0,27
PCH	466	4.816.945	3,47
<b>Empreendimentos em Construção</b>			
<b>Tipo</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Potência (kW)</b>	<b>%</b>
CGH	1	848	0
PCH	34	416.400	1,85
<b>Empreendimentos com Construção não Iniciada</b>			
<b>Tipo</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Potência (kW)</b>	<b>%</b>
CGH	40	27.599	0,15
PCH	132	1.856.129	9,77

**Fonte: Adaptado de Banco de Informação de Geração (Agência Nacional de Energia Elétrica).**

De acordo com a Tabela 1, está prevista para os próximos anos uma adição de 417.248 kW na capacidade de geração do País, proveniente dos 35 empreendimentos atualmente em construção e mais 172 em empreendimentos com construção não iniciada, exibindo o grande potencial existente para geração de energia. A potência atualmente instalada corresponde a 3,47% da geração total do Brasil, entretanto esse número deve mudar nos próximos anos podendo chegar a aproximadamente 15% da geração hidrelétrica de todo o País.

As micro e mini centrais hidrelétricas requerem projetos simplificados e o uso intensivo de mão de obra e de indústrias locais. Nesse contexto as turbinas de fabricação nacional exercem um papel de grande importância, devido aos custos e facilidade de aquisição. (BAJAY e WALTER, 1989).

Dentre as CGH's e PCH's já instaladas no País algumas se encontram no estado do Paraná, mais precisamente na cidade de Guarapuava, a qual gera aproximadamente 6 Megawatts/horas, informações sobre estas usinas estão presentes na Tabela 2.

**Tabela 2 - PCH's e CGH's instaladas no município de Guarapuava**

Usina	Tipo	Proprietário	Potência (kW)	Rio
Rio das Mortes	CGH	LCP Administrações e Participações Ltda.	660	Rio das Mortes
Dalba	CGH	Dalba Energética Ltda.	1.000	Poço
Cavernoso	PCH	Copel Geração e Transmissão S.A.	1.300	Cavernoso
Três Capões	PCH	Indústria de Madeira Santa Maria Ltda.	1.268	Jordão
Cachoeira	PCH	Companhia Brasileira de Papel	1.840	Cachoeira

**Fonte: Adaptado de Banco de Informação de Geração (Agência Nacional de Energia Elétrica).**

De acordo com o guia do empreendedor da ANEEL as Pequenas Centrais Hidrelétricas representam, atualmente, uma forma rápida e eficiente de promover a expansão da oferta de energia elétrica, visando suprir a crescente demanda verificada no mercado nacional. Esse tipo de empreendimento possibilita um melhor atendimento às necessidades de carga de pequenos centros urbanos e industriais e regiões rurais, uma vez que, na maioria dos casos, complementa o fornecimento realizado pelo sistema interligado.

Desta maneira, executar melhorias nos equipamentos utilizados nas unidades geradoras se torna quase que constante. Sendo o rotor uns dos principais elementos do conjunto, o qual apresenta cálculos complexos para determinação de sua geometria, desenvolver um roteiro de cálculos que facilite e agilize esta determinação é de grande importância. Assim o trabalho propõe a implementação e validação de um código para determinação do perfil geométrico do rotor de uma turbina PCH.

## 1.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo deste trabalho consiste em implementar um roteiro de cálculos para resolução dos cálculos e obtenção das medidas necessárias a fabricação de um rotor para turbina hidráulica tipo Francis.

## 1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Realizar um roteiro de cálculos para delimitação dos pontos de construção do perfil do rotor.
- Implementar um roteiro de cálculos, baseado no roteiro de cálculos, para solução dos equacionamentos.
- Realização estudo de caso para validação do roteiro de cálculos.

## 1.3 JUSTIFICATIVA

Em meio à crise energética em que o país se encontra, existe um desafio constante em inovar e se adaptar para produzir energia limpa de baixo custo, o Brasil tem como um forte aliado seu enorme potencial hidráulico. Com isso a instalação de pequenas usinas é uma realidade presente no País, pois estas unidades geradoras podem ser instaladas em inúmeros lugares devido a ampla aplicação dos equipamentos presentes na mesma.

Com isso o projeto do perfil hidráulico de uma unidade geradora exige inúmeros cálculos matemáticos que demandam de conhecimento sobre o assunto, logo torna-se indispensável à utilização de uma ferramenta que auxilie no o processo, como é o caso um roteiro de cálculos no qual o usuário forneça a altura de queda, a vazão de água e a altitude do local para assim obter os dados necessários para iniciar o projeto do equipamento, com isso o projetista poderá alterar e adequar o projeto de forma mais rápida e da melhor maneira para atender as necessidades de implantação.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 PEQUENAS CENTRAIS HIDRELÉTRICAS

De acordo com a Resolução da ANEEL 394, uma Pequena Central Hidrelétrica é definida como toda usina hidrelétrica com potência entre 1 e 30 MW. As PCHs são empreendimentos destinados a geração de energia que causam um pequeno impacto ambiental ao ser instalada e satisfazem à geração descentralizada.

Apesar do custo da energia gerada pelas PCH's serem mais caros em relação às grandes centrais geradoras, a ANEEL permite que a energia gerada, nas PCH's, entre no sistema, com descontos nas taxas pelo uso da rede de transmissão e distribuição.

As PCHs são isentas do ônus pela utilização de um recurso da União, do pagamento da compensação financeira por área inundada e possuem o direito de usufruto dos recursos constantes na Conta de Consumo de Combustíveis Fósseis - CCC - para financiar os empreendimentos, caso substituam as geradoras térmicas a óleo diesel nos sistemas isolados da Região Norte.

#### 2.2.1 Classificação

##### 2.1.1.1 Quanto à capacidade de regularização

De acordo com o manual de diretrizes para projetos de PCH's da ELETROBRÁS é possível classificar as pequenas centrais de acordo com os tipos de reservatórios que são de fio d'Água, acumulação com regularização diária e acumulação com regularização mensal.

#### Fio d'água

Esse tipo de PCH é utilizado quando a vazão de estiagem do rio é igual ou maior que a descarga necessária para a potência máxima instalada, nesse caso não existe a necessidade de reservatório criado por barragens. No entanto o sistema de

adução deverá ser projetada para conduzir a descarga que deve fornecer a máxima potência para o equipamento. Logo o aproveitamento energético local será parcial e o vertedouro funcionará na quase totalidade do tempo, extravasando o excesso de água.

Esse tipo de PCH apresenta, dentre outras, as seguintes simplificações para estudos e projetos:

- Dispensa estudos de regularização de vazões.
- Dispensa estudos de sazonalidade da carga elétrica do consumidor.
- Facilita os estudos e a concepção da tomada d'água.
- As barragens serão, normalmente, baixas, pois têm a função apenas de desviar a água para o circuito de adução.
- Como as áreas inundadas são pequenas, os valores despendidos com indenizações serão reduzidos.

#### Acumulação com regularização diária

Esse tipo de PCH é empregado quando as vazões de estiagem do rio são inferiores à necessária para fornecer a potência para suprir a demanda máxima do mercado consumidor e ocorrem com risco superior ao adotado no projeto.

Nesse caso, o reservatório fornecerá o adicional necessário de vazão regularizada.

#### Acumulação com regularização mensal

Quando o projeto de uma PCH considera dados de vazões médias mensais no seu dimensionamento energético, analisando as vazões de estiagem médias mensais, pressupõe-se uma regularização mensal das vazões médias diárias, promovida pelo reservatório.

#### 2.1.1.2 Quanto ao sistema de adução

Quanto ao sistema de adução, podem ser considerados dois tipos de PCH:

- Adução em baixa pressão com escoamento livre em canal / alta pressão em conduto forçado.

- Adução em baixa pressão por meio de tubulação / alta pressão em conduto forçado.

A escolha de um ou outro tipo dependerá das condições topográficas e geológicas do local de instalação, bem como de estudo econômico comparativo.

Para sistema de adução de longa distância, quando a inclinação da encosta e as condições de fundação forem favoráveis à construção de um canal, este tipo, em princípio, deverá ser a solução mais econômica.

Para sistema de adução curto, deve-se analisar a opção por tubulação única, para os trechos de baixa e alta pressão.

### 2.1.1.3 Quanto à potência e queda de projeto

As PCH podem ser ainda classificadas quanto à potência e a queda presente no local de instalação do projeto Tabela 3, pois estes parâmetros analisados isoladamente não levaria a uma classificação satisfatória.

**Tabela 3 - Classificação quanto à potência e a queda do projeto**

Tipos de centrais	Potência P (kW)	Queda de projeto H (m)		
		Baixa	Média	Alta
Micro	$P < 100$	$H < 15$	$15 < H < 50$	$H > 50$
Mini	$100 < P < 1.000$	$H < 20$	$20 < H < 100$	$H > 100$
Pequena	$1.000 < P < 30.000$	$H < 25$	$25 < H < 130$	$H > 130$

**Fonte: Manual de Diretrizes para Projetos de PCH's (ELETROBRÁS, 1985)**

## 2.2 TURBINAS HIDRAULICAS

São máquinas de fluxo projetadas para trabalhar especificamente com água como fluido de trabalho. Este fluido proporciona rotação no eixo da turbina através da energia cinética e potencial presente no escoamento do mesmo pelo conjunto do equipamento.

As máquinas motrizes hidráulicas transformam a energia hidráulica em energia mecânica, transmitindo esta energia ao eixo do conjunto. Estas são projetadas para atender a um determinado conjunto de situações, definidas pelos valores de queda de água e de vazão existentes no local de instalação do equipamento. (BELUCO, 1994)

Souza (1983) define turbina hidráulica como uma máquina com a finalidade de transformar energia de escoamento contínuo, do fluido que à atravessa, em trabalho mecânico. Consiste de um sistema fixo hidráulico e de um sistema rotativo hidromecânico, destinados respectivamente à orientação da água em escoamento e à transformação em trabalho mecânico.

Existem inúmeros tipos de turbinas hidráulicas, sendo cada máquina indicada a uma determinada aplicação e possuindo um rendimento próprio no sistema. A evolução do estudo das rodas de água, ainda encontradas em pequenos sítios, originou as atuais turbinas hidráulicas, sendo que a principal diferença está no sistema fechado das turbinas. Este sistema leva a água por um tubo de grande pressão, limitando a velocidade de giro da roda. (ALVES, 2007)

Segundo a ABNT, as turbinas hidráulicas são classificadas em turbinas de ação e de reação (SOUZA, 2009)

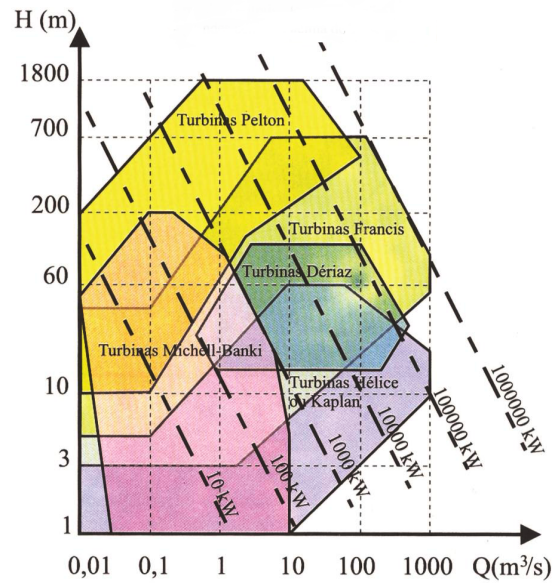
- Turbinas hidráulicas de ação, quando o escoamento através do rotor ocorre sem variação de pressão estática.

- Turbinas hidráulicas de reação, quando o escoamento através do rotor ocorre com variação de pressão estática.

Na primeira, a energia hidráulica disponível é transformada em cinética e posteriormente se transforma em energia mecânica, quando incide nas pás do rotor. Já na de reação, o rotor é totalmente submerso na água e com o escoamento da água ocorre uma diminuição tanto da velocidade como da pressão entre a saída e a entrada do rotor (GOMES, 2010).

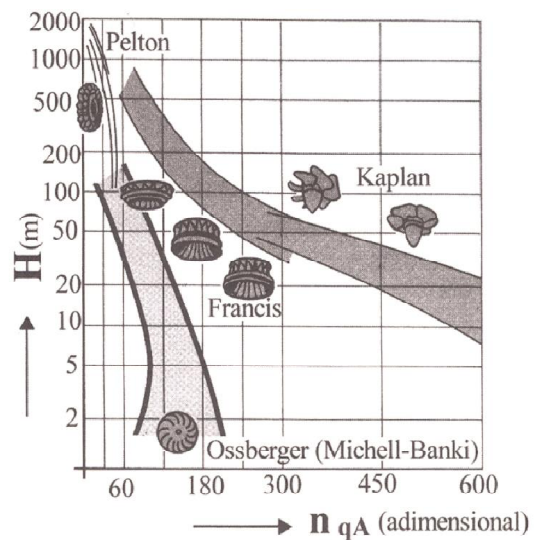
### 2.2.1 Seleção

Para a seleção dos diversos tipos de turbinas hidráulicas deve-se levar em consideração a altura de queda, a vazão e a potência. Como pode ser visto na Figura 1, encontram-se intervalos em que mais de um tipo de turbina pode ser selecionado, nestas situações são utilizados critérios extras de seleção, como o custo do gerador elétrico, risco de cavitação, flexibilidade de operação, construção civil, facilidade de manutenção, entre outros critérios (HENN, 2012).



**Figura 1 – Seleção de turbinar hidráulicas**  
**Fonte: Adaptado Henn (2012)**

Ainda de acordo com Henn (2012) outro método para a seleção de turbinas hidráulicas, usado pela empresa Ossberger da Alemanha fabricante de turbinas hidráulicas Michell-Banki é o método que leva em consideração a velocidade de rotação específica ( $n_{qA}$ ) e a altura de queda ( $H$ ) de acordo com a Figura 2



**Figura 2 - Seleção de Turbinas**  
**Fonte: Henn (2012)**

No entanto a determinação do ( $\eta_{qA}$ ) é fundamental para seleção do equipamento. Com base em ensaios de modelos, pesquisadores e fabricantes determinaram faixas de valores de ( $\eta_{qA}$ ) para inúmeros tipos de máquinas de acordo com a Tabela 4.

**Tabela 4 - Seleção para turbinas quanto a rotação específica**

<b>Tipo da turbina</b>	<b>Rotação (Hz)</b>
Pelton	$5 < \eta_{qA} < 70$
Francis lenta	$50 < \eta_{qA} < 120$
Francis normal	$120 < \eta_{qA} < 200$
Francis rápida	$200 < \eta_{qA} < 320$
MichellBanki	$30 < \eta_{qA} < 210$
Kaplan	$300 < \eta_{qA} < 1000$

Fonte: Adaptado Henn (2012)

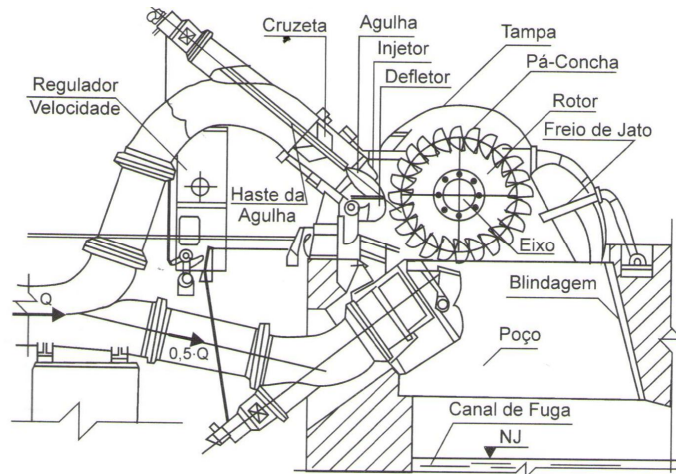
### 2.2.2 Tipos de turbinas

#### Turbina Pelton

Allan Lester Pelton, por volta de 1877, em Vermilion, Ohio, iniciou experimentos envolvendo rodas d'água que então o levaram a invenção de um novo conceito em rodas d'água, baseado no conceito chamado "splitter". (HACKER, 2015)

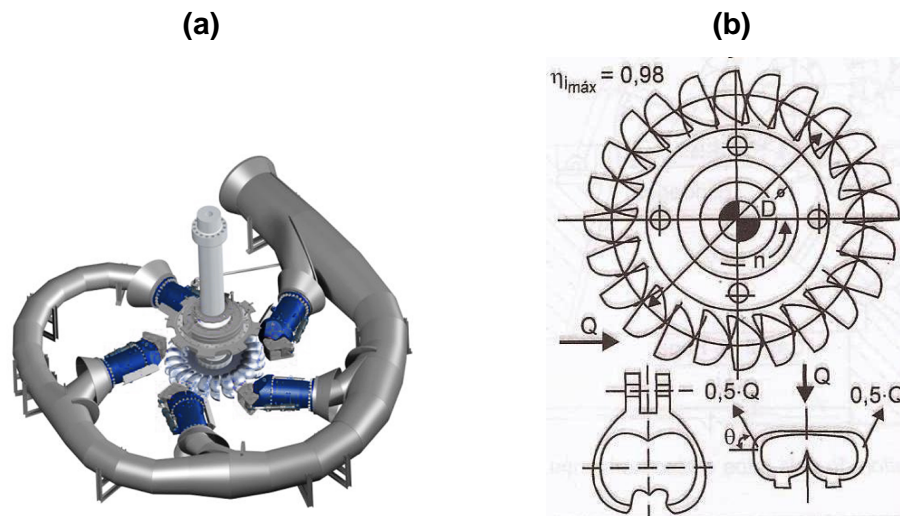
Fundou a Allan Machine Shop and Foundry em Nevada City, produzindo e testando inúmeros tipos de rotores, recebeu a primeira patente em 1880, e dentro de 15 anos, seus rotores foram usados em usinas ao redor do mundo. (HACKER, 2015).

Segundo Souza (2009) a turbina hidráulica Pelton é classificada como de ação, operando em alturas relativamente altas e pequenas vazões, pode conter eixo horizontal para 1 ou 2 jatos injetores ou então vertical para casos de 3 a 6 jatos, a Figura 3 apresenta uma turbina Pelton com seus principais elementos.



**Figura 3 - Turbina Pelton corte lateral**  
**Fonte: Souza (2009)**

A turbina Pelton apresentada na Figura 4 é basicamente constituída por um rotor, em torno do qual estão fixadas as pás ou conchas, por uma tubulação de adução contendo um ou mais injetores e por blindagens metálicas no caminho da água (ELETROBRÁS e DNAEE, 1985).



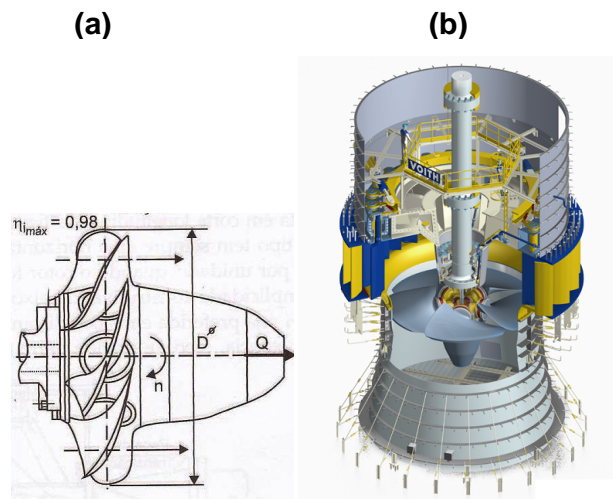
**Figura 4 - Turbina Pelton vista isométrica (a) e rotor turbina Pelton (b)**  
**Fonte: Voith (2015)/Souza (2009)**

Neste tipo de turbina, o torque é gerado pela ação de um jato livre sobre a dupla concha do rotor Figura 4. Por essa razão a turbina Pelton também é chamada de turbina de jato livre (JUNIOR, 2000).

## Turbina Kaplan

A turbina Kaplan foi idealizada pelo engenheiro austríaco Victor Kaplan, à máquina foi desenvolvida em 1912 após estudos teóricos e experimentos. Este tipo de equipamento é composto de uma turbina axial com rotor em forma de hélice. Logo o diferencial do rotor de Kaplan é o sistema de orientação das pás possibilitando sua regulação independente (HACKER, 2015).

A turbina hidráulica Kaplan, como mostrado na Figura 5, é um sistema classificado como de reação e se assemelha à Francis, diferindo pelo formato do rotor. Neste modelo o rotor Figura 6 é composto por um cubo com pás em forma de asas de sustentação, que varia de três a oito. Se estas pás forem rígidas o rotor é denominado hélice, caso as pás tenham movimento em relação ao cubo é chamado de rotor Kaplan (SOUZA, 2009; GOMES, 2010).



**Figura 5 - Rotor turbina Kaplan (a) e turbina Kaplan (b)**  
**Fonte: Souza (2009)/Voith (2015)**

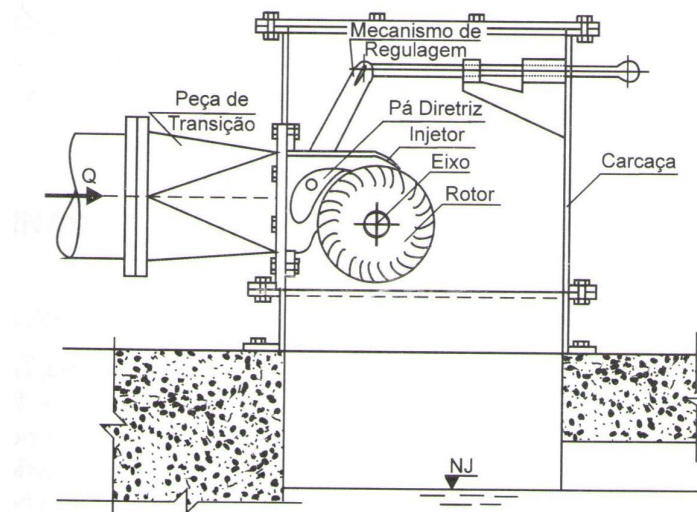
Embora o perfil das pás deva ser executado de maneira a otimizar as forças oriundas das pressões exercidas sobre as mesmas, projetos tem sido idealizado com secções mais planas, que oferecem menos eficiência, porém são mais fáceis de serem fabricadas. Este tipo de projetos pode ser considerado para aplicações em micro centrais onde o custo e a facilidade de fabricação são prioritárias (HARVEY, ADAM, 1998).

### Turbina de Fluxo Cruzado (Banki)

Inicialmente patenteada na Inglaterra, em 1903, por A. G. Michell, engenheiro australiano, mais tarde aperfeiçoada pelo húngaro Banki, esta turbina foi extensivamente comercializada durante os anos 20. (CERPCH, 2012)

A turbina de fluxo cruzado é também chamada de fluxo transversal ou Banki, se comporta como turbina de ação, ao lado da turbina Pelton (ALVES, 2007).

Segundo o Centro Nacional de Referência em Pequenas Centrais Hidrelétricas - CERPCH (2015), o campo de aplicação das turbinas Banki Figura 6 atende a quedas de 3 a 100 m com vazões de 0,02 a 2,0 (m<sup>3</sup>/s). Devido à sua simplicidade construtiva e as peculiaridades quanto ao seu funcionamento, esta turbina mostra-se altamente indicada para ser usada em microcentrais hidroelétricas.



**Figura 6 - Turbina Michell-Banki**  
**Fonte: Souza (2009)**

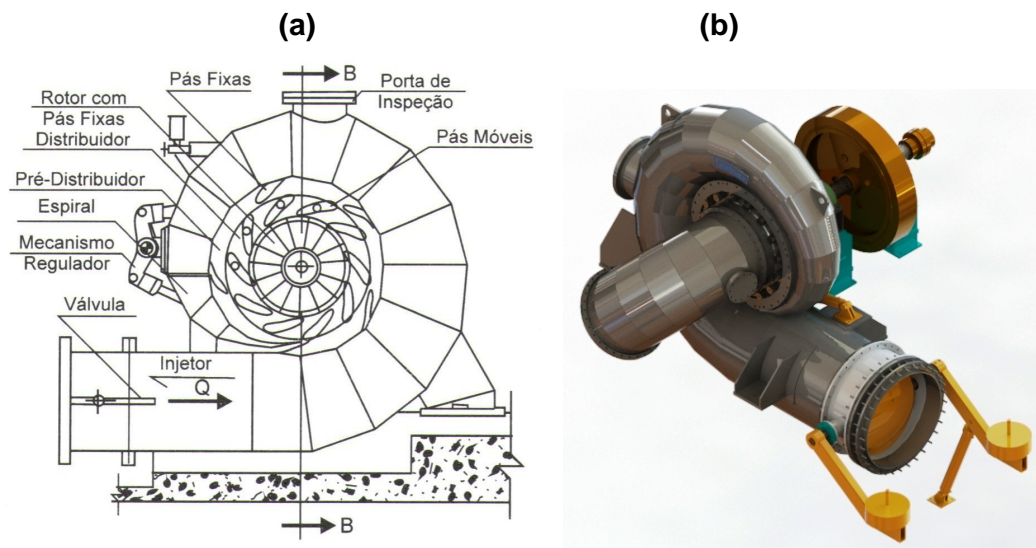
A turbina do tipo Banki, mostrada na Figura 6, é constituída por um rotor Figura 9 tipo tambor, este é dotado de pás estampadas em forma de lâminas e um perfil hidráulico regulador de vazão. O fluxo de água controlado e direcionado pelo perfil hidráulico encontra as pás do rotor impulsionando-o. Esse tipo de turbina é utilizado em aproveitamentos hidráulicos com menores quedas e maiores volume de água, situação que geralmente ocorre em regiões mais planas. (BETTA HIDROTURBINAS, 2015).

### 2.2.3 Turbina Francis

Estas turbinas recebem o nome do engenheiro inglês James Bicheno Francis nascido em 1812, ele as idealizou em meados de 1849. O primeiro exemplar foi fabricado em 1873 pela empresa J.M. Voith que aperfeiçoou o projeto original com a utilização de palhetas diretrizes móveis para o controle da turbina (VOITH, 2015).

Este tipo de turbina é largamente aplicado pelo fato das suas características cobrirem um grande campo de rotação específica. O rendimento destas máquinas que no passado não chegavam a 85%, hoje ultrapassam a 92% (JUNIOR, 2000).

Segundo Souza (2009) a turbina Francis é classificada como de reação, mostrado na Figura 7, sendo utilizada para alturas entre 8 e 600 metros, que por unidade chega a potências maiores de 850 MW.



**Figura 7 - Turbina Francis vista frontal (a) e vista isométrica (b)**  
**Fonte: Souza (2009)/Tabapower Geradora**

A turbina Francis pode ser executada tanto com eixo horizontal quanto na vertical. A construção com eixo na horizontal é utilizada para pequenas unidades, neste caso é apoiada em mancais de deslizamentos radiais além da utilização do mancal de escora axial. (JUNIOR, 2000).

Para micro e minicentraís, têm o eixo disposto horizontalmente Figura 7, devido às facilidades de instalação e manutenção, a caixa espiral normalmente é fabricada em chapa de aço e soldada. (ELETROBRÁS e DNAEE, 1985).

#### 2.2.3.1 Principais elementos da turbina Francis

A turbina Francis é constituída por alguns sistemas macro, como caixa espiral, pré-distribuidor, regulador de velocidade, rotor, eixo e tubo de sucção.

##### Caixa Espiral e Pré-Distribuidor

O conjunto caixa espiral e pré-distribuidor Figura 8 tem como finalidade guiar o fluído para a entrada do rotor aumentando sua velocidade de acordo com a redução do volume dos gomos da caixa. Geralmente é fabricada com chapas de aço carbono soldadas em gomos. A caixa espiral liga-se ao conduto forçado na secção de entrada, e ao pré-distribuidor na secção de saída (ALVES, 2007).

##### Regulador de velocidade, Eixo e Rotor

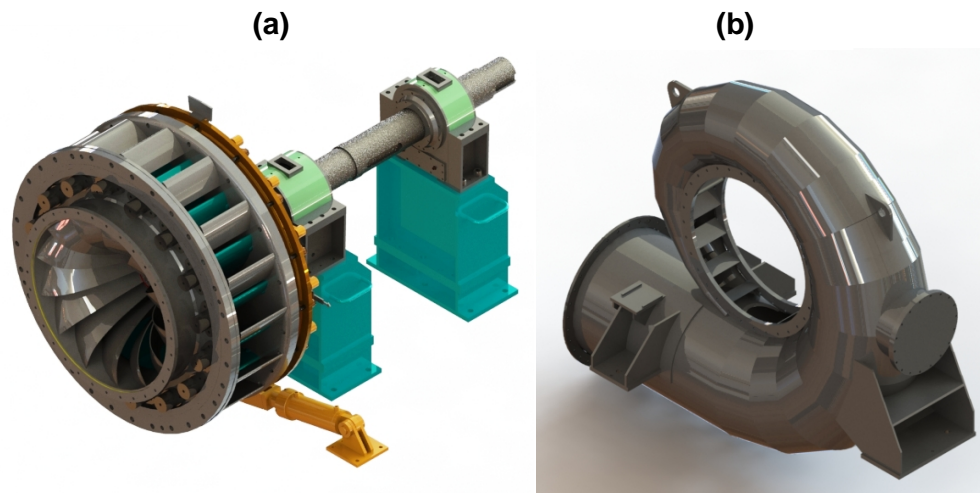
O regulador de velocidade Figura 8 (a) realiza o papel de controle da potência ativa, notadamente quando o grupo gerador está operando em paralelo com a rede ou com outra máquina (SOUZA, 2009).

Os reguladores automáticos de velocidade, geralmente empregados nas microcentrais e mini centrais hidrelétricas são do tipo mecânico, constituídos por um servomecanismo acionado por óleo pressurizado (ELETROBRÁS e DNAEE, 1985).

Qualquer variação de rotação do grupo gerador coloca em funcionamento o servomecanismo de acionamento do distribuidor da turbina. O distribuidor dispõe o fluxo de água por meio da turbina e controla a sua variação de potência, conforme a variação da carga na unidade geradora (ALVES, 2007).

O eixo Figura 8 (a) é o componente do equipamento que transfere parte da quantidade de movimento gerada pelo fluído ao passar pelo rotor para o gerador.

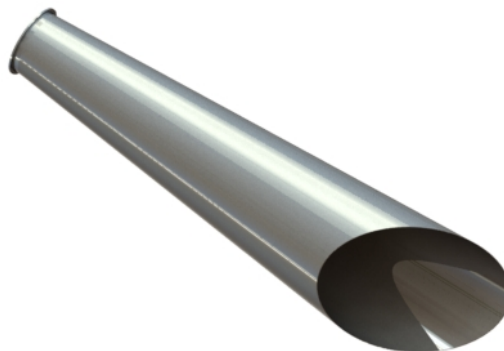
O rotor Figura 8 (a) é um elemento de grande importância para uma turbina hidráulica, pois ele proporciona a conversão de energia hidráulica em potência de eixo que transmitida ao gerador.



**Figura 8 - Conjunto regulador de velocidade, eixo e rotor (a) e caixa espiral (b)**  
Fonte – Tabapower Geradora

#### Tubo de sucção

O tubo de sucção Figura 9 tem por finalidade diminuir a velocidade de saída do fluido causando uma pressão “negativa” no sistema, o que permite que a água escoe de forma contínua ao invés de se descarregar livremente na atmosfera. Isso implica em um ganho na energia cinética na saída do rotor e também, num ganho do desnível topográfico entre saída do rotor e o nível da água no poço.



**Figura 9 - Tubo de sucção**  
Fonte: Tabapower Geradora

### 3 METODOLOGIA

#### 3.1 DESCRITIVO DO ROTEIRO DE CÁLCULOS

Nesta etapa serão identificadas as variáveis necessárias para execução do roteiro de cálculos. Estes dados devem ser especificados e fornecidos pelo estudo de caso que será utilizado para validação do código.

Os dados de entrada para realizar o roteiro de cálculos podem variar de autor para autor, ficando a critério do projetista de acordo com sua necessidade.

O roteiro de cálculos será proposto a partir dos autores Souza (Tomo III), Souza (Tomo I) e Henn (2012), com as literaturas será possível levantar a rotina de cálculos para o dimensionamento do rotor hidráulico.

Para obter o perfil hidráulico do rotor, que é composto pelo cubo, anel e pás, é necessário encontrar os pontos geométricos que determinam as medidas importantes para fabricação dos itens que compõem o rotor. Estes pontos serão levantados a partir de imagens de construção e fabricação descritivas presentes na literatura e em projetos reais.

#### 3.2 VERIFICAÇÃO DO ROTEIRO DE CÁLCULOS

O roteiro de cálculos será implementado no *software EES (Engineering Equation Solver)* e seguirá de forma seqüencial o roteiro de cálculos que será proposto, as equações matemáticas serão implementadas no programa dependendo das variáveis de entrada para obtenção dos resultados necessários a fabricação do conjunto.

As tomadas de decisões necessárias serão de responsabilidade do usuário uma vez que para a obtenção de alguns pontos de construção, se faz intuitivamente para adequação das curvas geométricas dos componentes.

#### 3.3 VALIDAÇÃO DO ROTEIRO DE CÁLCULOS

A validação será realizada a partir de um projeto comercial com o qual será efetuada uma comparação entre o rotor encontrado com o real, validando ou não o roteiro de cálculos. Esta validação deverá partir da alimentação do código com as

variáveis de entrada, obtendo os dados geométricos na saída do roteiro de cálculos, e realizando uma comparação ponto a ponto nos componentes do rotor. Será utilizado o *software* Excel para realização dos perfis geométricos dos componentes e em seguida a realização do desenho de fabricação do rotor completo.

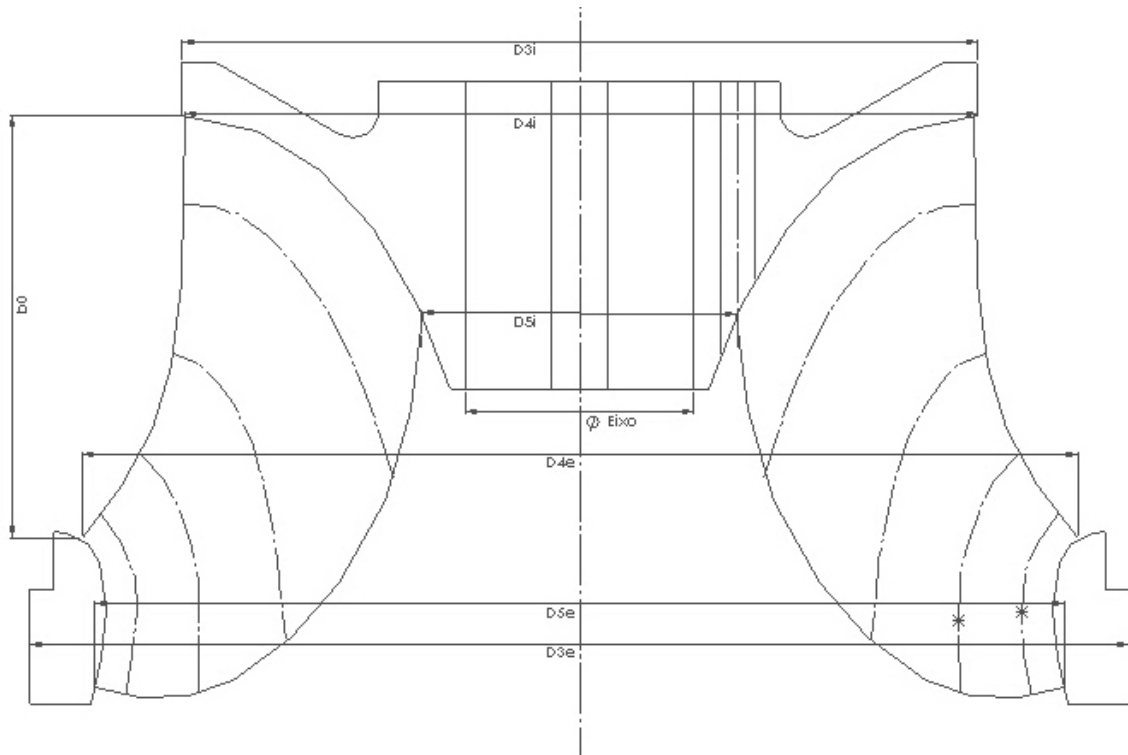
#### 4 REALIZAÇÃO DO ROTEIRO DE CÁLCULOS

De acordo com o levantamento realizado na literatura selecionada, o roteiro de cálculos para dimensionamento do rotor será executado a partir das equações matemáticas em função da rotação específica  $n_{qA}$ .

Geralmente as variáveis utilizadas são: vazão, rotação, altura de queda, e altitude do local. No entanto, estas variáveis podem diferir de acordo com a adaptação do roteiro de cálculos ou então do ponto de partida do projeto. Para o roteiro de cálculos desenvolvido os dados de entrada serão a vazão, altura de queda e rotação da máquina.

A partir desses dados o roteiro de cálculos deverá encontrar os pontos relevantes para fabricação de um rotor, estes que podem ser observados na figura 15.

- $D_{3e}$ - Diâmetro externo da cinta externa;
- $D_{5e}$ - Diâmetro externo da aresta de saída;
- $D_{4e}$ - Diâmetro externo da aresta de entrada;
- $D_{5i}$ - Diâmetro interno da aresta de saída;
- $D_{4i}$ - Diâmetro interno da aresta de entrada;
- $D_{3i}$ - Diâmetro externo da coroa interna;
- $\varnothing_{\text{eixo}}$ - Diâmetro do eixo da turbina;
- $b_0$ - Largura do distribuidor.



**Figura 10 – Pontos iniciais de projeto**  
**Fonte: Autoria própria**

Logo para iniciar o roteiro de cálculos primeiramente deve-se determinar o tipo de rotor hidráulico que será dimensionado, encontrando  $n_{qA}$  de acordo com as equações 1 e 2.

$$Y = g \cdot H \quad \text{eq. 01}$$

Onde:

Y – Trabalho específico (J/kg);

H – Altura de queda (m);

g – Aceleração da gravidade ( $m/s^2$ ).

$$n_{qA} = 10^3 \cdot n \cdot \frac{Q^{0,5}}{Y^{0,75}} \quad \text{eq. 02}$$

Onde:

$n_{qA}$  – Velocidade de rotação específica (adimensional);

Q – Vazão de projeto ( $m^3/s$ );

n – Rotação do rotor (rps).

Uma vez encontrado o valor de  $n_{qA}$  é preciso verificar o tipo de rotor hidráulico de acordo com a tabela 4.

Cálculos iniciais para dimensionamento do perfil hidráulico. Nesta etapa algumas adaptações deverão ser realizadas no roteiro de cálculos, buscando uma aproximação com dados práticos e uma otimização para o projeto solicitado.

$$Q_{r1/r} = n_v \cdot Q \quad \text{eq. 03}$$

Onde:

$Q_{r1/r}$  – Vazão corrigida de acordo com rendimento volumétrico ( $m^3/s$ );  
 $n_v$  – Rendimento volumétrico (Adimensional).

$$n_{qAr1/1} = 3 \cdot n_r \cdot \frac{Q_{r1/r}^{0,5}}{H^{0,75}} \quad \text{eq. 04}$$

Onde:

$n_{qAr1/1}$  – Velocidade de rotação específica com vazão corrigida (rpm);  
 $n_r$  – Rotação do rotor (rpm).

$$Q_r = 0,731 \cdot \left(1 + 0,01 \cdot n_{qAr1/1}^{0,5}\right) \cdot Q_{r1/r} \quad \text{eq. 05}$$

Onde:

$Q_r$  – Vazão regular ( $m^3/s$ ).

$$n_{qAr} = 3 \cdot n_r \cdot \frac{Q_r^{0,5}}{H^{0,75}} \quad \text{eq. 06}$$

Onde:

$n_{qAr}$  – Velocidade de rotação específica (rpm);

$$D_{5e} = 24,786 \cdot \frac{H^{0,5}}{n_r} + 0,685 \cdot \frac{Q_r^{0,5}}{H^{0,25}} \quad \text{eq. 07}$$

Onde:

$D_{5e}$  – Diâmetro externo da aresta de saída (m).

$$b_0 = \left( (0,168 \cdot 10^{-2} \cdot n_{qAr}) - (0,018 \cdot 10^{-4} \cdot n_{qAr}^2) \right) \cdot D_{5e} \quad \text{eq. 08}$$

Onde:

$b_0$  – Largura do distribuidor (m).

Para se obter o valor de  $D_{4e}$ , deve-se tomar a decisão de acordo com o valor obtido para  $n_{qAr}$ .

Se  $60 < n_{qAr} \leq 100$ , calcular:

$$D_{4e} = (2,32 - 0,975 \cdot 10^{-2} \cdot n_{qAr}) \cdot D_{5e} \quad \text{eq. 09}$$

Se  $100 < n_{qAr} \leq 250$ , calcular:

$$D_{4e} = \left( (0,165 \cdot 10^{-4} \cdot n_{qAr}^2) - (0,835 \cdot 10^{-2} \cdot n_{qAr} + 2,017) \right) \cdot D_{5e} \quad \text{eq. 10}$$

Se  $250 < n_{qAr} \leq 350$ , calcular:

$$D_{4e} = (1,025 - 0,03 \cdot 10^{-2} \cdot n_{qAr}) \cdot D_{5e} \quad \text{eq. 11}$$

Onde:

$D_{4e}$  – Diâmetro externo da aresta de entrada (m).

Da mesma forma para se obter o valor de  $D_{4i}$ , deve-se basear no valor obtido para  $n_{qAr}$ .

Se  $60 \leq n_{qAr} \leq 100$ , calcular:

$$D_{4i} = (2,32 - 0,975 \cdot 10^{-2} \cdot n_{qAr}) \cdot D_{5e} \quad \text{eq. 12}$$

Se  $100 < n_{qAr} \leq 350$ , calcular:

$$D_{4i} = (0,5 + 84,5 \cdot n_{qAr}^{-1}) \cdot D_{5e} \quad \text{eq. 13}$$

Onde:

$D_{4i}$  – Diâmetro interno da aresta de entrada (m).

Encontrado os valores para  $D_{4e}$  e  $D_{4i}$ , realiza-se a equação 14 para obtenção de  $D_{4m}$ .

$$D_{4m} = 0,5 \cdot (D_{4e} + D_{4i}) \quad \text{eq. 14}$$

Onde:

$D_{4m}$  – Diâmetro médio entre  $D_{4e}$  e  $D_{4i}$ . (m).

Para obtenção do valor de  $D_{3e}$ , utiliza-se o valor já obtido para  $n_{qAr}$ .

Se  $60 \leq n_{qAr} \leq 100$ , calcular:

$$D_{3e} = (2,32 - 0,975 \cdot 10^{-2} \cdot n_{qAr}) \cdot D_{5e} \quad \text{eq. 15}$$

Se  $100 < n_{qAr} \leq 350$ , calcular:

$$D_{3e} = (1,255 - 0,633 \cdot 10^{-3} \cdot n_{qAr}) \cdot D_{5e} \quad \text{eq. 16}$$

Onde:

$D_{3e}$  – Diâmetro externo da coroa externa (m).

$$u_{4m} = \frac{\pi \cdot D_{4m} \cdot n_r}{60} \quad \text{eq. 17}$$

Onde:

$U_{4m}$  – Velocidade média na aresta de entrada (m/s).

$$c_m = \frac{Q_r}{\pi \cdot b_0 \cdot D_{3e}} \quad \text{eq. 18}$$

Onde:

$C_m$  – Velocidade no tubo de admissão (m/s).

$$c_{u4m} = \frac{g \cdot n_i \cdot H}{u_{4m}} \quad \text{eq. 19}$$

Onde:

$c_{u4m}$  – Velocidade na aresta de entrada (m/s).

$n_i$  – Rendimento interno.

$$\beta_{4m} = \arctg \cdot \frac{c_m}{u_{4m} - c_{u4m}} \quad \text{eq. 20}$$

Onde:

$\beta_{4m}$  – Ângulo de direção da pá na entrada do rotor (graus).

De acordo com Souza (2011), nesta etapa é necessário verificar se o valor de  $\beta_{4m}$  satisfaz a seguinte condição  $70^\circ < \beta_{4m} < 90^\circ$ , caso  $\beta_{4m}$  esteja no intervalo o cálculo poderá prosseguir normalmente. Caso contrário será preciso realizar uma correção para  $D_{5e}$  até que a condição se satisfaça, prosseguindo da seguinte maneira.

- Se  $\beta_{4m}$  for menor que  $70^\circ$ , deve-se reduzir  $D_{5e}$  em 5, 10, 15,... (%);
- Se  $\beta_{4m}$  for maior que  $90^\circ$ , deve-se aumentar  $D_{5e}$  5, 10, 15,... (%).

Na obtenção de  $D_{3i}$ , procede-se similarmente a obtenção de  $D_{3e}$ , utilizando a condição de acordo com  $n_{qAr}$ .

Se  $60 \leq n_{qAr} \leq 100$ , calcular:

$$D_{3i} = (2,32 - 0,975 \cdot 10^{-2} \cdot n_{qAr}) \cdot D_{5e} \quad \text{eq. 21}$$

Onde:

$D_{3i}$  – Diâmetro externo da coroa interna (m).

Se  $100 < n_{qAr} \leq 350$ , calcular:

$$D_{3i} = \left( 0,7 + \frac{0,16}{(2,11 \cdot 10^{-3} \cdot n_{qAr}) + 0,08} \right) \cdot D_{5e} \quad \text{eq. 22}$$

$$D_{5i} = (0,86 - (2,18 \cdot 10^{-3} \cdot n_{qA})) \cdot D_{5e} \quad \text{eq. 23}$$

Onde:

$D_{5i}$  – Diâmetro interno da coroa interna (m).

$$L_i = \left( 0,4 + (0,168 \cdot 10^{-2} \cdot n_{qAr}) - (0,0177 \cdot 10^{-4} \cdot n_{qAr}^2) \right) \cdot D_{5e} \quad \text{eq. 24}$$

Onde:

$L_i$  – Altura da coroa interna (m).

$$y_{ij} = 1,54 \cdot \sqrt{\frac{x_{ij}}{L_i} \cdot \left( 1 - \frac{x_{ij}}{4 \cdot L_i} \right)^3} \quad \text{eq. 25}$$

Onde:

$y_{ij}$  – Equação para o traçado da coroa externa;

$x_{ij}$  – Pontos para determinar da equação, variando de 0 até  $L_i/4$ .

$$L_e = \left( (0,042 \cdot 10^{-4} \cdot n_{qAr}^2) - (0,4 \cdot 10^{-2} \cdot n_{qAr}) + 1,2 \right) \cdot D_{5e} \quad \text{eq. 26}$$

Onde:

$L_e$  – Altura da coroa externa (m).

$$L_{5e} = (0,26 - 0,21 \cdot 10^{-3} \cdot n_{qAr}) \cdot D_{5e} \quad \text{eq. 27}$$

Onde:

$L_{5e}$  – Altura do ponto  $D_{3i}$  até  $D_{5e}$  (m).

$$Y_{em} = \frac{0,162 \cdot (D_{3e} - D_{5e})}{\sqrt{\frac{L_{5e}}{L_e} \cdot \left(1 - \frac{L_{5e}}{L_e}\right)^3}} \quad \text{eq. 28}$$

Onde:

$Y_{em}$  – Espessura máxima da coroa externa (m).

$$y_{ej} = 3,08 \cdot Y_{em} \cdot \sqrt{\frac{x_{ej}}{L_e} \cdot \left(1 - \frac{x_{ej}}{L_e}\right)^3} \quad \text{eq. 29}$$

Onde:

$Y_{ej}$  – Equação para o traçado da coroa interna (m);

$X_{ej}$  – Pontos para determinar a equação, variando de 0 até  $L_e/4$ , depois de  $L_e/4$  até  $L_{5e}$  e no final de  $L_{5e}$  até  $L_e$ .

Na obtenção de  $L_{4i}$ , novamente utiliza-se a decisão de acordo com  $n_{qAr}$ .

Se  $50 < n_{qAr} \leq 210$ , calcular:

$$L_{4i} = \left( (3,785 \cdot 10^{-6} \cdot n_{qAr}^2) - (1,673 \cdot 10^{-3} \cdot n_{qAr} + 0,436) \right) \cdot D_{4e} \quad \text{eq. 30}$$

Onde:

$L_{4i}$  – Comprimento do arco de circunferência entre  $D_{4i}$  e  $D_{5i}$  (m).

Se  $210 < n_{qAr} \leq 350$ , calcular:

$$L_{4i} = \left( (2,353 \cdot 10^{-6} \cdot n_{qAr}^2) - (8,667 \cdot 10^{-3} \cdot n_{qAr} + 0,328) \right) \cdot D_{4e} \quad \text{eq. 31}$$

A partir de  $n_{qAr}$  pode-se encontrar o valor para  $L_{4e}$ , respeitando as condições.

Se  $50 < n_{qAr} \leq 210$ , calcular:

$$L_{4e} = \left( (3,713 \cdot 10^{-6} \cdot n_{qAr}^2) - (1,907 \cdot 10^{-3} \cdot n_{qAr} + 0,358) \right) \cdot D_{4e} \quad \text{eq. 32}$$

Onde:

$L_{4e}$  – Comprimento do arco de circunferência entre  $D_{4e}$  e  $D_{5e}$  (m).

Se  $210 < n_{qAr} \leq 350$ , calcular:

$$L_{4e} = (2,222 \cdot 10^{-4} \cdot n_{qAr} + 0,0833) \cdot D_{4e} \quad eq. 33$$

De acordo com Souza (2011) seguindo o roteiro anteriormente citado e aplicando as equações a seguir, pode-se estimar a potência máxima no eixo e o diâmetro aproximado para o eixo da turbina com as equações 34 e 35.

$$P_{emax} = g \cdot Q_{r1/1} \cdot H_{max} \cdot n_i \cdot n_m \quad eq. 34$$

$$d_{eixo} = 118 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{emax}}{n_r}} \quad eq. 35$$

Onde:

$P_{emax}$  – Potência máxima no eixo (kW);

$d_{eixo}$  – Diâmetro do eixo (mm);

$n_i$  – Rendimento interno;

$n_m$  – Rendimento da máquina.

A próxima etapa consiste em definir em quantas partes iguais ( $s_j$ ) é dividida a aresta de pressão e de sucção da pá do rotor. Para efetuar a divisão foi preciso medir o comprimento total das arestas no desenho realizado em *software* CAD (Computer Aided Design), ficando a critério do projetista a escolha de quantos seguimentos a aresta será dividida, com a aresta segmentada deverá ser obtida as medidas para os respectivos  $D_j$  conforme a figura 16.

Os cálculos desta etapa devem ser realizados para ambas as arestas (pressão e de sucção).

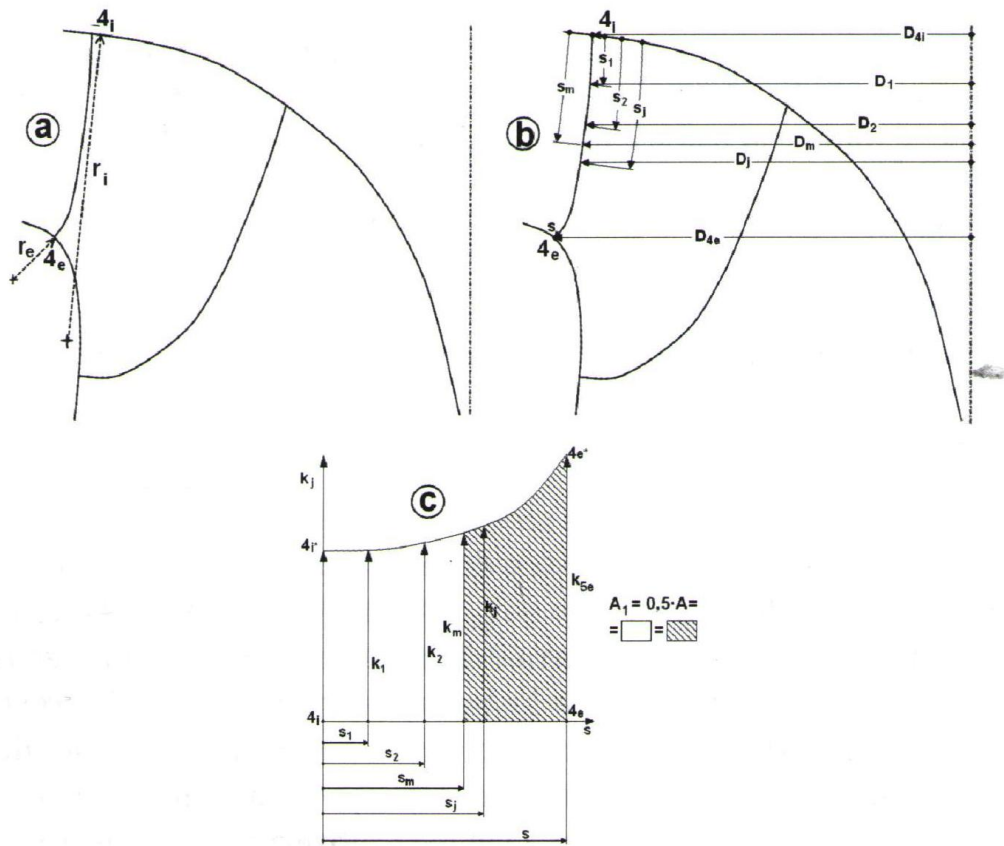


Figura 11 – Traçado para realização de medidas das pás  
 Fonte: Souza (2011)

Aresta de pressão.

$$\ln\left(\frac{c_{mj}}{c_{m4i}}\right) = \frac{s_j}{r_i} \cdot \left(\frac{s_j}{2 \cdot s} \cdot \left(\frac{r_i}{r_e} - 1\right) + 1\right) \tag{eq. 36}$$

Onde:

$c_{mj}/c_{m4i}$  – relação de velocidades meridionais (admissional).

Para realizar o cálculo da equação 37, deve-se realizar a medição de  $D_j$  para cada  $s_j$  escolhido.

$$k_j = \frac{c_{mj}}{c_{m4i}} \cdot D_j \tag{eq. 37}$$

Onde:

$k_j$  – Traçado das arestas de entrada da pá rebatidas no plano vertical (m).

Com a finalidade facilitar a visualização dos dados levantados deve-se preencher a tabela da figura 17.

Tabela 4.5 - Aresta de entrada da pá				
7	8	9	10	11
Pts	$s_j$	$c_{m_j}^* / c_{m_{4i}}^*$	$D_j$	$k_j$
-	m	-	m	m
4i				
1				
2				
...				
j				
...				
4e				

Figura 12 - Tabela para preenchimento de dados  
Fonte: Souza (2011)

Com as medidas de  $s_j$  e  $k_j$ , será possível esboçar os pontos encontrados, onde será obtida a área dessa geometria. Assim a área total deverá ser dividida em duas partes e por tentativa deve-se obter a igualdade das mesmas de acordo com a Figura 16, imagem (c).

Portanto poderá ser determinado os valores de  $s_m$  e  $k_m$  e posteriormente medir  $D_m$  no desenho realizado.

$$c_{m_m}^* = f_{em} \cdot c_m \quad \text{eq. 38}$$

Onde:

$f_{em} = 0,95$  (HENN, 2012) (admissional);

$c_m$  – Velocidade média (m/s);

$c_{m_m}^*$  – Velocidade média (m/s).

$$c_{m_{4i}}^* = \frac{c_{m_m}^* \cdot D_m}{k_m} \quad \text{eq. 39}$$

Onde:

$c_{m_{4i}}^*$  – Velocidade meridional no ponto 4i (m/s).

$$k_c = \frac{Q_r}{3 \cdot \pi} \quad \text{eq. 40}$$

Onde:

$K_c$  – Vazão corrigida (m<sup>3</sup>/s).

$$b_m = \frac{k_c}{c_{mm}^* \cdot D_m} \quad \text{eq. 41}$$

Onde:

$b_m$  – Diâmetro dos tubos de corrente média (m).

Aresta de sucção.

Deve-se repetir os cálculos realizados nas equações 36 à 41, e encontrar o ângulo e a velocidade média na pá de saída de acordo com as seguintes expressões.

$$u_{5m} = \frac{\pi \cdot D_{5m} \cdot n_r}{60} \quad \text{eq. 42}$$

Onde:

$U_{5m}$  – Velocidade média na saída da pá (m/s).

$D_{5m}$  – De acordo com a medida retirada do desenho (m).

$$\beta_{5m}^* = \arctg \frac{c_{mm}^*}{u_{5m}} \quad \text{eq. 43}$$

Onde:

$\beta_{5m}^*$  – Ângulo de inclinação na saída da pá (graus).

Para prosseguir com os cálculos é necessário retirar algumas medidas do desenho na aresta de entrada como  $D_j$ ,  $s_j$ ,  $\zeta_j$  e  $\theta_j$  de acordo com a Figura 18.



Onde:

$\beta_j^*$  – Ângulo entre as velocidades tangenciais e relativas, sem considerar o estrangulamento (graus).

$$z_r = (10 \text{ a } 13) \cdot \frac{r_g}{L_g} \cdot \text{sen} \left( \frac{\beta_{4m} \cdot \beta_{5m}}{2} \right) \quad \text{eq. 48}$$

Onde:

$Z_r$  – Números de pás. (O número de pás do rotor, normalmente é recomendado estar entre 10 e 15 pás).

$r_g$  – Raio do centro de gravidade da linha de corrente média (m);

$L_g$  – Comprimento da linha de corrente média (m).

$$t_j = \frac{\pi \cdot D_j}{z_r} \quad \text{eq. 49}$$

Onde:

$t_j$  – Passos (m).

$$e_j = 0,007 \cdot b_m \cdot \sqrt{H} \cdot \left( 1 - 0,07 \cdot \frac{s_j}{s} \right) \quad \text{eq. 50}$$

Onde:

$e_j$  – Espessura da pá variando linearmente (m).

$$f_{eej} = 1 - \frac{e_j \cdot \sqrt{1 + \cot^2 \theta_j \cdot \cos^2 \beta_j^*}}{t_j \cdot \text{sen} \beta_j^*} \quad \text{eq. 51}$$

Onde:

$f_{eej}$  – Coeficiente de estrangulamento.

$$c_{mj} = \frac{c_{mj}^*}{f_{eej}} \quad \text{eq. 52}$$

Onde:

$c_{mj}$  – Velocidade meridionais (m/s).

$$\beta_j = \text{artg} \frac{c_{mj}}{u_j \cdot c_{uj}} \quad \text{eq. 53}$$

Onde:

$\beta_j$  – Ângulo entre as velocidades tangenciais e relativas, considerando o estrangulamento (graus).

$$\beta_{nj} = \arctg(tg\beta_j \cdot \text{sen}\zeta_j) \quad \text{eq. 54}$$

Onde:

$\beta_{nj}$  – Ângulos na projeção horizontal para a aresta de entrada (graus);

Com as medidas de  $D_{js}$ ,  $s_j$ ,  $\zeta_j$  e  $\theta_j$  obtidas e se baseando na figura 18, repete-se a sequência de equações de 44 a 54. Porém para a aresta de saída será preciso calcular a expressão 55.

$$\psi_j^* = 0,8 \cdot (1 + \cos\beta_j) \cdot \left(1 - \frac{180}{n_{qAr} + 90}\right) \quad \text{eq. 55}$$

Onde:

$\Psi_j$  – Coeficiente empírico de correção do desvio na saída das pás do rotor devido ao seu número (m/s).

Com os dados obtidos pelas equações, pode-se preencher a tabela da figura 19, facilitando a visualização dos resultados obtidos.

Tabela 4.8 – Aresta de saída da pá para $220 \leq n_{qAr} \leq 350$							
69	70	71	72	73	74	75	76
$Pts$	$\psi_j^*$	$r_{Gj}$	$L_{Gj}$	$s_j$	$\cot g \beta_{rj}$	$\beta_{rj}$	$\beta_{rhj}$
-	-						
5e							
I							
x							
m							
y							
II							
5i							

Figura 14 - Tabela para preenchimento de dados  
Fonte: Souza (2011)

## 5 IMPLEMENTAÇÃO DO ROTEIRO DE CÁLCULOS

O roteiro de cálculos será implementado no software *EES (Engineering Equation Solver)* de acordo com o roteiro citado anteriormente, porém alguns gráficos e tabelas serão realizados em *Excel*.

O código foi implementado dependendo de alguns dados de entrada já citados, então as equações foram inseridas no software com nomenclatura e sequência de implementação de acordo com o roteiro como mostra a Figura 20.

```
"Primeiramente deve-se determinar o tipo de rotc
o cálculo seguirá a utilização de nqA (velocidade

g=9,81 [m/s^2]
H=21,35 [m]
Q=3,6 [m^3/s]
n_r=450 [rpm]
n=7,5 [rps]
N_v=0,96
N_i=0,95
N_m=0,91

"1"
Y=g*H

"2"
n_qA=10^3*n*(Q^(0,5)/Y^(0,75))

"3"
Q_r1=N_v*Q
```

**Figura 15 - Tela dados de entrada do roteiro de cálculos (EES)**  
**Fonte: Autoria própria**

Conforme citado no roteiro a implementação requer algumas tomadas de decisões, estas foram feitas pelo usuário de acordo com as especificações da literatura e também com conhecimento de caso. Na Figura 21 está exemplificada a forma como foi tomada as decisões e também realizados alguns ajustes.

"16 - De acordo com Souza (2011), nesta etapa é necessário verificar se o valor satisfaz a seguinte condição caso  $\beta_4m$  esteja no intervalo o cálculo poderá prosseguir normalmente.

Caso contrário será preciso realizar uma correção para  $D_{5e}$ , prosseguindo da seguinte maneira.

- Se  $\beta_4m$  for menor que  $70^\circ$ , deve-se reduzir  $D_{5e}$  5, 10, 15.... (%);
- Se  $\beta_4m$  for maior que  $90^\circ$ , deve-se aumentar  $D_{5e}$  5, 10, 15.... (%)."

$$\beta_{4m} = \arctan(c_m / (u_{4m} - c_{u4m}))$$

"CASO SEJA NECESSÁRIO SEGUIR O AJUSTE"

"17"

$$D_{5e1} = (24,789 * ((H^{0,5}) / n_r) + 0,685 * ((Q_r^{0,5}) / H^{0,25})) - ((15 * D_{5e}) / 100)$$

"18"

$$b_{01} = ((0,168 * (10^{-2}) * n_{qAr}) - (0,018 * (10^{-4}) * n_{qAr}^2)) * D_{5e1}$$

"19 - Tomada de decisão de acordo com  $n_{qAr}$  encontrado"

" $D_{4e} = (2,32 - 0,00975 * n_{qAr}) * D_{5e}$ " "Para  $60 < n_{qAr} \leq 100$ "

$D_{4e1} = ((0,165 * 10^{-4}) * n_{qAr}^2) - (0,835 * 10^{-2}) * n_{qAr} + (2,017) * D_{5e1}$  " Para  $100 < n_{qAr} \leq 250$ "

" $D_{4e} = (1,025 - 0,0003 * n_{qAr}) * D_{5e}$ " " Para  $250 < n_{qAr} \leq 350$ "

"20 - Diâmetro interno da aresta de entrada - tomar decisão de com  $n_{qAr}$  encontrado"

" $D_{4i} = D_{3i}$ " " Para  $60 \leq n_{qAr} < 100$ "

$D_{4i1} = (0,5 + 84,5 * n_{qAr}^{-1}) * D_{5e1}$  " Para  $100 \leq n_{qAr} < 350$ "

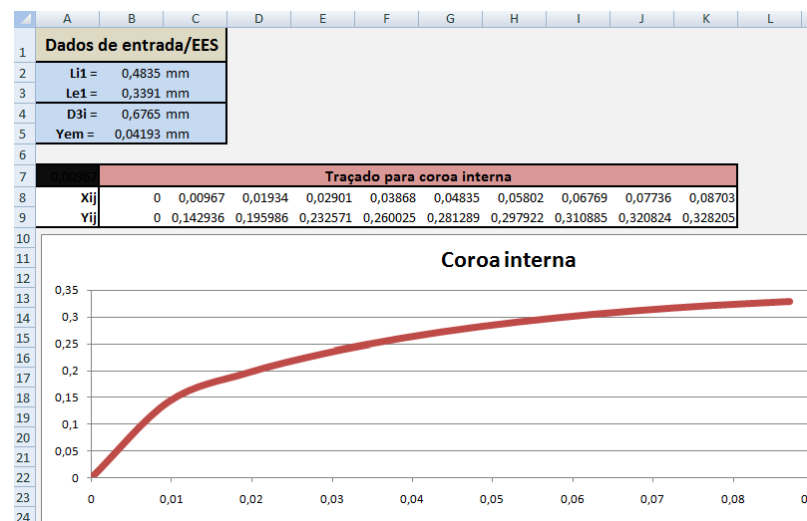
"21"

$$D_{4m1} = 0,5 * (D_{4e1} + D_{4i1})$$

**Figura 16 – Tela roteiro de cálculos (EES)**

Fonte: Autoria própria

Com a finalidade de facilitar a visualização dos gráficos e também o levantamento dos pontos, os mesmos foram plotados em Excel como pode ser visto na Figura 22.



**Figura 17 – Tela Excel para traçado de coroa interna**

Fonte: Autoria própria

## 6 VALIDAÇÃO DO ROTEIRO DE CÁLCULOS PROPOSTO A PARTIR DE UM ESTUDO DE CASO

Para a verificação do código será realizada a comparação dos resultados obtidos com um projeto executado comercialmente pela TabaPower Geradora, sendo assim pode-se observar os dados de entrada do projeto e os dados principais do rotor nas Figuras 18 e 19. Para realizar a comparação dos ângulos observa-se a Figura 20 onde se avaliará se perfil hidráulico do rotor encontrado é condizente, ou próximo, com o utilizado na turbina instalada na unidade geradora.

Dados de Entrada	
Vazão com o distribuidor 75% aberto: 2,70 m <sup>3</sup> /s	
Rotação: 450 rpm	
Queda Líquida: 21,35 m	
Altitude (Z): 500 m	
Potência da Turbina: 472,76 kW	
Vazão com o distribuidor 100% aberto: 3,60 m <sup>3</sup> /s	
Rotação (n): 7,500 rps	
Trabalho Específico (Y): 209,4435 Joule/Kg	
Rotação Específica (nqA 100%): 257,176	
Altura de sucção máxima (75%): 6,014 m	
Sigma mínimo (75%): 0,158	
Rendimento interno do rotor (100%): 85,09%	
Vazão do Rotor: 3,5640 m <sup>3</sup> /s	
Rotação Específica do Rotor: 257,176	
Elementos para Desenvolvimento do Rotor	Ajuste
Diâmetro externo da aresta de saída (D5e): 0,8561 m	
Diâmetro interno da aresta de saída (D5i): 0,2563 m	
Largura do distribuidor (b0): 0,2680 m	
Diâmetro externo da aresta de entrada (D4e): 0,9023 m	0,9023 m
Diâmetro médio da aresta de entrada (D4m): 0,8461 m	
Diâmetro interno da aresta de entrada (D4i): 0,7900 m	0,7900 m
D3e: 0,9350 m	
D3i: 0,8193 m	
u4m: 19,9368 m/s	
Velocidade média na entrada e na saída da pá (cm): 6,1915 m/s	
Cu4m 17,0497 m/s	
Beta4m: 65,00°	
Altura da curva interna da coroa (Li): 2,4528 m	
Altura da curva externa da coroa (Le): 0,3845 m	
Altura do ponto 5e na curva externa da coroa (L5e): 0,1764 m	
Ponto máximo da equação da curva externa (Yem): 0,0474 m	
Altura onde ocorre o Yem (Le/4): 0,0961 m	

Figura 18 - Dados do rotor do estudo de caso  
Fonte: Tabapower Geradora

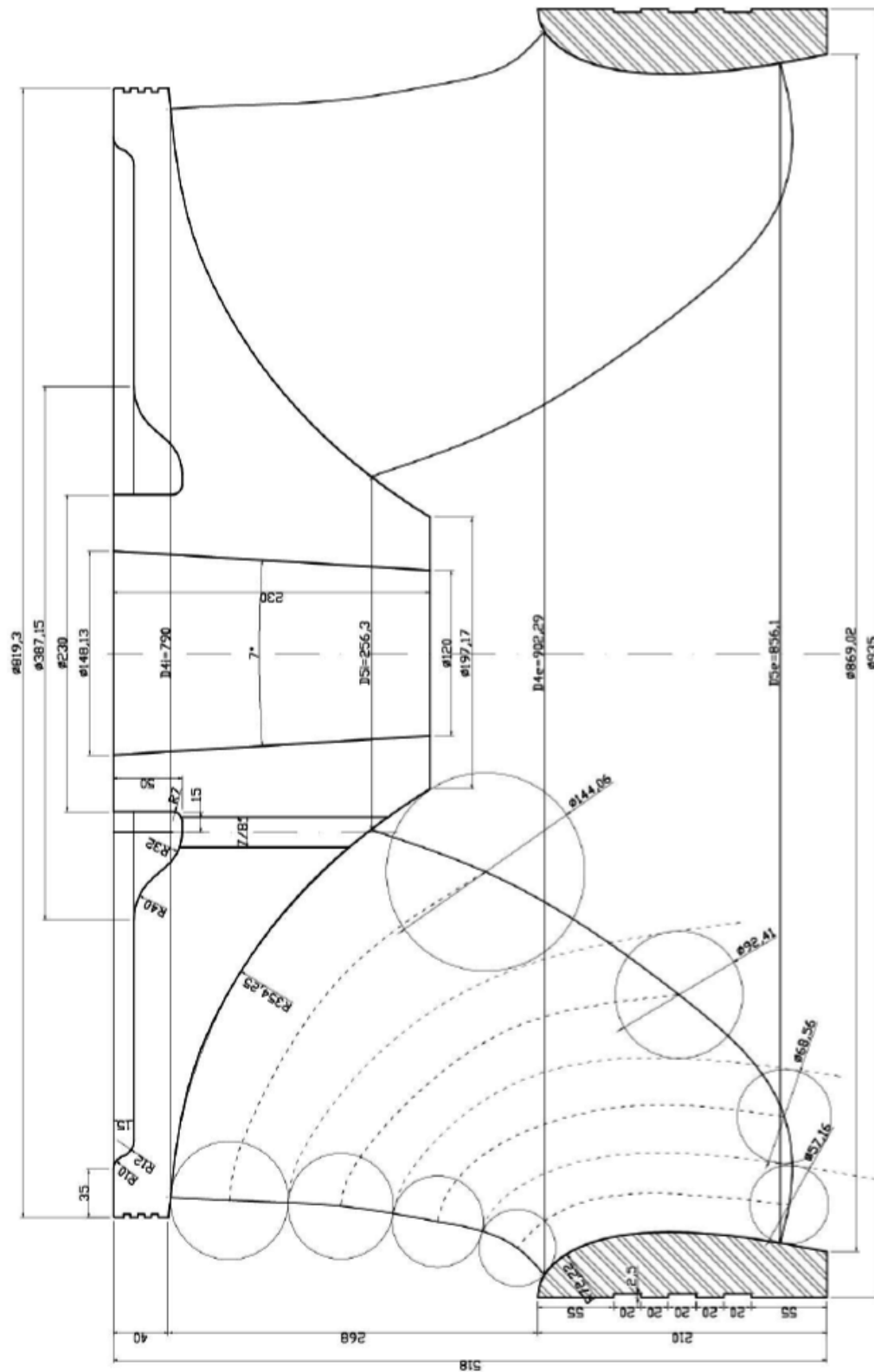


Figura 19 – Dados de fabricação para o rotor do estudo de caso  
Fonte: Tabapower Geradora

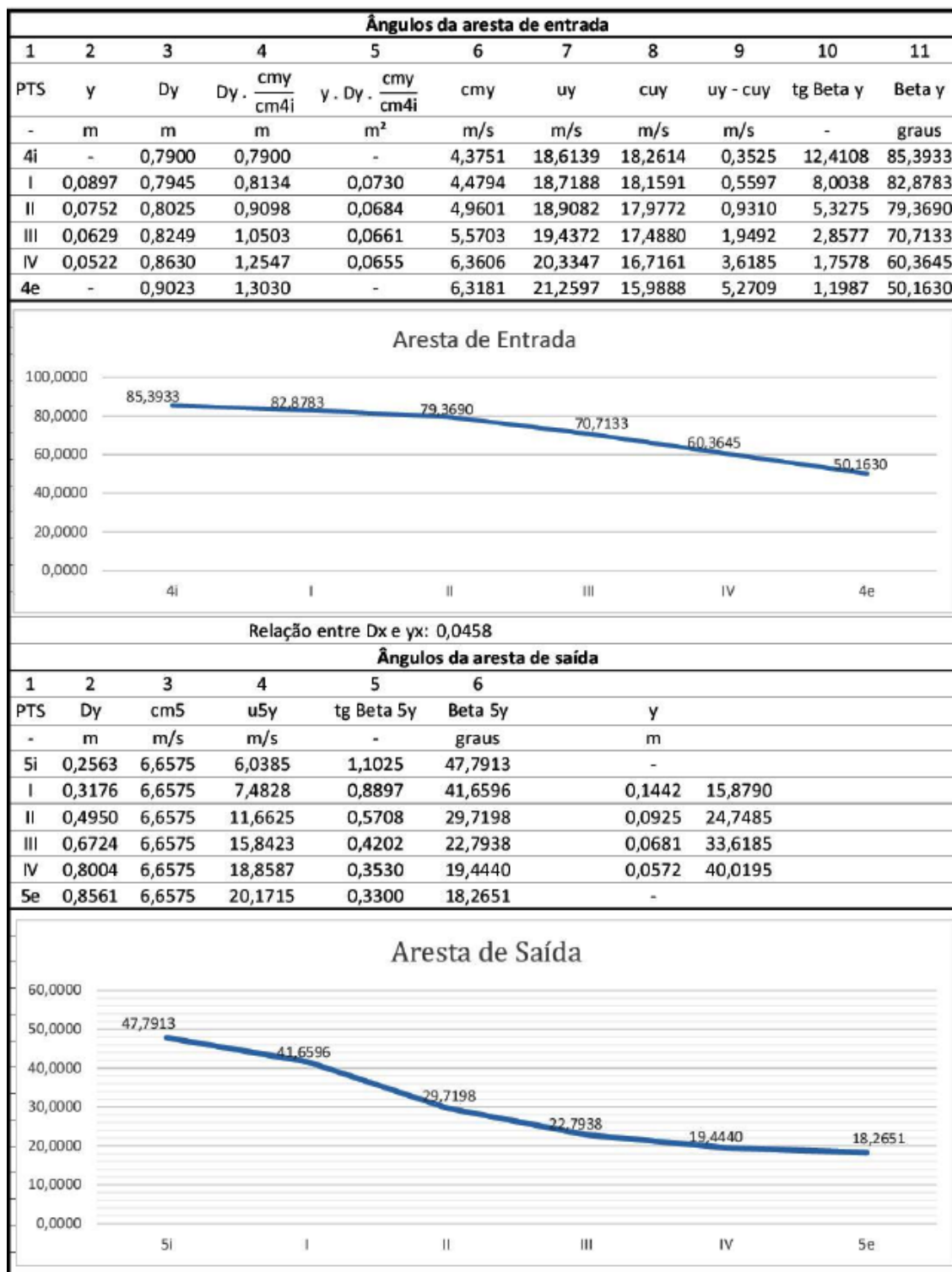
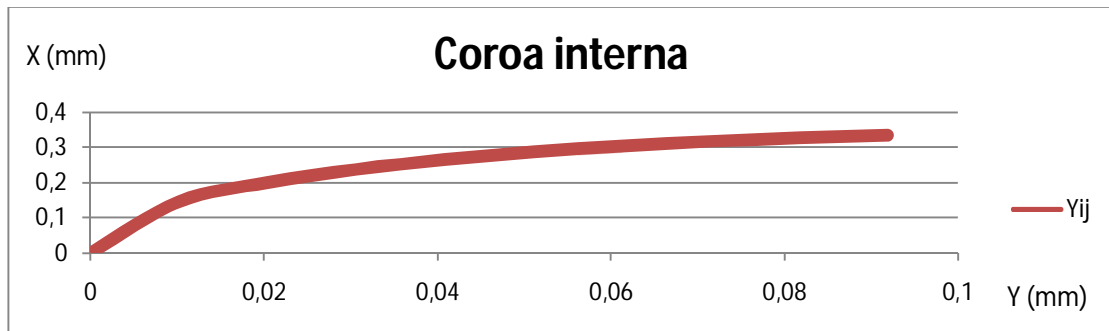


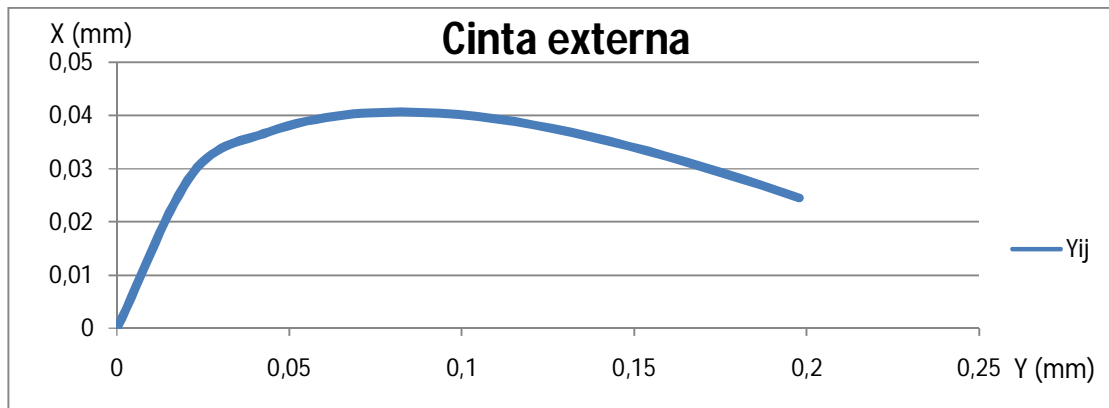
Figura 20 – Ângulos das pás de entrada e saída para o rotor do estudo de caso  
 Fonte: Tabapower Geradora

## 7 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Portando utilizando o roteiro de cálculos já mencionado somado com conhecimento prático foi possível iniciar o projeto e encontrar os dados para o traçado da coroa interna Figura 21 e cinta externa Figura 22.



**Figura 21 - Traçado para coroa interna**  
Fonte: Autoria própria



**Figura 22 – Traçado para cinta externa**  
Fonte: Autoria própria

Com estas medidas pré-liminares de projeto prosseguiu-se com o roteiro podendo assim encontrar as medidas principais para fabricação do rotor Figura 23.

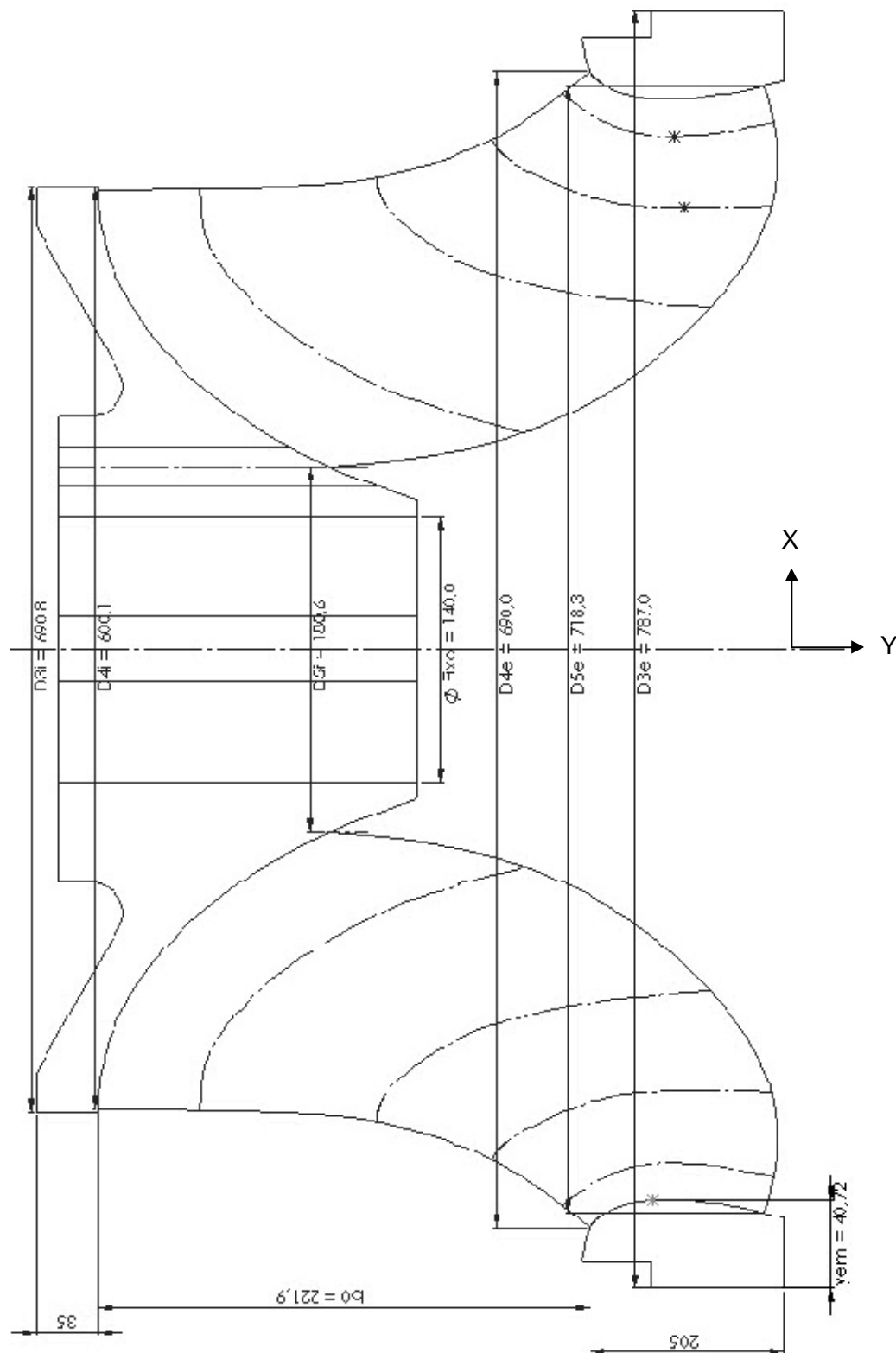
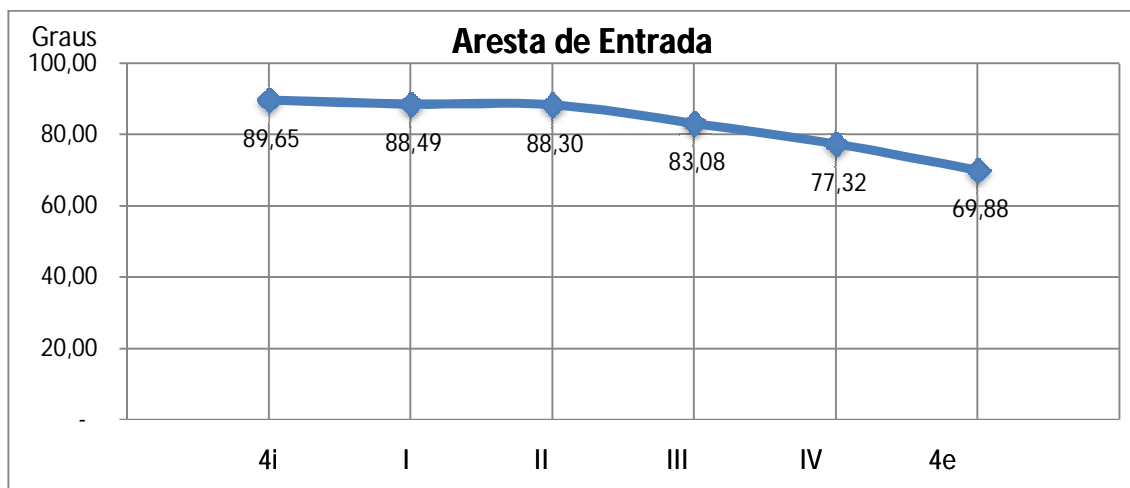


Figura 23 – Medidas principais do rotor em milímetros  
Fonte: Autoria própria

Com os dados encontrados na Figura 23 foi possível realizar o dimensionamento dos ângulos das pás de entrada e saída do rotor hidráulico como pode ser verificado nas Figuras 24, 25, 26 e 27 a seguir.

<b>Aresta de entrada da pá</b>									
	<i>S<sub>j</sub></i>	<i>D<sub>j</sub></i>	<i>K<sub>j</sub></i>	<i>u<sub>j</sub></i>	<i>c<sub>uj</sub></i>	<i>beta*j</i>	<i>teta<sub>j</sub></i>	<i>cm<sub>j</sub></i>	<i>BETA<sub>j</sub></i>
	m	m	m	m/s	m/s	graus	graus	m/s	graus
<b>4i</b>	0	0,6001	0,6001	14,13821	14,07331	89,35812	89,69	10,96511	89,65
<b>I</b>	0,0514	0,6046	0,60752	14,24422	13,96856	87,30485	90	10,51698	88,49
<b>II</b>	0,1028	0,6054	0,611587	14,26307	13,9501	86,94198	85,15	10,58055	88,30
<b>III</b>	0,1542	0,6278	0,637957	14,79081	13,45236	77,15849	88,88	11,03547	83,08
<b>IV</b>	0,2056	0,6659	0,681026	15,68844	12,68267	62,89928	88,74	13,37199	77,32
<b>4e</b>	0,257	0,69	0,710591	16,25623	12,2397	55,63627	89,66	10,97033	69,88

**Figura 24 - Dados para aresta de entrada**  
Fonte: Autoria própria



**Figura 25 – Ângulos para a aresta de entrada**  
Fonte: Autoria própria.

Aresta de saída da pá								
	$S_j$	$D_j$	$K_j$	$u_j$	$\beta^*j$	$tetaj$	$cmj$	$BETAJ$
	m	m	m	m/s	graus	graus	m/s	graus
<b>5i</b>	0	0,1806	0,1806	4,254891	54,08203	43,21	6,070217	54,97
<b>I</b>	0,088	0,2234	0,225448	5,263248	48,13984	42,4	6,295579	50,10
<b>II</b>	0,176	0,3895	0,397735	9,176523	32,62581	46,7	7,176699	38,02
<b>III</b>	0,264	0,55	0,56981	12,95786	24,38746	76,12	6,624877	27,08
<b>IV</b>	0,352	0,6582	0,693689	15,50703	20,74827	65,41	6,996488	24,28
<b>5e</b>	0,44	0,7183	0,772167	16,92297	19,1437	76,23	7,219588	23,10

Figura 26 - Dados para aresta de saída  
Fonte: Autoria própria

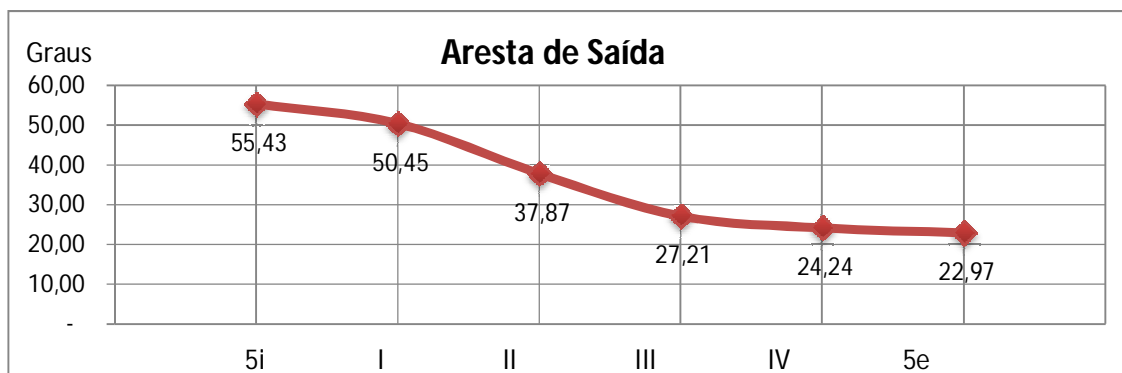
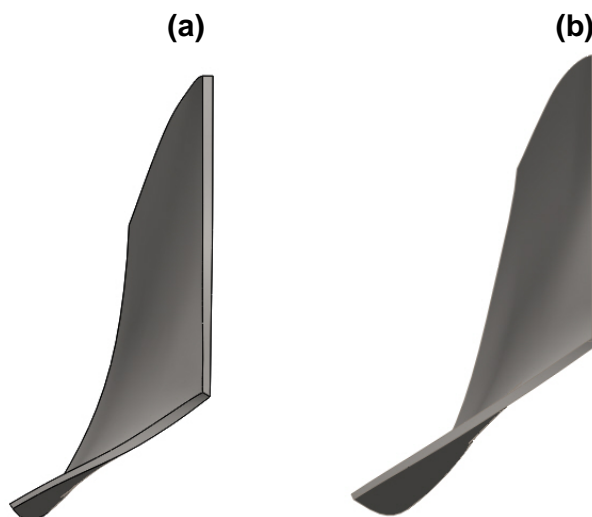
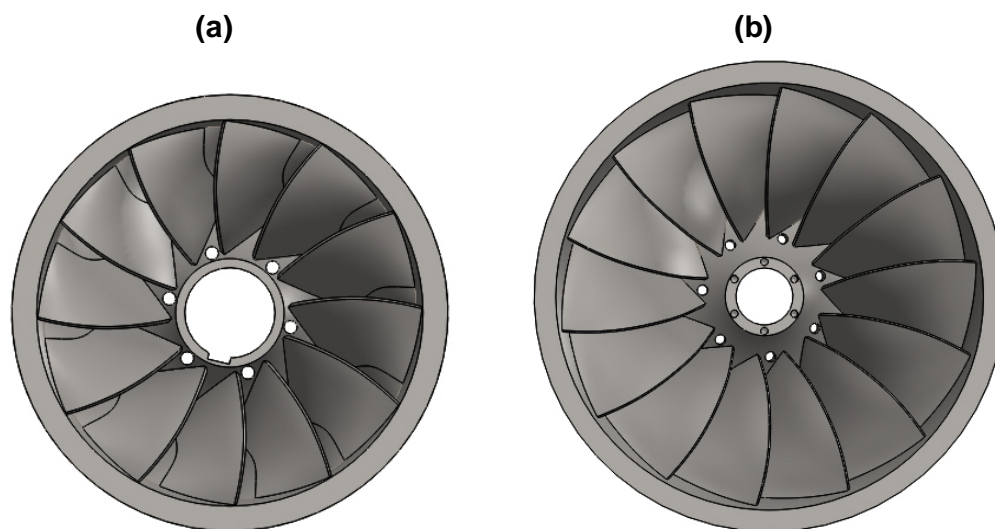


Figura 27 - Ângulos para aresta de saída  
Fonte: Autoria própria

Logo estes dados nos mostram o perfil para a aresta de entrada e saída do rotor proposto, portanto quando interligadas as arestas de acordo com suas linhas de corrente encontra-se o perfil da pá do rotor. Assim foi possível realizar o desenho do perfil hidráulico e compará-lo com o perfil do estudo de caso de acordo com as Figuras 28 e 29.



**Figura 28 – Comparação da pá encontrada (a) e do estudo de caso (b)**  
**Fonte: Adaptado Tabapower Geradora**



**Figura 29 – Comparação vista frontal do rotor encontrado (a) e do rotor do estudo de caso (b)**  
**Fonte: Adaptado Tabapower Geradora**

Analisando as Figuras 29 (a) e 29 (b) respectivamente nota-se que o perfil encontrado contém 12 pás enquanto o perfil do estudo de caso contém 14, este número foi escolhido para o rotor encontrado, pois as medidas obtidas no roteiro foram ligeiramente menores quando comparadas com o estudo de caso como pode ser visto na Tabela 5.

**Tabela 5 - Comparativo entre as principais medidas para fabricação**

	Roteiro de cálculos	Estudo de caso
$b_0$	221,9 mm	268 mm
$D_{3i}$	690,8 mm	819,3 mm
$D_{4i}$	600,1 mm	790 mm
$D_{5i}$	180,6 mm	256,3 mm
$d_{eixo}$	140 mm	120 mm
$D_{3e}$	787 mm	935 mm
$D_{4e}$	690 mm	902,3 mm
$D_{5e}$	718,3 mm	856,1 mm

Fonte: Autoria própria

Portando para as dimensões apresentadas na Tabela 5 foram comparadas as angulações necessária para o dimensionamento final do rotor de acordo com as Figuras 30 e 31.

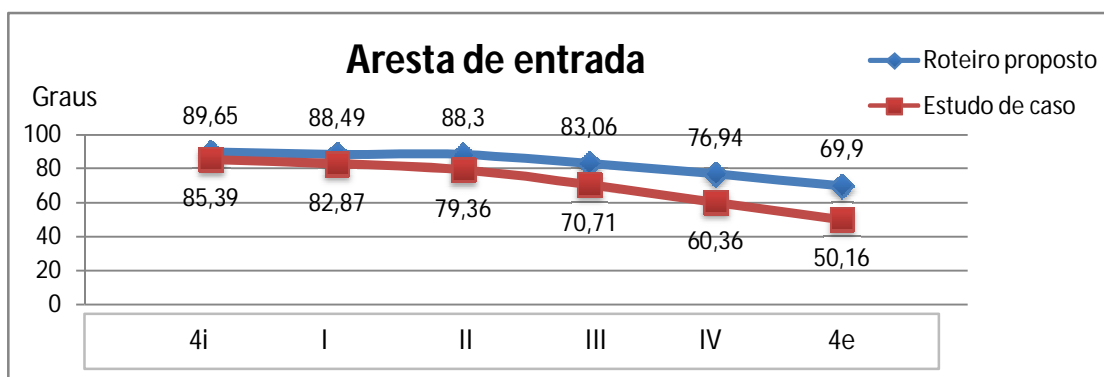


Figura 30 - Comparativo entre os ângulos da aresta de entrada  
Fonte: Autoria própria

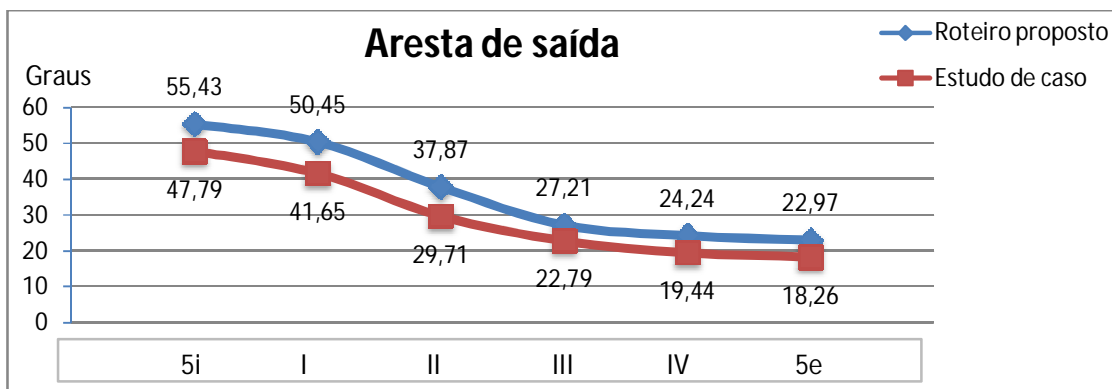


Figura 31 - Comparativo entre os ângulos da aresta de saída  
Fonte: Autoria própria

Logo de acordo com os dados encontrados pode-se notar que as tendências para a aresta de entrada e saída se mantiveram, porém em graus diferentes isso se deve a vários fatores como o número de pás e também o tamanho dimensionalmente menor do rotor, sendo assim a maneira de compensar o maior espaçamento entre as pás e as medidas de fabricação inferiores ao estudo de caso o ângulos ficaram mais elevados quando comparados entre si.

Outro ponto relevante são os ajustes e tomada de decisões de acordo com o conhecimento de caso do projetista, estes são de total importância para adquirir um projeto que corresponda com o prometido, logo a potência encontrada para o rotor proposto foi inferior ao rotor do estudo de caso sendo a primeira de 419,9 kW e a segunda de 476,72 kW respectivamente.

No entanto ambos os rotores corresponderiam a demanda de projeto da geradora de 400 kW.

## 8 CONCLUSÃO

No desenvolvimento do trabalho foi possível levantar que o Brasil tem um grande potencial para o ramo de PCH's e CGH's e devido à facilidade de implantação, ao custo relativamente baixo para geração e ao livre comércio de energia estes ramos já se tornaram realidade no país. Com inúmeras unidades ainda por ser fabricadas e o rotor sendo um dos itens de maior importância em uma turbina, é notória a necessidade de ferramentas que auxiliem no projeto.

Sendo assim o roteiro de cálculos descrito possibilitou encontrar boa parte dos dados para o dimensionamento de um rotor hidráulico tipo Francis, porém algumas medidas devem ser retiradas diretamente do desenho realizado em *CAD (Computer Aided Design)* contanto com traçados aproximados, estas aproximações assim como alguns ajustes fazem necessário o conhecimento prático do projetista para decidir a qual decisão tomar.

A implementação do roteiro de cálculos foi realizada de maneira a facilitar o decorrer das contas, o roteiro de cálculos serve como ferramenta de apoio para realizar todos os cálculos, tornando-os maleáveis quando preciso, logo desta maneira o dimensionamento pode ser otimizado e realizado em um menor espaço de tempo.

Portando ao realizar a comparação com o estudo de caso foi possível observar que, mesmo com algumas diferenças o rotor encontrado de acordo com o roteiro mantém uma coerência com o rotor já instalado cada um com suas peculiaridades, sendo assim o roteiro de cálculos para o dimensionamento do rotor hidráulico corresponde ao o que foi proposto no trabalho.

## REFERÊNCIAS

ABRAPCH. **Brasil é o 4º país em geração renovável, mas produção hidráulica sofre queda.** Disponível em: <<http://abrapch.com.br/brasil-e-o-4o-pais-em-geracao-renovavel-mas-producao-hidraulica-sofre-queda/>>. Acesso em 10 ago. 2015.

ALVES, Gilberto M. **Avaliação da viabilidade de aplicação de uma microcentral hidrelétrica, para atender consumidores localizados em regiões isoladas.** 2007. 156 f. Tese (Doutorado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Ciências Agrônomicas, Botucatu, 2007.

ANEEL. **Atlas de Energia Elétrica no Brasil.** 1 ed. Brasília, Brasil, 2002.

ANEEL. **Banco de Informação de Geração.** Disponível em:<<http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.cfm>>. Acesso em 11 ago. 2015.

BAJAY, S.V., WALTER, A. C. S. **Gerações descentralizada de energia elétrica.** In: SIMPÓSIO BRASILEIRO SOBRE COGERAÇÃO DE ENERGIA NA INDÚSTRIA, 1989, Campinas.

BELUCO, Alexandre. **Viabilidade de microcentrais hidrelétricas baseadas no emprego de equipamentos de mercado.** Tese (Mestrado em Engenharia) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 1994.

BETTAHIDROTURBINAS. **Turbina Hidráulica tipo Banki.** Disponível em:<<http://www.bettahidroturbinas.com.br/produto/mch-banki>>. Acesso em: 18 Set. 2015.

CERPCH. **Centro Nacional de Referência em Pequenas Centrais Hidroelétricas.** Disponível em: <[http://www.cerpch.unifei.edu.br/resumo\\_art.php?id=48](http://www.cerpch.unifei.edu.br/resumo_art.php?id=48)>. Acesso em: 27 Jul. 2015.

CERPCH. **Centro Nacional De Referência Em Pequenas Centrais Hidrelétricas.** Disponível em: <<http://cerpch.unifei.edu.br/pt/>>. Acesso em 12 set. 2015.

ELETROBRÁS. **Diretrizes para projetos de PCH.** Manual Técnico.

ELETROBRÁS. DEPARTAMENTO NACIONAL DE ÁGUAS E ENERGIA ELÉTRICA. **Manual de microcentrais hidrelétricas.** Rio de Janeiro: 1985.

GOMES, Carla da Gama S. **Noções de geração de energia utilizando algumas fontes de baixo impacto ambiental.** Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro: 2010.

HACKER. **Turbinas Pelton.** Disponível em: <[http://www.hacker.ind.br/produtos\\_turbinas\\_pelton\\_turbinas.php](http://www.hacker.ind.br/produtos_turbinas_pelton_turbinas.php)>. Acesso em 25 set. 2015.

HENN, É. L. **Máquinas de Fluido.** Santa Maria: Editora UFSM, 2012.

MELLO JUNIOR, Antônio G. de. **A turbina de fluxo cruzado (Michell-Banki) como opção para centrais hidráulicas de pequeno porte.** Dissertação (Mestrado em Energia) – Universidade de São Paulo (USP). São Paulo, 2000.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Brasil é o 4º país em produção de fontes renováveis de energia.** Disponível em: <[http://www.mme.gov.br/web/guest/pagina-inicial/outras-noticias/-/asset\\_publisher/32hLrOzMKwWb/content/brasil-e-o-4-pais-em-producao-de-fontes-renovaveis-de-energia](http://www.mme.gov.br/web/guest/pagina-inicial/outras-noticias/-/asset_publisher/32hLrOzMKwWb/content/brasil-e-o-4-pais-em-producao-de-fontes-renovaveis-de-energia)>. Acesso em 05 out. 2015.

PORTAL Brasil. **Potencial hidrelétrico brasileiro está entre os cinco maiores do mundo.** Disponível em: <<http://www.brasil.gov.br/infraestrutura/2011/12/potencial-hidreletrico-brasileiro-esta-entre-os-cinco-maiores-do-mundo>>. Acesso em 09 set. 2015.

PORTAL BRASILEIRO DE ENERGIAS RENOVÁVEIS. **Fontes de Energia Renovável.** Disponível em: <[http://www.energiarenovavel.org/index.php?option=com\\_content&task=view&id=17&Itemid=306](http://www.energiarenovavel.org/index.php?option=com_content&task=view&id=17&Itemid=306)>. Acesso em 20 out. 2015.

SOUZA, Z. **Projetos de Máquinas de Fluxo: tomo III, turbinas hidráulicas com rotores tipo francis.** Rio de Janeiro: Editora Interciência: Minas Gerais: Editora Acta, 2011.

SOUZA, Zulcy de. **Centrais Hidrelétricas: Dimensionamento de Componentes.** São Paulo: Edgard Blücher, 1992.

SOUZA, Zulcy de; FUCHS, Ruvens Dario; SANTOS, Afonso H. Moreira. **Centrais hidro e termelétricas.** São Paulo: Edgard Blücher; Itajubá-MG: Escola Federal de Engenharia, 1983.

SOUZA, Zulcyde; SANTOS, Afonso H. M.; BORTONI, Edson da C. **Centrais Hidrelétricas: Implantação e Comissionamento.** 2. ed. Rio de Janeiro: InterciênciaLtda., 2009.

VIANA, Fabiana Gama; VIANA, Augusto Nelson Carvalho. **Micro centrais hidrelétricas:** alternativa às comunidades rurais isoladas. Campinas: UNICAMP, 2005.

VOITH. **Turbinas**. Disponível em: <<http://www.voith.com/en/products-services/hydro-power/turbines-559.html>>. Acesso em 27 out. 2015.