

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**  
**DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE ELÉTRICA**  
**CURSO DE ENGENHARIA ELÉTRICA**

**PAULA DA ROSA BERGAMO**

**ESPECIFICAÇÕES DE TURBINAS HIDRÁULICAS**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**PATO BRANCO**

**2018**

PAULA DA ROSA BERGAMO

## **ESPECIFICAÇÕES DE TURBINAS HIDRÁULICAS**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso de Engenharia Elétrica do Departamento Acadêmico de Engenharia Elétrica – DAELE – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Câmpus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Eletricista.

Orientador: Prof. Me. César Augusto Portolann

PATO BRANCO

2018

## **TERMO DE APROVAÇÃO**

O trabalho de Conclusão de Curso intitulado “**Especificações de Turbinas Hidráulicas**”, da aluna “**Paula da Rosa Bergamo**” foi considerado **APROVADO** de acordo com a ata da banca examinadora N° 205 de 2018.

Fizeram parte da banca os professores:

**César Augusto Portolann**

**Andrei Bordignon**

**Dionatan Augusto Guimarães Cieslak**

**Ricardo Vasques de Oliveira**

**A Ata de Defesa assinada encontra-se na Coordenação do Curso de Engenharia Elétrica**

## DEDICATÓRIA

Dedico esse trabalho aos meus pais, Liamara e Archimedes.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço aos meus pais, Liamara e Archimedes que sempre me ajudaram nos momentos difíceis e me proporcionaram a oportunidade de poder estar cursando esse curso de graduação longe da minha cidade. Agradeço aos meus avós Lourdes e Eroclides e a minha tia Leonice que sempre estiverem presentes durante essa fase da minha vida, tentando sempre me ajudar no que lhes fosse possível.

Gostaria de agradecer aos meus amigos, em especial a minha amiga Alessandra que sempre esteve comigo e me ajudou durante toda a graduação, sendo uma pessoa importante por sempre ser um suporte emocional pra mim.

Por fim, gostaria de agradecer a Deus a oportunidade de viver este momento de muita felicidade e satisfação.

## EPÍGRAFE

A persistência é o caminho do êxito. (Charlie Chaplin)

## RESUMO

BERGAMO, Paula R. Especificações de turbinas hidráulicas. 2018. XXf. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Elétrica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2018.

Este trabalho apresenta métodos para dimensionar turbinas hidráulicas para alguns tipos de aproveitamento geográfico. É apresentado o funcionamento de cada tipo de turbina, seus componentes principais e os locais mais apropriados para a instalação de cada tipo. Um breve estudo sobre usinas hidrelétricas foi realizado, para poder demonstrar a importância das turbinas em uma central hidrelétrica. Ao final deste trabalho estão alguns exemplos de dimensionamento de turbina para locais hipotéticos.

**Palavras-chave:** Altura de queda d'água. Turbina hidráulica. Usina hidrelétrica. Vazão. Velocidade específica.

## ABSTRACT

BERGAMO, Paula R. Specifications of hydraulic turbines. 2018. XXf. Course Completion work - Course in Electrical Engineering, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2018.

This work presents methods to scale hydraulic turbines for any kind of geographical advantage. It is shown how does each type of turbine, its main components and the most suitable sites for the installation of each type. A brief study on hydroelectric power has been done, to be able to demonstrate the importance of the turbines in a hydroelectric plant. At the end of this work are some examples of turbine sizing for hypothetical locations.

**Keywords:** Hydraulic turbine. Hydroelectric Plant. Height of drop of water. Flow. Specific speed.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Matriz energética do Brasil. ....	10
Figura 2 - Usina hidrelétrica. ....	13
Figura 3 - Turbina Pelton. ....	22
Figura 4 - Esquema de funcionamento da turbina Francis. ....	23
Figura 5 - Turbina Kaplan de eixo vertical. ....	24
Figura 6 - Exemplo de curva de demanda diária. ....	28
Figura 7 - Região mais apropriada para utilização de cada tipo de turbina. ....	30
Figura 8 - Esquema de uma turbina Pelton com todos os seus elementos . ....	33
Figura 9 - Esquema da turbina Pelton com 1 injetor. ....	34
Figura 10 - Turbina Pelton com dois injetores. ....	35
Figura 11 - Rotor da turbina Pelton mostrando a diferença entre os diâmetros do rotor. ....	36
Figura 12 - Formato das pás de uma turbina Pelton. ....	38
Figura 13 - Modelo de rotor da turbina Francis lenta. ....	40
Figura 14 - Modelo do rotor da turbina Francis normal. ....	41
Figura 15 - Modelo de rotor da turbina Francis rápida . ....	42
Figura 16 - Modelo de rotor de turbina super-rápida. ....	42
Figura 17 - Diâmetro principais da turbina Francis. ....	43
Figura 18 - Componentes de uma turbina Kaplan. ....	49
Figura 19 - Desenho dos principais diâmetros da turbina Kaplan. ....	50
Figura 20 - Modelo da turbina Michel-Banki com seus componentes principais. ....	54
Figura 21: Desenhos do rotor de uma turbina Michel-Banki. ....	55

## LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Empreendimentos com construção não iniciada. ....	11
Quadro 2 - Instalações com turbinas Pelton. ....	19
Quadro 3 - Instalações com turbinas Francis. ....	19
Quadro 4 - Instalações com turbinas Kaplan no Brasil. ....	19
Quadro 5 - Resumo das turbinas hidráulicas. ....	25
Quadro 6 - Tipos de turbina para seleção. ....	31
Quadro 7 - Valores do coeficiente $K_a$ e do ângulo de admissão $\theta$ para um ângulo do injetor $\alpha_i = 16^\circ$ . ....	57

## SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO .....	10
2 APROVEITAMENTOS HIDRELÉTRICOS.....	13
2.1 Barragem.....	14
2.2 Tomada d'água .....	14
2.3 Vertedouro.....	15
2.4 Comportas.....	15
2.5 Casa de força .....	16
2.6 TurbinaS.....	17
2.7 Gerador .....	20
3 TURBINAS HIDRÁULICAS GENERALIDADES.....	21
4. ESPECIFICAÇÕES DE TURBINAS HIDRÁULICAS .....	26
4.1.1 Potência Média.....	26
4.1.2. Capacidade instalada, fator de capacidade e curva de demanda. ....	27
4.1.3 Seleção da turbina .....	28
4.1.4 Turbina unidade e velocidade específica .....	31
4.2 TURBINA PELTON .....	32
4.2.1 Pelton de um injetor .....	33
4.2.2 Pelton com 2 injetores .....	34
4.2.3 Cálculo dos diâmetros principais.....	36
4.2.3.1 Diâmetro do jato injetor .....	36
4.2.3.2 Diâmetro médio do rotor.....	37
4.2.3.3 Diâmetro externo do rotor.....	37
4.2.4 Dimensionamento das pás .....	37
4.3 TURBINA FRANCIS.....	39
4.3.1 Tipos de rotores .....	40
4.3.1.1 Rotores lentos .....	40

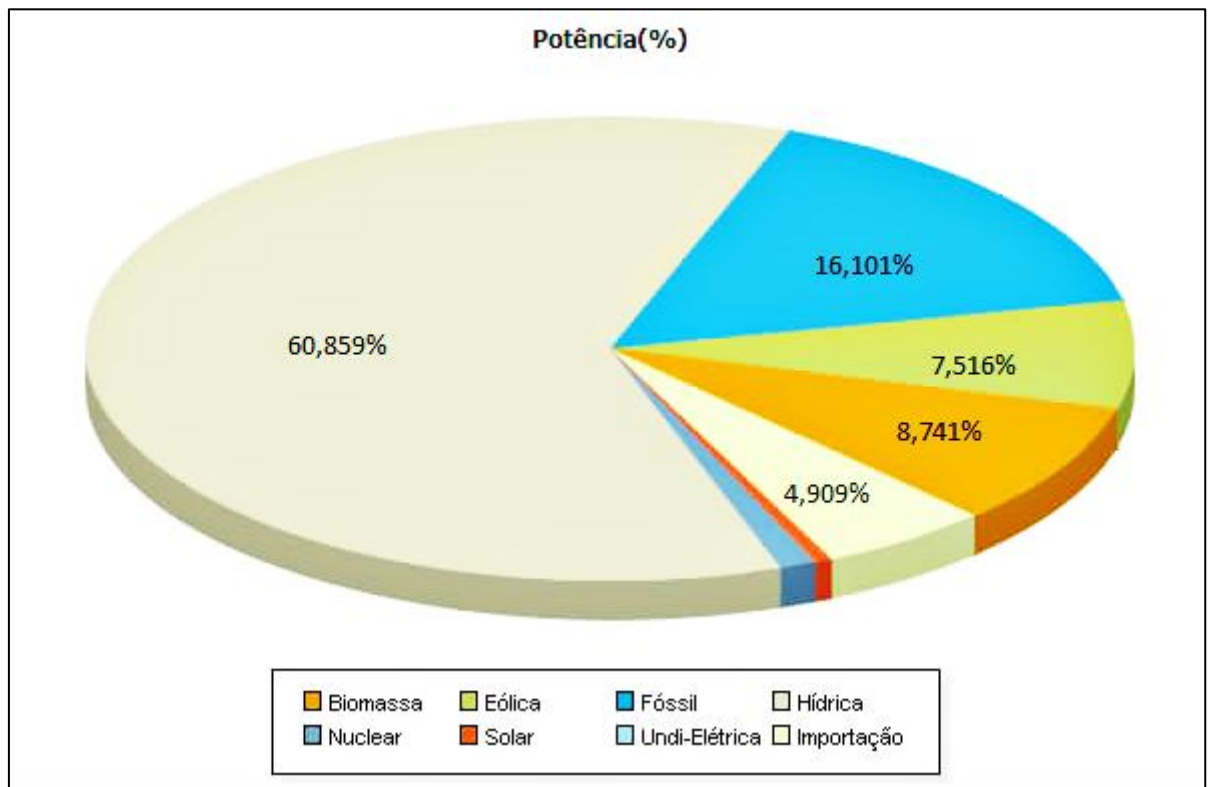
4.3.1.2 Rotores normais .....	41
4.3.1.3 Rotores rápidos e super-rápidos .....	41
4.3.2 Principais dimensões da turbina Francis .....	43
4.3.2.1 Diâmetro do tubo de sucção.....	43
4.3.2.2 Diâmetro externo do rotor.....	44
4.3.2.3 Diâmetro interno do rotor.....	44
4.3.3 Largura da coroa diretriz ou caixa espiral.....	45
4.3.3.1 Francis Lenta.....	45
4.3.3.2 Francis Normal .....	45
4.3.3.3 Francis Rápida .....	46
4.3.3.4 Francis Super-Rápida.....	46
4.3.4 Cálculo do número de pás.....	46
4.3.4.1. Francis Lenta.....	47
4.3.4.2 Francis Normal .....	47
4.3.4.3 Francis Rápida .....	47
4.3.4.4 Francis Super-Rápida.....	47
4.4 TURBINA KAPLAN .....	48
4.4.1 Diâmetro dos principais componentes da turbina.....	49
4.4.1.1 Diâmetro do tubo de sucção.....	50
4.4.1.2 Diâmetro externo do rotor.....	51
4.4.1.3 Diâmetro interno do rotor.....	51
4.4.1.4 Diâmetro médio do rotor.....	52
4.4.2 Largura da caixa espiral .....	52
4.4.3 Cálculo do número de pás.....	53
4.5 TURBINA MICHELL-BANKI .....	53
4.5.1 Diâmetro das principais dimensões.....	54
4.5.1.1 Diâmetro exterior do rotor.....	55

4.5.1.2 Diâmetro interior do rotor.....	55
4.5.1.3 Diâmetro do injetor .....	56
4.5.1.4 Velocidade do injetor .....	56
4.5.1.5 Diâmetro médio do rotor.....	56
4.5.1.6 Espessura do jato injetor .....	57
4.5.1.7 Velocidade angular do rotor .....	57
4.5.1.8 Velocidade tangencial .....	57
4.5.1.9 Largura do rotor.....	58
4.5.1.10 Dimensão e número de pás .....	58
4.5.1.11 Passo de pá .....	59
5 RESULTADOS .....	60
5.1 Projeto 1 - Aproveitamento hidrelétrico 1 .....	60
5.2 Projeto 2 - Aproveitamento hidrelétrico 2 .....	62
5.3 Projeto 3 - Aproveitamento hidrelétrico 3 .....	64
6 CONCLUSÕES .....	66
REFERÊNCIAS.....	67

## 1 INTRODUÇÃO

O Brasil está passando atualmente por um cenário de estagnação econômica causado pela crise político econômica que ocorre no país desde 2014, como diz a matéria da Revista Veja, de 2016, esse quadro apresenta significativa melhora como pode ser visto nos resultados econômicos nos primeiros meses de 2018, a economia está dando sinais de pequeno crescimento. Com essa perspectiva de crescimento futuro, é importante que o país tenha uma matriz energética com capacidade de proporcionar tal desenvolvimento, dessa forma possuir uma variedade de fontes de energia elétrica é essencial para a confiabilidade do sistema elétrico.

O Brasil é um país em que a produção de eletricidade é proveniente, na sua maior parte, de usinas hidrelétricas, diferente do que ocorre com alguns países desenvolvidos, como Estados Unidos e China que possuem sua matriz energética baseada predominantemente na queima de combustíveis fósseis. A Figura 1 mostra o predomínio fonte hídrica na matriz energética brasileira.



**Figura 1: Matriz energética do Brasil.**

Fonte: Aneel – Banco de Informações de Geração (MARÇO, 2018).

Por meio da Figura 1 é possível perceber que o Brasil possui a maior parte da geração através da fonte hídrica, a qual corresponde em março de 2018 a uma parcela de 60,859%, sendo a maior parte dessa produção proveniente de grandes centrais hidrelétricas, devido ao seu grande potencial de geração. Porém no Brasil existe um número significativo de empreendimentos de pequenas e micro centrais hidrelétricas. O quadro 1 mostra os empreendimentos futuros que serão ainda construídos no Brasil.

**Quadro 1 – Empreendimentos com construção não iniciada.**

<b>Tipo</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Potência Outorgada(kW)</b>	<b>%</b>
CGH (Central Geradora Hidrelétrica)	1	1.000	0,01
EOL (Central Geradora Eólica)	91	1.977.110	22,87
PCH (Pequena Central Hidrelétrica)	126	1.657.390	19,17
UFV (Central Geradora Solar Fotovoltaica)	38	908.291	10,51
UHE (Usina Hidrelétrica)	7	694.180	8,03
UTE (Usina Termelétrica)	115	3.405.867	39,4
Total	378	8.643.838	100

**Fonte: Aneel – Banco de Informações de Geração (MARÇO, 2018).**

Como mostrado no Quadro 1, serão construídos no Brasil 126 pequenas centrais hidrelétricas (PCH), sendo esses projetos já aprovados. Esse número dá a dimensão de quanto recurso hídrico poderá ser ainda explorado. Com esse potencial ainda não explorado, é importante que os profissionais da área da engenharia elétrica tenham conhecimentos para dimensionar um dos principais componentes necessários para construção de uma PCH, a turbina hidráulica.

Assim, o presente trabalho tem como objetivo demonstrar os procedimentos para dimensionar a turbina hidráulica mais adequada para diferentes tipos de locais, e assim dimensionar detalhadamente cada componente. Devido cada local apresentar características próprias, o mesmo tipo de turbina não será adequado

para todos os aproveitamentos, assim o dimensionamento da turbina deverá ser feito da maneira que for obtido o melhor rendimento e com isso um custo reduzido. Em resumo, propõe-se reciclar conhecimentos sobre especificação dos elementos construtivos de turbinas hidráulicas, que consiste no foco deste trabalho, porém antes se faz uma dissertação resumida sobre os principais tipos destas turbinas.



## 2 APROVEITAMENTOS HIDRELÉTRICOS

Uma usina hidrelétrica é uma obra que tem como objetivo transformar a energia potencial da água em energia elétrica. Essa transformação ocorre em um conjunto de equipamentos que estão presentes na estrutura da usina hidrelétrica, de forma evidenciada na passagem de água pela turbina que assim aciona o gerador elétrico. Um esquema de uma usina hidrelétrica é possível ser observado na Figura 2.

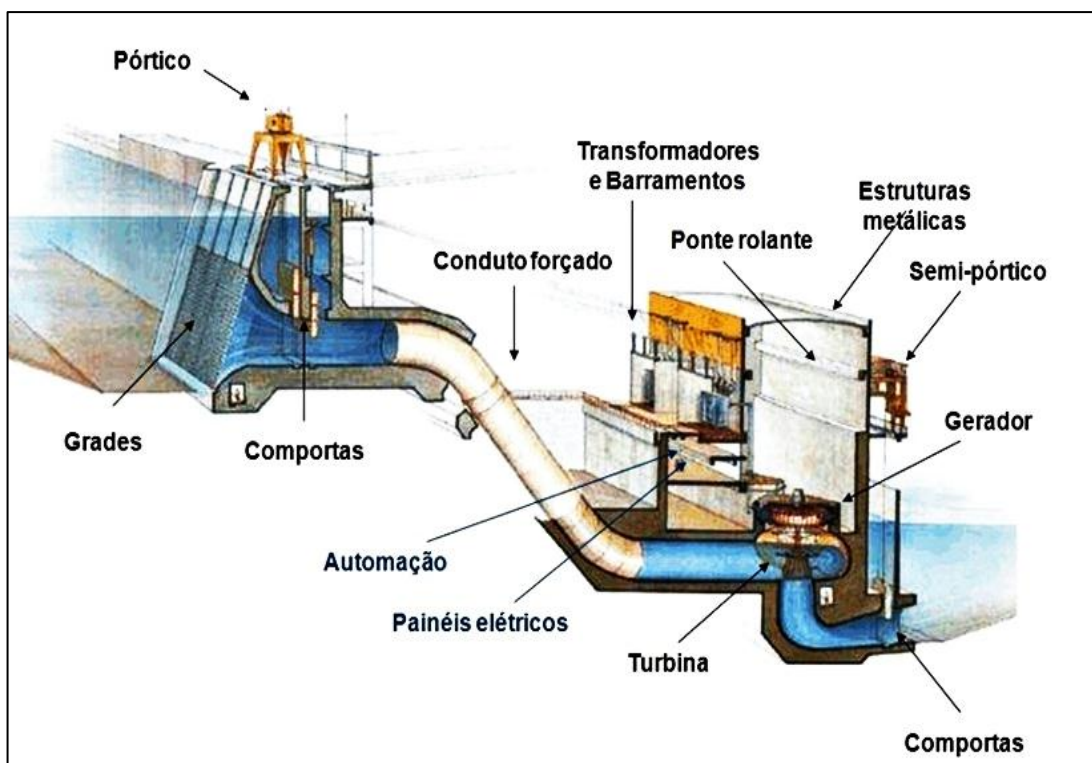


Figura 2: Componentes presentes em uma usina hidrelétrica.

Fonte: Blog Biboca Ambiental (SETEMBRO, 2018).

Uma usina hidrelétrica é composta de inúmeros componentes atrelados à construção civil, mecânica e elétrica. Na Figura 2, temos um exemplo da construção de uma usina hidrelétrica, sendo os macros componentes: barragem, tomada d'água, vertedouro, comportas, casa de força, turbinas e gerador (LOPES,2011).

## 2.1 BARRAGEM

A construção de uma barragem ligada a uma usina hidrelétrica pode ter três finalidades: o aumento do desnível de um rio para produzir uma queda mais acentuada, a criação de um grande reservatório capaz de regularizar o nível de água ou simplesmente o levantamento do nível de água para possibilitar a entrada de água em um canal, em um túnel ou em uma tubulação que conduza para a casa de força. Uma barragem pode ser construída com mais de uma finalidade simultaneamente (SCHREIBER,1977).

Além disso, as barragens podem servir para outros fins, como por exemplo, para navegação, para controle de cheias ou para irrigação. Junto a uma barragem construída para criar condições de calado para a navegação, muitas vezes, constrói-se uma usina hidrelétrica para se aproveitar a queda criada pela barragem, ou ao contrário, ao lado de uma barragem erguida para um aproveitamento hidrelétrico pode ser construída uma eclusa para a navegação (SCHREIBER,1977).

## 2.2 TOMADA D'ÁGUA

É o ponto onde inicia-se a condução de água para as turbinas. Pode estar incorporado à barragem ou constituir uma estrutura independente. Pode ainda operar em pressão ou também com superfície livre, dependendo de se tratar de barragem reservatório ou barragem simples de captação, respectivamente (PUC – MG, 2000).

Os equipamentos presentes na tomada d'água são:

- Grades de proteção – com a finalidade de interceptar material carregado pelo rio e que possa danificar ou travar as turbinas como pedras, galhos e árvores. São constituídas normalmente por painéis de barras de seção retangular, cujo espaçamento depende da dimensão mínima do material que se deseja reter;

- Comporta – destina-se a abrir ou fechar a admissão da água nos condutos. Equipadas em geral com sistema de fechamento rápido para casos e emergência. Além das comportas existe, em geral, um sistema de vigas de vedação (*stop-logs*) que permitam o fechamento da tomada de água para fins de manutenção das comportas. Podem igualmente ser equipadas com comportas auxiliares para o enchimento dos condutos, proporcionando equilíbrio hidrostático em ambos os lados das comportas principais, reduzindo os esforços necessários à sua abertura;
- Tubo de aeração – Nas tomadas d'água em pressão, imediatamente a jusante das comportas, deve haver um tubo ou galeria vertical aberto em sua parte superior para permitir a entrada de ar na tubulação após um fechamento rápido das comportas, para evitar a formação de depressões no interior das tubulações de adução que poderiam levar ao seu esmagamento (PUC-MG,2000).

### 2.3 VERTEDOURO

O vertedouro tem o objetivo de reduzir o nível do reservatório, pois em épocas chuvosas pode vir a ameaçar os níveis de segurança. O fluxo descartado pelo vertedouro não tem utilização. Geralmente o fluxo é controlado hidraulicamente por comportas, porém é necessário um estudo hidrológico devido ao fluxo lançado ao rio (LOPES, 2011).

### 2.4 COMPORTAS

As comportas são os componentes que permitem isolar a água do sistema final de produção da energia elétrica, tornando possível, por exemplo, trabalhos de manutenção (REIS,2003).

Segundo Zulcy de Souza (1991) comporta destina-se a abrir e fechar a admissão da água nos condutos. Equipadas em geral com o sistema de fechamento

rápido para casos de emergência e um sistema de viga de vedação (*stop-log*) que permite o fechamento da tomada d'água para fim de manutenção das comportas. Podem igualmente ser equipados com comportas auxiliares para enchimentos de condutos, proporcionando equilíbrio hidrostático em ambos os lados das comportas principais, reduzindo esforços necessários à sua abertura.

As comportas são compostas de:

- Tabuleiro: componente principal. Trata-se do elemento móvel que serve de anteparo à passagem d'água;
- Peças fixas: são os componentes que ficam fixadas no concreto. Servem para guiar e alojar o tabuleiro para redistribuir os esforços para o concreto e como elementos de apoio à vedação;
- Mecanismo de manobra: é o tipo de mecanismo usado para a abertura e fechamento da comporta (LOPES, 2011).

## 2.5 CASA DE FORÇA

A casa de força é o local de instalação de turbinas hidráulicas, geradores elétricos, reguladores de velocidade, painéis e outros equipamentos do sistema elétrico da geração. As configurações das casas de força variam largamente segundo as características dos aproveitamentos hidrelétricos, tais como porte central, tipo do aproveitamento, tipos de turbinas e geradores utilizados, etc (REIS,2003).

A casa de força tem a finalidade de alojar as máquinas e os equipamentos, bem como possibilitar sua montagem, desmontagem, operação e manutenção. As dimensões do local são determinadas pelas dimensões das máquinas que serão alojadas, sendo que o comprimento depende da turbina, que possui a espiral maior que o gerador, e esse em geral, determina a largura da casa de força (SCHREIBER, 1977).

## 2.6 TURBINAS

As turbinas hidráulicas são máquinas motoras que transformam a energia potencial hidráulica em energia mecânica. O fluxo d'água geralmente é controlado para que permaneça uniforme e evitar perdas de carga (LOPES, 2011). Elas possuem um princípio comum de funcionamento, a água entra na turbina vinda de um reservatório ou de um nível mais alto e escapa para um canal de nível mais baixo. A água que entra é conduzida por um duto fechado até um conjunto de palhetas ou injetores que transferem a energia hidráulica (energia de pressão e/ou energia cinética) do fluxo de água em potência mecânica no eixo. A pressão e a velocidade da água na saída são menores que na entrada. A água que sai da turbina é conduzida por um duto até um canal inferior de descarga (JÚNIOR, 2013).

O eixo do rotor da turbina é suportado por mancais de escora e contra-escora de forma axial, e radial por mancais de guia. As palhetas ou pás podem ser fixas no rotor ou estáticas e podem ser ajustadas para controlar a velocidade de rotação ou o fluxo e a potência gerada (JÚNIOR, 2013).

As principais causas de uma diminuição na eficiência das turbinas são as perdas hidráulicas e mecânicas; hoje em dia, a eficiência de uma turbina hidráulica está em torno de 85 a 95%. As turbinas hidráulicas são encontradas em usinas hidrelétricas e são acopladas em geradores que transformam a potência de eixo em potência elétrica (JÚNIOR, 2013).

Independentemente do tipo de turbina, alguns componentes podem ser chamados de órgãos essenciais. São eles:

- Distribuidor: é um elemento fixo, e suas funções são: direcionar a água ao rotor segundo uma direção adequada; modificar a vazão, ou seja, alterar a seção de saída do distribuidor, indo de zero (fechado) até a abertura máxima; e a transformação total ou parcial da energia de pressão em energia cinética na entrada da roda.

- Rotor ou roda: é um órgão móvel, gira em torno de um eixo, e está munido com um sistema de pás fixas a um eixo e é responsável por transformar grande parte da energia hidráulica em trabalho mecânico.

- Difusor ou tubo de sucção: também é uma parte fixa e suas funções são

conectar a saída da roda e o nível do canal de fuga; recuperar parte da energia cinética correspondente a velocidade residual da água na saída da roda.

- Carcaça: é uma parte fixa que conduz a água do conduto forçado até o distribuidor, garantindo descargas parciais iguais em todos os canais formados pelas pás do distribuidor.

Dentre as formas de classificação de turbinas as duas mais comuns são:

- Segundo a variação da pressão estática, ação ou impulso e reação:

- Ação ou impulso: a pressão na tubulação cai até a pressão atmosférica logo que a água sai do distribuidor; a energia cinética aumenta na saída do distribuidor e perde intensidade ao atingir as pás, de modo que, a velocidade da água ao sair da pá é menor do que quando a atingiu. Exemplo: turbina Pelton.

- Reação: a energia de pressão cai desde a entrada do distribuidor até a saída do receptor, aumentando no difusor. O difusor é essencial nesses tipos de turbinas. Exemplo: turbinas Francis e Kaplan.

- Segundo a direção do fluxo através do rotor, radial, axial, tangencial, diagonal:

- Radial: o fluxo é aproximadamente perpendicular ao eixo de rotação. Exemplo: turbina Fourneyron.

- Axial: o fluxo é aproximadamente paralelo ao eixo de rotação. Exemplos: turbinas Kaplan, Bulbo, Straflo

- Tangencial: o fluxo de água é lançado sob a forma de um jato sobre um número limitado de pás. Exemplo: turbina Pelton.

- Diagonal: o fluxo muda gradativamente da direção radial para a axial. Exemplo: turbina Francis.

Ao se escolher uma determinada turbina, as informações que devem ser consideradas são a vazão, a altura disponível da queda de água e a velocidade específica. Isto se deve ao fato que existem turbinas que possuem um desempenho melhor em certo campo de atuação (LOPES, 2011). A seguir são mostrados nos Quadros 2, 3 e 4, exemplos de turbinas utilizadas em aproveitamentos reais.

Quadro 2. Instalações com turbinas Pelton.

Instalações	Brasil			
	H <sub>d</sub> (m)	Q (m <sup>3</sup> /s)	P <sub>t</sub> (CV)	N (rpm)
Parigot de Souza – Rio Capivari	714,3	10	87200	514
Macabu – Rio Macabu	317	1,3	4480	722
Canastra – Rio Santa Cruz	314,6	10,8	33100	450
Instalações	Mundo			
	H <sub>d</sub> (m)	Q (m <sup>3</sup> /s)	P <sub>t</sub> (CV)	N (rpm)
New Colgate - EUA	416	-	226000	-
Mont-Cenis - França	870	-	272000	-

Fonte: MACINTYRE, 1983.

Quadro 3. Instalações com turbinas Francis.

Instalações	Brasil			
	H <sub>d</sub> (m)	Q (m <sup>3</sup> /s)	P <sub>t</sub> (CV)	N (rpm)
Itaipu – Rio Paraná	118,4	660	971000	92,3
Furnas – Rio Grande	88,9	190	210000	150
Tucuruí – Rio Tocantins	60,8	576	430000	84
Instalações	Mundo			
	H <sub>d</sub> (m)	Q (m <sup>3</sup> /s)	P <sub>t</sub> (CV)	N (rpm)
Churchill Falls - Canadá	312	-	650000	-
Grand Coolee - EUA	87	-	820000	-

Fonte: MACINTYRE, 1983.

Quadro 4. Instalações com turbinas Kaplan no Brasil.

Instalações	H <sub>d</sub> (m)	Q (m <sup>3</sup> /s)	P <sub>t</sub> (CV)	N (rpm)
Sobradinho – Rio São Francisco	27,2	715	242000	75
Jupia – Rio Paraná	23	462	140000	78
Cachoeira Dourada – Rio Paranaíba	33,5	307	115490	82
Volta Grande – Rio Grande	26,2	430	140038	85,7

Fonte: MACINTYRE, 1983.

## 2.7 GERADOR

De acordo com Schereiber (1977) os geradores aplicados às plantas hidrelétricas de grande porte são os síncronos, ou seja, a velocidade de rotação é constante e sincronizada com a frequência e a fase da tensão elétrica alternada. Fisicamente o gerador é composto da parte fixa (estator) e da parte rotativa (rotor). A carcaça do estator, em fabricação soldada, apoia em seu interior o ferro ativo, composto de pacotes de lâminas que levam as ranhuras para as bobinas. O rotor compõe-se do cubo com o eixo, que está diretamente acoplado ao eixo da turbina e sustentado verticalmente pelo mancal escora. Os números de pólos são regidos pela Equação 1:

$$N = \frac{120 f}{P} \quad (1)$$

Em que:

N: velocidade angular (rpm);

P: número de pólos;

f: frequência da rede em Hertz (Hz).



### 3 TURBINAS HIDRÁULICAS GENERALIDADES

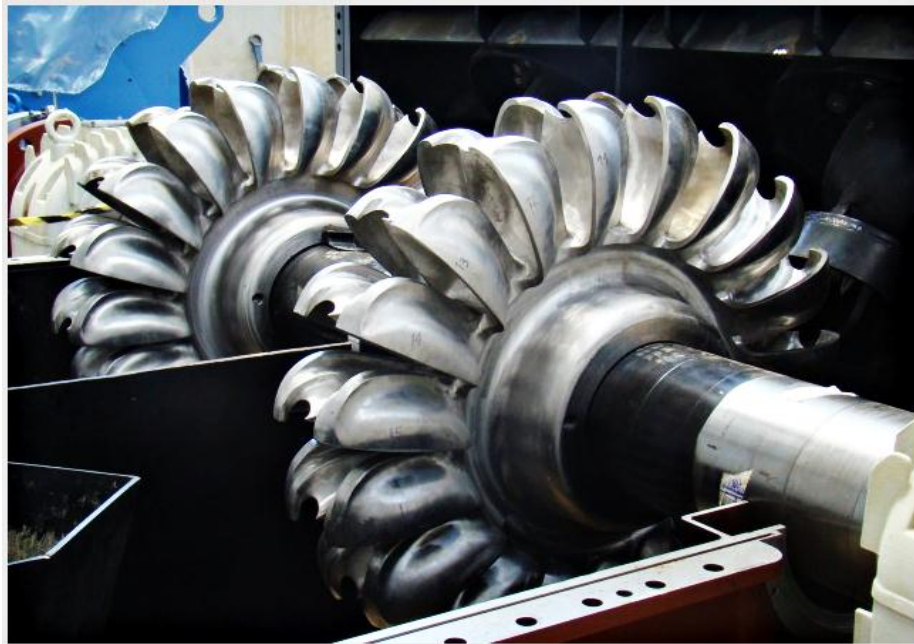
A geração de energia elétrica, através de aproveitamentos hidráulicos, faz uso de turbinas hidráulicas que acionam diretamente os geradores; tais turbinas são máquinas motoras que transformam a energia potencial hidráulica em energia mecânica. Seu funcionamento consiste basicamente na transferência da quantidade de movimento de água para o rotor em forma de torque e velocidade de rotação, sendo que as pás possuem perfil hidráulico para que essa transferência seja a maior possível (LOPES, 2011).

Três tipos destas turbinas são largamente utilizados, e a escolha sobre qual delas usar depende das condições locais da usina (ou aproveitamento hidrelétrico), que se traduzem basicamente na altura da queda d'água e vazão. Elas são as turbinas Pelton (ou de impulso), Francis (ou de reação) e as Kaplan (ou de hélice). As turbinas aproveitam a energia da água armazenada em um reservatório cujo nível de montante é elevado em relação ao nível onde a turbina descarta a água (COSTA, 2003). Ao escolher uma determinada turbina, mais informações devem ser consideradas, como: histórico de vazões e velocidade específica, isto se deve ao fato que existem turbinas que possuem um desempenho melhor em certo campo de atuação (LOPES, 2011).

As turbinas Pelton são recomendadas para quedas elevadas, para as quais a descarga (vazão) aproveitável normalmente é reduzida, uma vez que a captação se realiza em altitudes onde o curso d'água ainda é de pequeno deflúvio. Por serem de fabricação, instalação e regulagem relativamente simples, além de empregadas em usinas de grande potência, são também largamente empregadas em micro usinas, aproveitando quedas e vazões bem pequenas para geração de algumas dezenas de kW (RAMOS, 2009).

Essas turbinas possuem jatos que impulsionam a água diretamente nas pás do rotor, e o número de jatos deverá ser calculado conforme os parâmetros do lugar a ser instalada a turbina. Esse modelo de turbina também possui um rotor onde estão localizadas as pás na periferia de um disco que gira preso ao eixo. As pás têm formato côncavo para receber o esguicho vindo dos jatos e assim impulsionar o rotor

de forma otimizada. A turbina Pelton pode ser instalada horizontal ou verticalmente, dependendo das características do projeto, dessa maneira para cada caso deverá ser especificado o diâmetro dos jatos injetores e o número deles, além disso deverá ser calculado as dimensões das pás e o diâmetro do rotor da turbina. A Figura 3 mostra uma turbina Pelton.

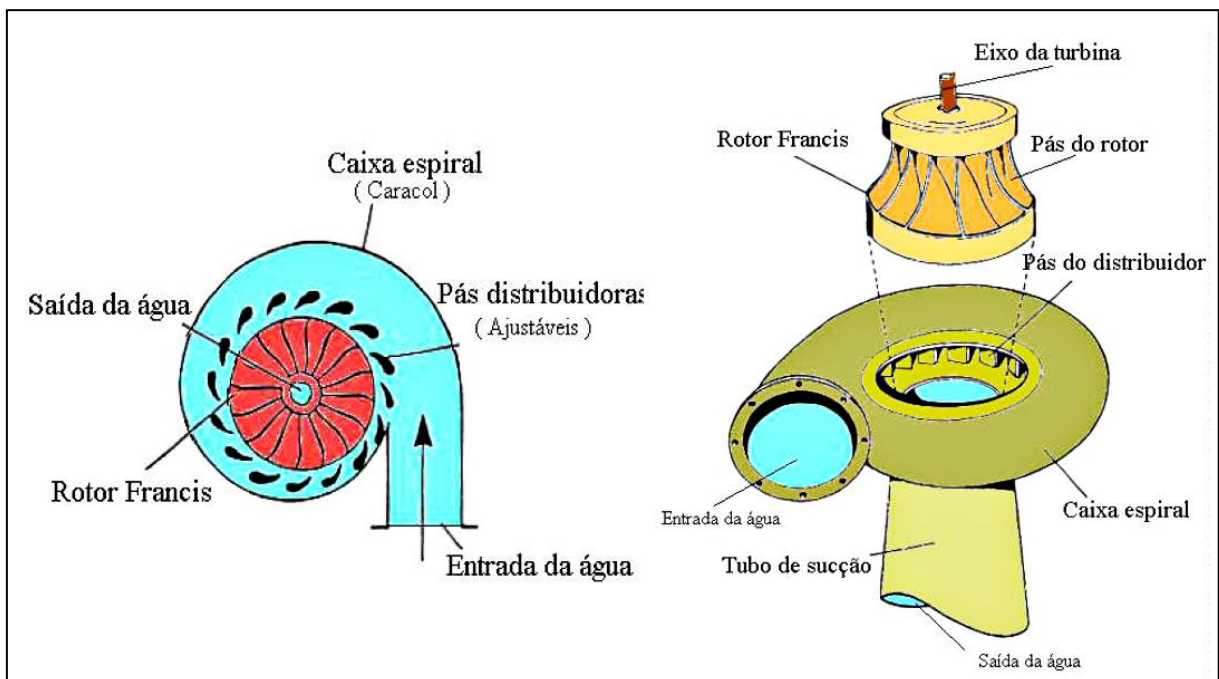


**Figura 3: Turbina Pelton.**

**Fonte: Hisa Grupo WEG (MARÇO de 2018).**

Outro modelo de turbina largamente utilizado é a Francis, que se enquadra como uma turbina de reação e que devido as características hidrológicas do Brasil é o modelo mais utilizado no parque de geração hidrelétrica do país. Essas turbinas alcançam as maiores potências de eixo e são utilizadas em uma ampla faixa de alturas de queda líquida, que compreende desde pequenas alturas como por exemplo 10m até 450m. O funcionamento da turbina ocorre quando a água ocupa completamente a cavidade destinada ao rotor e ao fluir, transfere tanto energia de pressão quanto energia cinética às pás do rotor, devido a isso ganha o nome de turbina de reação pois apresenta diferença de pressão entre os dois lados das pás do rotor. Como nesse modelo de turbina todas as pás são envolvidas no processo, elas possuem diâmetro menor que as turbinas Pelton que são impulsionadas por jatos e nem todas as pás estão envolvidas todo tempo.

As turbinas Francis também podem ser instaladas de forma horizontal ou vertical, mas na maioria dos casos são instaladas verticalmente e devido a isso seu fluxo de água é radial. Quando as turbinas são instaladas horizontalmente seu fluxo se torna axial. Dependendo do valor da velocidade específica, as turbinas Francis podem ser classificadas, quanto à configuração do escoamento no rotor, como de baixa rotação específica (Francis lentas), de média rotação específica (Francis normais), e de alta rotação específica (Francis rápidas e super-rápidas). Esse tipo de turbina também pode ser classificada quanto ao tipo de instalação, como fechadas (com caixa espiral) e abertas (sem caixa espiral) e, quanto ao número de fluxos, como duplas (um rotor duplo com tubo de sucção duplo) e simples (um rotor simples com tubo de sucção simples) (JIMÉNEZ, 2004). A Figura 4 ilustra o princípio de funcionamento da turbina tipo Francis.



**Figura 4: Esquema de funcionamento da turbina Francis.**  
**Fonte: Antonio Gonçalves de Mello Júnior (2000).**

Neste trabalho, as Kaplan são o terceiro tipo de turbinas. Elas possuem hélice com pás ajustáveis, e são utilizadas na mesma faixa de altura das turbinas Francis, nos quais uma velocidade mais elevada seja necessária, preferencialmente em relativas baixas alturas topográficas e grande vazão de água. As Kaplan apresentam rendimento maior quando comparada com as turbinas Francis, mas possuem um

custo de fabricação e manutenção maior. Tradicionalmente o eixo de uma turbina Kaplan é vertical, porém existem projetos com eixo horizontal, que é adotado para baixas potências em locais onde a altura da queda é muito pequena.

Assim como a Francis, a Kaplan é um tipo de turbina de reação, pois utiliza a variação de pressão para fazer o fluxo de água se movimentar e assim acionar o rotor. No Brasil esse modelo de turbina é encontrado na Usina de Três Marias. A Figura 5 mostra uma turbina Kaplan.



**Figura 5: Turbina Kaplan de eixo vertical.**  
**Fonte: VOITH (MAIO 2018).**

Além desses modelos bastante conhecidos, outro tipo de turbina que é utilizada para pequenas centrais geradoras é a turbina Michell-Banki. No Brasil esse modelo é pouco utilizado, porém ele é largamente utilizado em outros países. As turbinas Michell-Banki são também chamadas de fluxo cruzado, e pode-se dizer que elas apresentam características parecidas com a turbina Pelton.

A seguir é mostrado um quadro comparativo, das características básicas de turbinas hidráulicas.

**Quadro 5: Resumo das turbinas hidráulicas.**

	<b>Tipo de funcionamento</b>	<b>Altura disponível utilizada (m)</b>	<b>Velocidade específica utilizada (rpm)</b>
<b>Turbina Pelton</b>	Ação	Acima de 100 m	Faixa de 18 -90
<b>Turbina Francis</b>	Reação	Faixa de 10 - 450	Faixa de 70 -450
<b>Turbina Kaplan</b>	Hélice com pás ajustáveis/reação	Faixa de 10 - 70	Acima de 250
<b>Turbina Michell-Banki</b>	Fluxo cruzado	Faixa de 10 - 100	Faixa de 30 - 180

Fonte: Aatoria própria.

## 4. ESPECIFICAÇÕES DE TURBINAS HIDRÁULICAS

### 4.1 Generalidades

O estudo sobre turbinas hidráulicas para geração de energia depende de características, como altura de queda d'água e vazão do aproveitamento hidrelétrico onde a turbina hidráulica será instalada. Essas características são importantes, pois com elas é possível selecionar corretamente a turbina mais apropriada para utilização. Para o dimensionamento e seleção do tipo mais adequado de turbina é necessário seguir algumas etapas de estudo inicial.

Os estudos iniciais para o dimensionamento adequado de uma turbina, dizem respeito ao histórico hidrológico do lugar o qual será instalada a turbina. Segundo Gutiérrez (2013), estes estudos iniciais são chamados de fator de planta, e os seus principais resultados são:

- Capacidade útil mais conveniente;
- Geração média anual esperada;
- Nível mais frequente do reservatório;
- Volume médio anual de precipitações;
- Evaporação média anual;
- O fluxo médio aproveitado.

#### 4.1.1 Potência Média

Segundo Gutiérrez (2013), a potência média de uma central elétrica é a razão da geração média anual pelo número de horas do ano. Dessa maneira temos:

$$P_{media\ anual} = \frac{G_{media}}{\frac{h}{ano}} \quad (2)$$

Em que:

$P_{media\ anual}$ : potência média anual em quilowatts por hora (kW/h);

$G_{media}$ : geração anual média em quilowatts (kW);

h/ano: número de horas do ano, usar 8760 horas.

Em hidráulica, a potência média pode ser expressa em função das características hidro energéticas do aproveitamento, segundo a Equação (3), onde ocorre um ajuste na equação para a potência resultar em kW/h.

$$P_{media} = \eta \times \gamma \times Q \times H_n \times \left(\frac{9,81}{1000}\right) \quad (3)$$

Em que:

$P_{media}$ : potência média em quilowatts por hora (kW/h);

$\gamma$ : densidade volumétrica da água em quilograma por metro cúbico (kg/m<sup>3</sup>);

Q: vazão metros cúbicos por segundo (m<sup>3</sup>/s);

$H_n$ : queda d'água bruta (m);

$\eta$ : rendimento do conjunto turbo gerador,  $\eta = \eta_t + \eta_g$  em %;

$\eta_t$ : rendimento da turbina em %;

$\eta_g$ : rendimento do gerador em %.

#### 4.1.2. Capacidade instalada, fator de capacidade e curva de demanda.

A capacidade instalada de uma usina hidrelétrica é a potência total dos geradores, operando em condições da máxima potência fornecida pelo fabricante (GUTIÉRREZ, 2013). Define-se como fator de planta (ou de capacidade) a razão entre potência média e a capacidade instalada (GUTIÉRREZ,2013).

$$Fator\ de\ capacidade = \frac{potência\ média}{capacidade\ instalada} \quad (4)$$

A capacidade instalada deve ser maior do que a potência média de um sistema, pois o sistema deve ser dotado de capacidade de reserva para quando o sistema elétrico solicitar demanda maior, é utilizada a margem de capacidade para poder suprir o sistema. Essas variações que ocorrem durante o dia, com picos de maior consumo de energia elétrica e com horário de consumo menor é denominado curva de demanda. Assim, a curva de demanda pode ser entendida como a variação

no consumo de energia elétrica durante o período de 24 horas do dia. Um exemplo de curva de carga está mostrado na Figura 6.



Figura 6: Exemplo de curva de demanda diária.

Fonte: Dados da Zona Franca de Bogotá, Colômbia (JANEIRO, 2011).

#### 4.1.3 Seleção da turbina

Uma vez que tenha determinado a capacidade instalada em um aproveitamento hidráulico e conhecendo-se o número de unidades convenientes, conforme análise de custos e estrutura do empreendimento, é necessário então calcular a potência da turbina, levando em consideração a altura da queda d'água disponível e a vazão, para assim poder calcular a potência da turbina através da Equação (5).

$$P_t = \frac{\text{capacidade instalada} \times K}{\text{número de unidades} \times \eta_g} \quad (5)$$

Em que:

$P_t$ : potência da turbina em quilowatts por hora (kW/h);

K: fator que depende das características de armazenamento e operação das unidades, valor entre 0,85 e 1,30;

$\eta_g$ : rendimento do gerador, geralmente aproximado de 98%.

Outra forma de calcular a potência da turbina é através da Equação (6).



$$P_t = Q \times \eta_t \times \gamma \times H_d \times \left( \frac{9,81}{1000} \right) \quad (6)$$

Em que:

$P_t$ : potência da turbina em quilowatts por hora (kW/h);

Q: vazão em metros cúbicos por segundo (m<sup>3</sup>/s);

$\eta_t$ : rendimento da turbina em %;

$\gamma$ : densidade volumétrica da água em quilograma por metro cúbico (kg/m<sup>3</sup>);

$H_d$ : altura da queda d'água disponível em metro (m).

Como é possível observar na Equação (6) a vazão e a altura da queda d'água são fatores que atuam diretamente sobre a potência da turbina com isso, é possível analisar através da Figura 7 os locais que são mais apropriados para cada tipo de turbina.

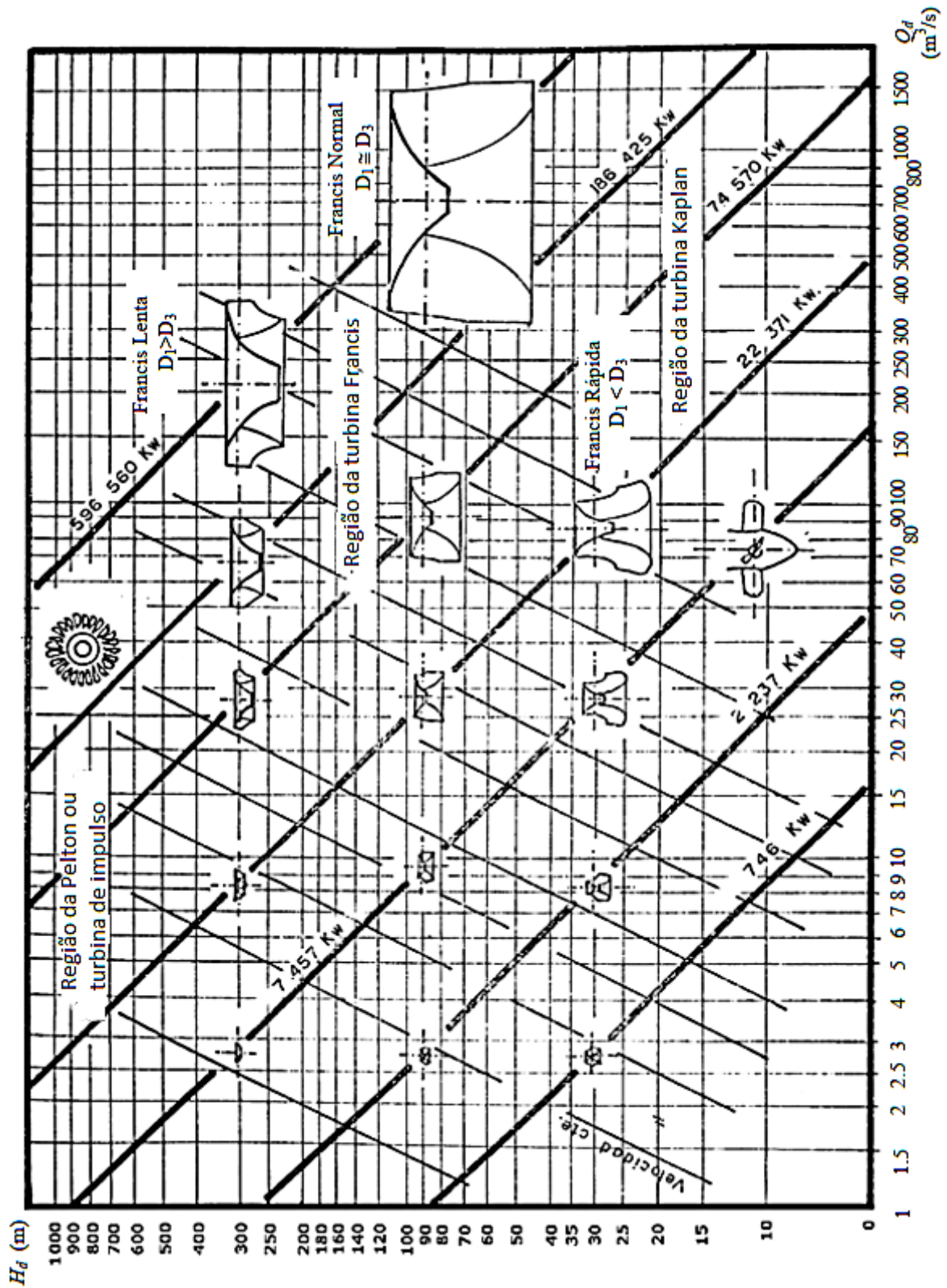


Figura 7: Região mais apropriada para utilização de cada tipo de turbina.

Fonte: U. S. B. R, 1976.

O Quadro 6 mostra pode ser usado para facilitar a seleção de turbinas.

Quadro 6: Tipos de turbinas para selecionar.

Tipo de turbinas		$n_s$ (rpm)	$H_d$ (m)
Pelton	1 jato	18	800
	1 jato	18-25	800-400
	1 jato	26-35	400-100
	2 jatos	26-35	800-400
	2 jatos	36-50	400-100
	4 jatos	40-50	400-100
	4 jatos	51-71	500-200
	6 jatos	72-90	400-100
Francis	Lenta	71-120	200-100
	Normal	121-200	100-70
	Rápida	201-300	70-25
	Super-rápida	301-450	25-15
Kaplan	8 pás	250-320	70-50
	7 pás	321-430	50-40
	6 pás	431-530	40-30
	5pás	531-620	30-20
	4 pás	621 em diante	30

Fonte: CLEMENTINO, 2015.

#### 4.1.4 Turbina unidade e velocidade específica

A turbina “unidade” de uma dada turbina, é geometricamente semelhante a essa, que sob uma queda d’água de 1 metro fornece uma potência de 1 CV funcionando em condições análogas (JÚNIOR, 2013). Logo, todas as turbinas geometricamente semelhantes e que constituem uma série de turbinas tem, portanto, a mesma turbina unidade. A série de turbinas é caracterizada pela forma de suas unidades e pelas grandezas que caracterizam o funcionamento de suas turbinas unidade as quais, essas ultimas são chamadas de grandezas específicas (JÚNIOR, 2013). Se alterarmos o grau de admissão de uma turbina unidade ela perde a sua característica, ou seja, deixa de fornecer 1 CV.

Define-se então velocidade específica ( $N_s$ ) como sendo um índice adimensional de projeto, que identifica a semelhança geométrica de turbinas (e

também de bombas). É usada para classificar os rotores de acordo com seus tipos e proporções. Turbinas de mesmo  $N_s$ , mas de tamanhos diferentes, são consideradas geometricamente semelhantes, mesmo sendo uma turbina com tamanho múltiplo da outra. A velocidade específica é calculada no ponto de melhor eficiência da turbina com rotor de diâmetro máximo (OMEL, 2018). Ela é expressa matematicamente pela seguinte equação:

$$N_s = N \times (P_t)^{0,5} \times (H_d)^{-1,25} \quad (7)$$

Em que:

$N_s$ : velocidade específica (rpm);

$N$ : velocidade angular de rotação (rpm);

$P_t$ : potência da turbina em quilowatts por hora (kW/h);

$H_d$ : altura da queda d'água disponível em metros (m).

## 4.2 TURBINA PELTON

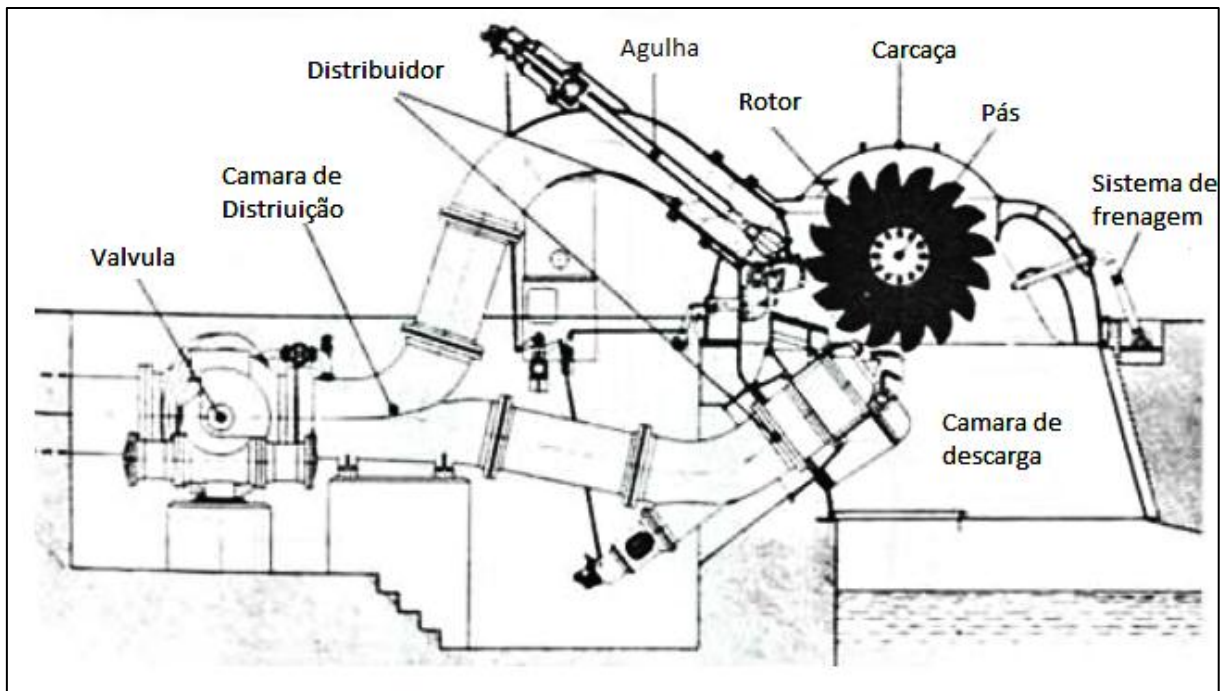
A turbina Pelton foi criada pelo americano Allan Lester Pelton. Em 1878 iniciou experimentos envolvendo rodas d'água que o conduziram a invenção de um novo conceito de rodas d'água baseadas no chamado *splitter* (SOARES, 2013).

As Pelton, assim como outras turbinas hidráulicas, possuem um distribuidor (injetor) e um rotor. O distribuidor consiste de um bocal, de geometria apropriada para conduzir a água, proporcionando um jato cilíndrico sobre a pá do rotor, cuja dosagem do fluxo é obtida por meio de uma agulha, denominada agulha de regularização (MACINTYRE, 1983).

O receptor possui um certo número de pás com formato de concha especial (uma espécie de colher dupla), igualmente espaçadas ao longo da periferia de um disco que gira, preso a um eixo. Este elemento é conhecido como rotor Pelton (MAIOR, 2014). Na vizinhança do rotor existem um ou mais injetores, dispostos de tal modo que cada um dirige um jato tangente à circunferência correspondente aos centros das pás (MAIOR, 2014).

Cada pá possui uma “aresta” ao meio, que divide o jato incidente em duas correntes iguais que, após escoarem sobre a superfície interna da pá (que por sua

vez é lisa), se afastam com uma velocidade relativa de sentido quase que oposto ao do jato incidente (MAIOR, 2014). A Figura 8 mostra todos os componentes de uma turbina Pelton.



**Figura 8: Esquema de uma turbina Pelton com todos os seus elementos.**

**Fonte: Desenho e construção de uma turbina Pelton para uma Central Hidrelétrica de capacidade de 2kW.**

#### 4.2.1 Pelton de um injetor

As turbinas Pelton podem ter um ou mais injetores; na sequência será mostrado como calcular a altura de queda d'água disponível para a turbina Pelton com um injetor. A Figura 9 mostra o esquema da turbina com um injetor e os parâmetros para o cálculo.

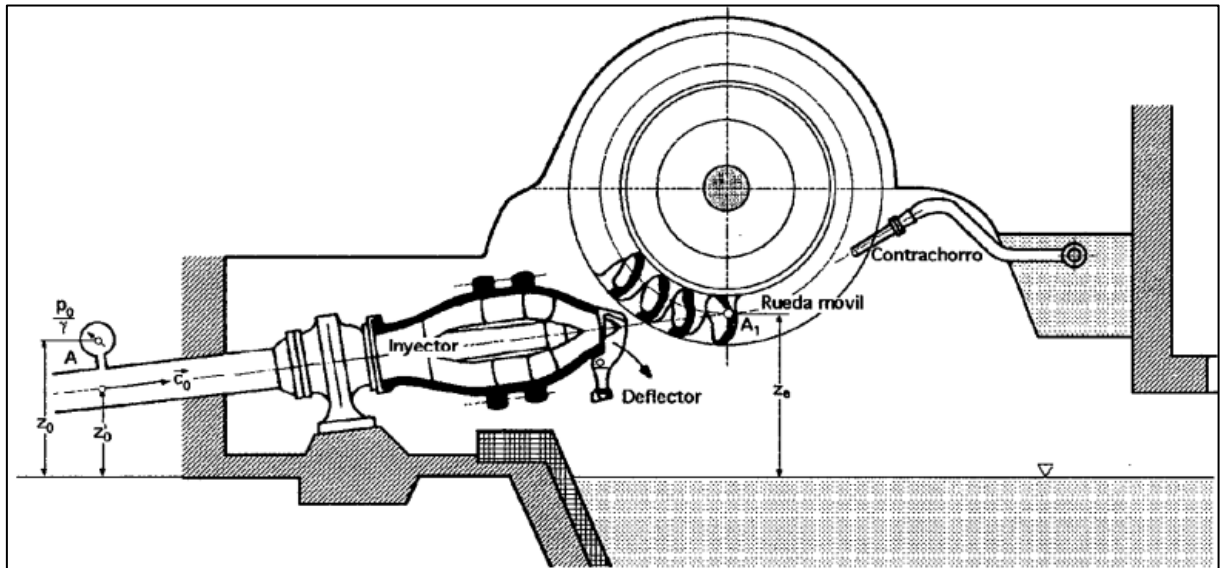


Figura 9: Esquema da turbina Pelton com 1 injetor.

Fonte: BARRENA, 2010.

A altura disponível para a entrada do injetor da turbina Pelton com 1 injetor é calculada através da Equação (8) de Bernoulli.

$$H_{di} = \frac{C_0^2}{2g} + \frac{\rho_0}{\gamma} + Z_o - Z_a \quad (8)$$

#### 4.2.2 Pelton com 2 injetores

O cálculo da altura disponível para a entrada dos injetores da turbina Pelton com dois injetores, é feito de maneira semelhante ao de um injetor e calculado como se houvessem duas turbinas acopladas. O esquema dos parâmetros para o cálculo é possível verificar na Figura 10, e deduzidos nas Equações (9) a (18).

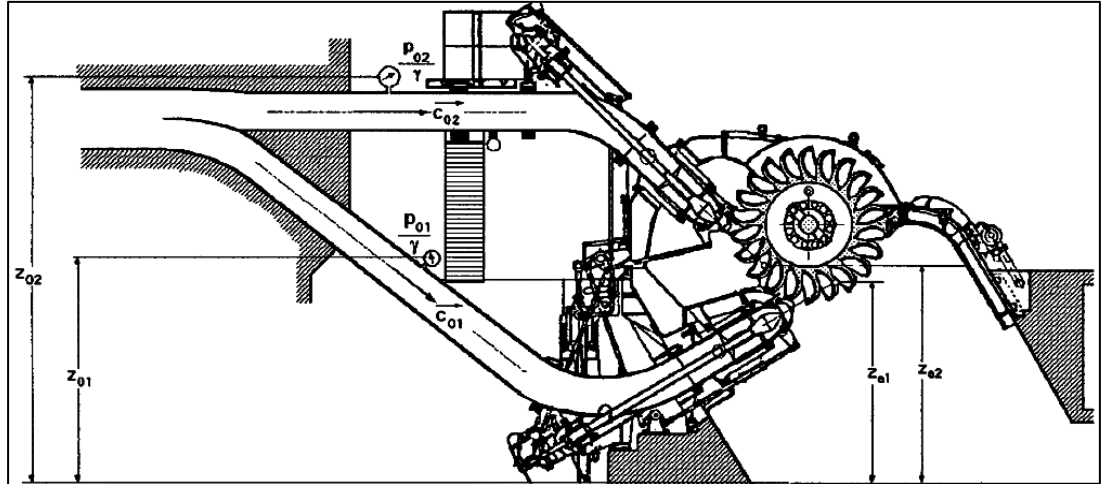


Figura 10: Turbina Pelton com dois injetores.

Fonte: BARRENA, 2010.

$$H_{d1} = \frac{C_{o1}^2}{2g} + \frac{\rho_{o1}}{\gamma} + Z_{o1} - Z_{a1} \quad (9)$$

$$N_{n1} = \gamma Q_1 H_{d1} \quad (10)$$

$$H_{d2} = \frac{C_{o2}^2}{2g} + \frac{\rho_{o2}}{\gamma} + Z_{o2} - Z_{a2} \quad (11)$$

$$N_{n2} = \gamma Q_2 H_{d2} \quad (12)$$

$$N_n = \gamma Q_1 H_{d1} + \gamma Q_2 H_{d2} \quad (13)$$

$$N_n = \gamma Q_1 \left( \frac{C_{o1}^2}{2g} + \frac{\rho_{o1}}{\gamma} + Z_{o1} - Z_{a1} \right) + \gamma Q_2 \left( \frac{C_{o2}^2}{2g} + \frac{\rho_{o2}}{\gamma} + Z_{o2} - Z_{a2} \right) \quad (14)$$

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (15)$$

$$\gamma Q_1 H_{d1} + \gamma Q_2 H_{d2} = \gamma (Q_1 + Q_2) H_d = \gamma Q H_d \quad (16)$$

$$H_{di} = \frac{Q_1 \left( \frac{C_{o1}^2}{2g} + \frac{\rho_{o1}}{\gamma} + Z_{o1} - Z_{a1} \right) + Q_2 \left( \frac{C_{o2}^2}{2g} + \frac{\rho_{o2}}{\gamma} + Z_{o2} - Z_{a2} \right)}{Q_1 + Q_2} \quad (17)$$

$$H_{di} = \frac{Q_1 H_{d1} + Q_2 H_{d2}}{Q} \quad (18)$$

#### 4.2.3 Cálculo dos diâmetros principais

Os diâmetros principais da turbina Pelton são os diâmetros do rotor: o diâmetro médio, o diâmetro externo do rotor e o diâmetro do jato injetor. Na Figura 11 é possível verificar a diferença entre os diâmetros do rotor.

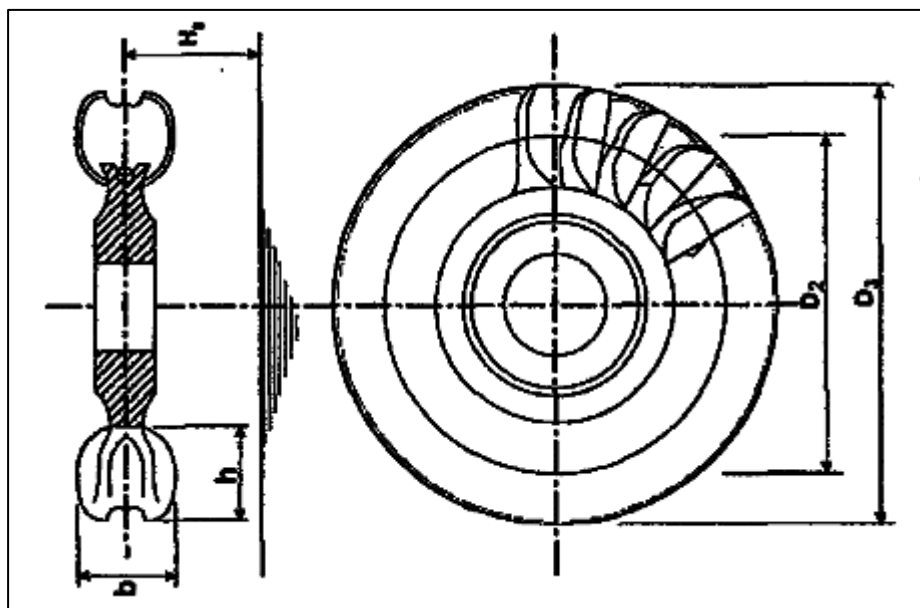


Figura 11: Rotor da turbina Pelton mostrando a diferença entre os diâmetros do rotor.

Fonte: BARRENA, 2010.

##### 4.2.3.1 Diâmetro do jato injetor

$$d_{ji} = 500 \sqrt{\frac{Q}{i \sqrt{H_d}}} \quad (19)$$

Em que:

$d_{ji}$ : diâmetro do jato injetor em milímetros (mm);

Q: vazão em metros cúbicos por segundo ( $m^3/s$ );

i: número de injetores;



$H_d$ : altura da queda d'água disponível em metros (m);

#### 4.2.3.2 Diâmetro médio do rotor

$$D_2 = K_{D2} \times \frac{1000\sqrt{H_d}}{n} \quad (20)$$

Em que:

$D_2$ : diâmetro médio do rotor em milímetros (mm);

$H_d$ : altura da queda d'água disponível em metros (m);

$n$ : velocidade de rotação (rpm);

$K_{D2}$ : Constante,  $37 \geq K_{D2} \leq 39$ .

#### 4.2.3.3 Diâmetro externo do rotor

$$D_3 = D_2 + 2 \left[ \frac{3}{5} \times h \right] \quad (21)$$

Em que:

$D_3$ : diâmetro externo do rotor em milímetros (mm);

$D_2$ : diâmetro médio do rotor em milímetros (mm);

$h$ : altura da pá em milímetros (mm).

#### 4.2.4 Dimensionamento das pás

O dimensionamento das pás da turbina Pelton é feito proporcionalmente ao diâmetro do jato injetor. A Figura 12 mostra o formato das pás, que são geralmente em formato de elipse e a aresta que as dividem.

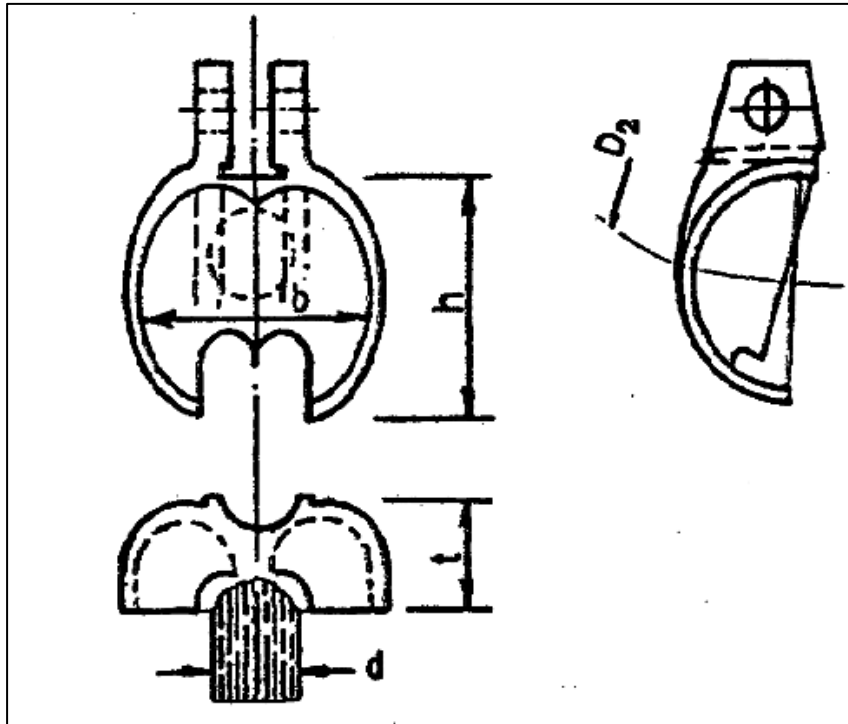


Figura 12: Formato das pás de uma turbina Pelton.

Fonte: BARRENA, 2010.

- Largura da pá

$$b = 3,75 \times d_{ji} \quad (22)$$

Em que:

b: largura da pá turbina Pelton em milímetros (mm);

$d_{ji}$ : diâmetro do jato injetor em milímetros (mm).

- Altura da pá

$$h = 3,50 \times d_{ji} \quad (23)$$

Em que:

h: altura da pá em milímetros (mm);

$d_{ji}$ : diâmetro do jato injetor em milímetros (mm).

- Espessura da pá

$$t = 1,50 \times d_{ij} \quad (24)$$

Em que:

t: espessura da pá em milímetros (mm);

$d_{ij}$ : diâmetro do jato injetor em milímetros (mm).

- Número de pás

$$Z = \frac{1}{2} \left( \frac{D_2}{d_{ij}} \right) + K_z \quad (25)$$

Em que:

Z: número de pás;

$D_2$ : diâmetro médio do rotor em milímetros (mm);

$d_{ij}$ : diâmetro do jato injetor em milímetros (mm).

$K_z$ : constante,  $14 \leq K_z \leq 16$ .

- Passo entre pás

$$t_e = \frac{\pi \times D_2}{Z} \quad (26)$$

Em que:

$t_e$ : passo ou distância entre pás em milímetros (mm);

$D_2$ : diâmetro médio do rotor em milímetros (mm);

Z: número de pás.

### 4.3 TURBINA FRANCIS

A turbina Francis foi desenvolvida por James Bicheno Francis (1815-1892) nascido na Inglaterra. Em 1874, nos EUA, ficou encarregado de estudar uma turbina para o aproveitamento energético do desnível de um rio, focando seu interesse na máquina centrípeta de Samuel Dowd (1804-1879). As modificações que Francis fez no equipamento foram tão importantes que a turbina acabou ganhando o seu nome (SOARES, 2013).

Segundo Barrena (2010), as turbinas Francis são do tipo reação, de fluxo radial e possuem tubo de sucção. As turbinas Francis são construídas para apresentarem o máximo rendimento possível e dessa maneira elas apresentam quatro modelos de rotores, as lentas, as normais, as rápidas e as super-rápidas.

### 4.3.1 Tipos de rotores

Segundo Barrena, o rotor da turbina Francis pode ser dividido em quatro tipos, variando conforme a velocidade específica o qual eles são acionados. A seguir está explicado individualmente cada tipo.

#### 4.3.1.1 Rotores lentos

São utilizados em grandes vazões de água e necessitam assim de velocidades específicas menores, podendo variar na faixa de 60 a 125 rpm. A velocidade tangencial é reduzida, e as pás desse modelo de turbina são mais espessas para melhorar o fluxo de água no seu interior, evitando a formação de redemoinhos indesejados. Na Figura 13 é possível ver o diâmetro ( $D_1$ ) do rotor em comparação com o diâmetro ( $D_2$ ) do tubo de sucção.

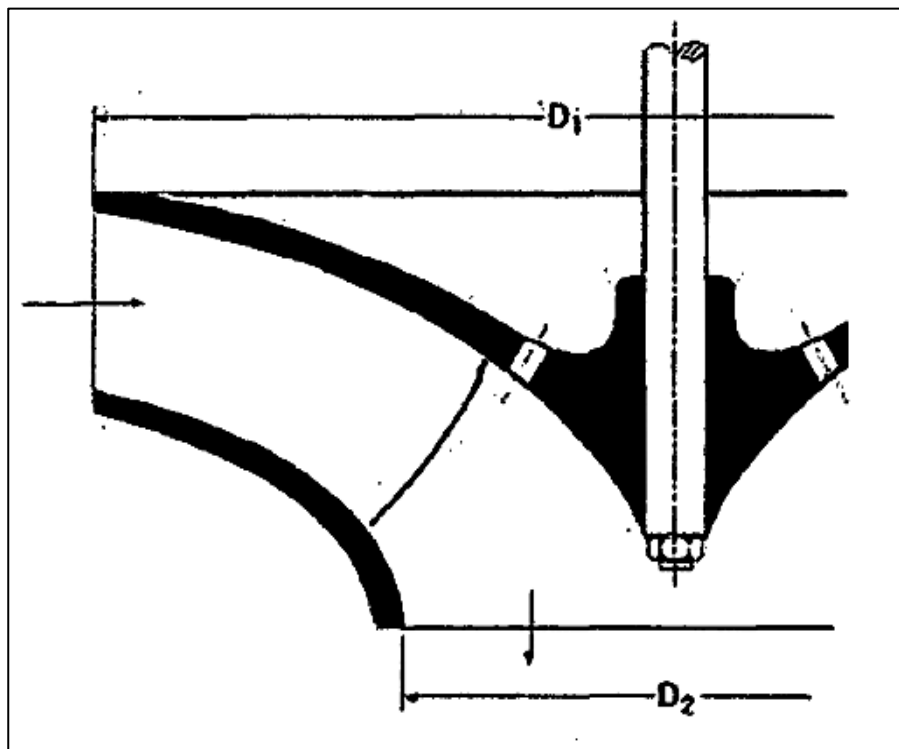


Figura 13: Modelo de rotor da turbina Francis lenta.

Fonte: BARRENA, 2010.

#### 4.3.1.2 Rotores normais

Os rotores normais são caracterizados por diâmetro levemente maior que o tubo de sucção. O fluxo de água entra no rotor radialmente e sai dele de forma axial direcionado ao tubo de sucção. A velocidade específica nesse tipo de rotor varia entre 125 e 225 rpm. A Figura 14 mostra o esquema de um rotor normal.

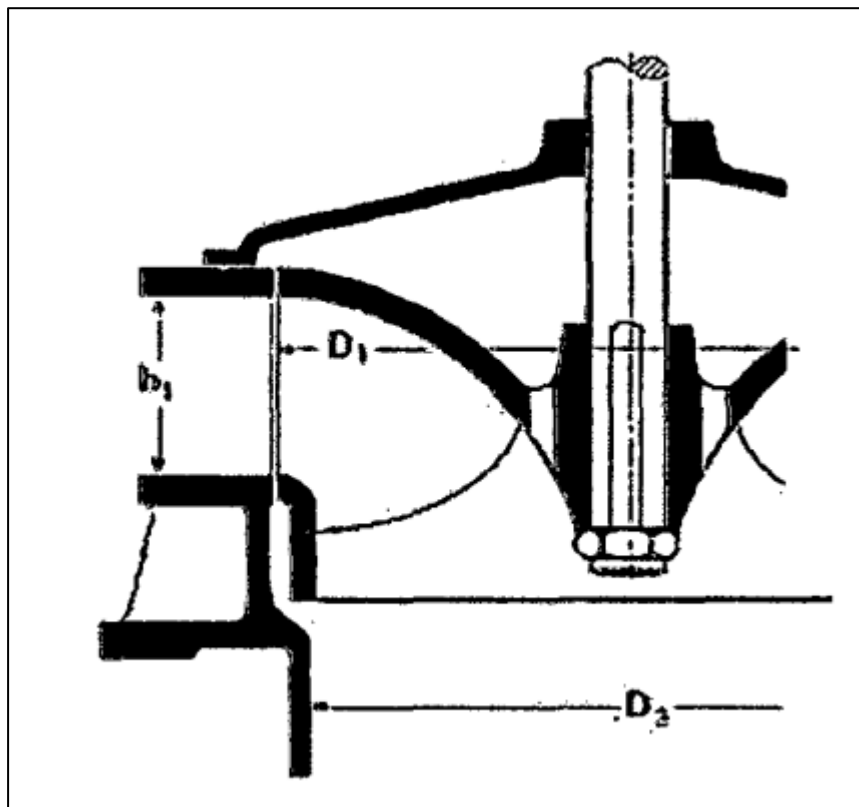


Figura 14: Modelo do rotor da turbina Francis normal.

Fonte: BARRENA, 2010.

#### 4.3.1.3 Rotores rápidos e super-rápidos

Os rotores rápidos e super-rápidos se caracterizam por atingir as maiores velocidades específicas, que variam na faixa de 225 a 450 rpm (225 a 350 rpm são as rápidas e de 350 a 450 rpm as super-rápidas). O diâmetro do rotor é menor que o diâmetro do tubo de sucção e a mudança da direção da água é mais acentuada do que nas turbinas Francis de rotor normal. A Figura 15 apresenta o rotor rápido, enquanto a Figura 16 mostra o rotor super-rápido.

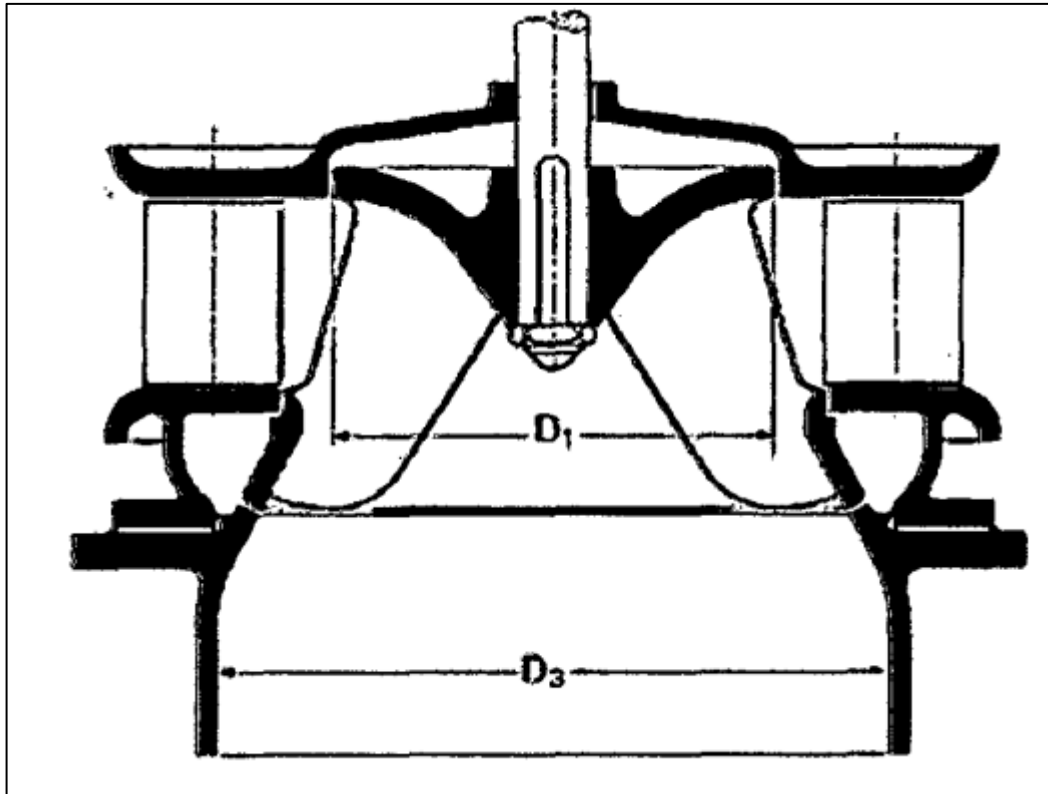


Figura 15: Modelo de rotor da turbina Francis rápida.

Fonte: BARRENA, 2010.

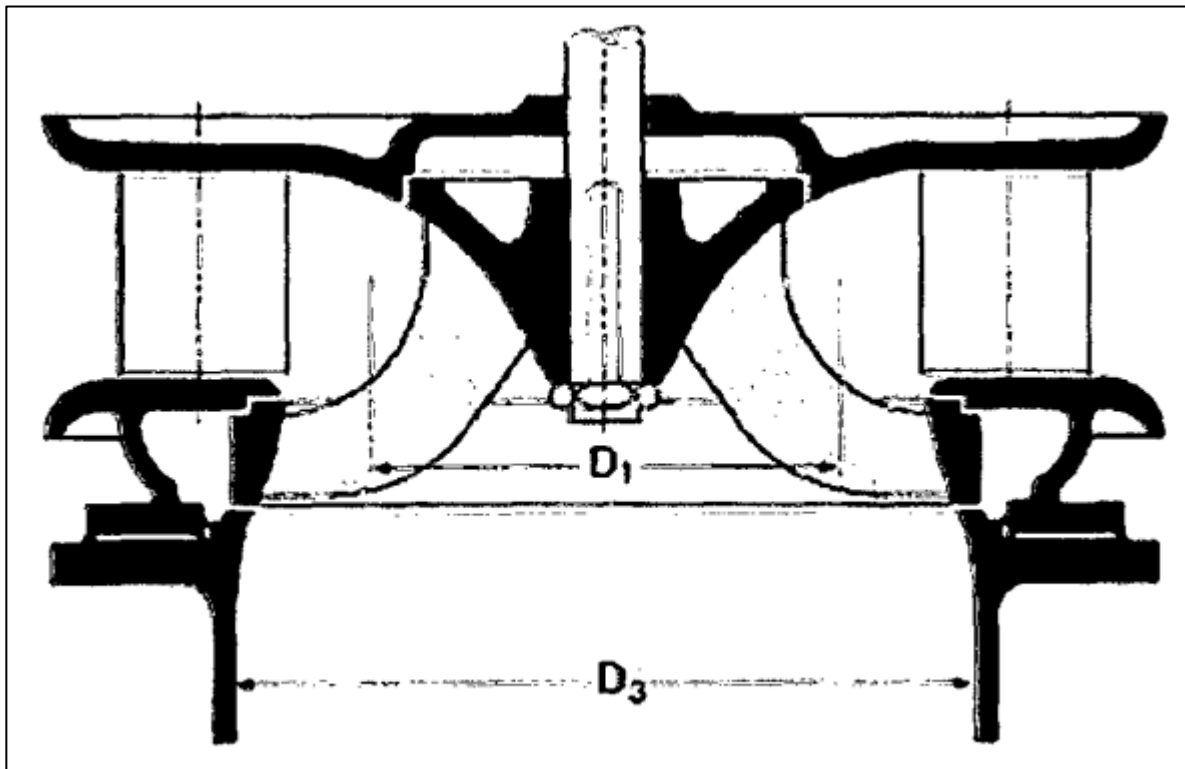


Figura 16: Modelo de rotor de turbina super-rápida.

Fonte: BARRENA, 2010.

### 4.3.2 Principais dimensões da turbina Francis

Para o cálculo das principais dimensões da turbina Francis é utilizado a Figura 17, em que são apresentados o diâmetro ( $D_3$ ) do tubo de sucção, o diâmetro ( $D_1$ ) externo do rotor e o diâmetro ( $D_2$ ) interno do rotor.

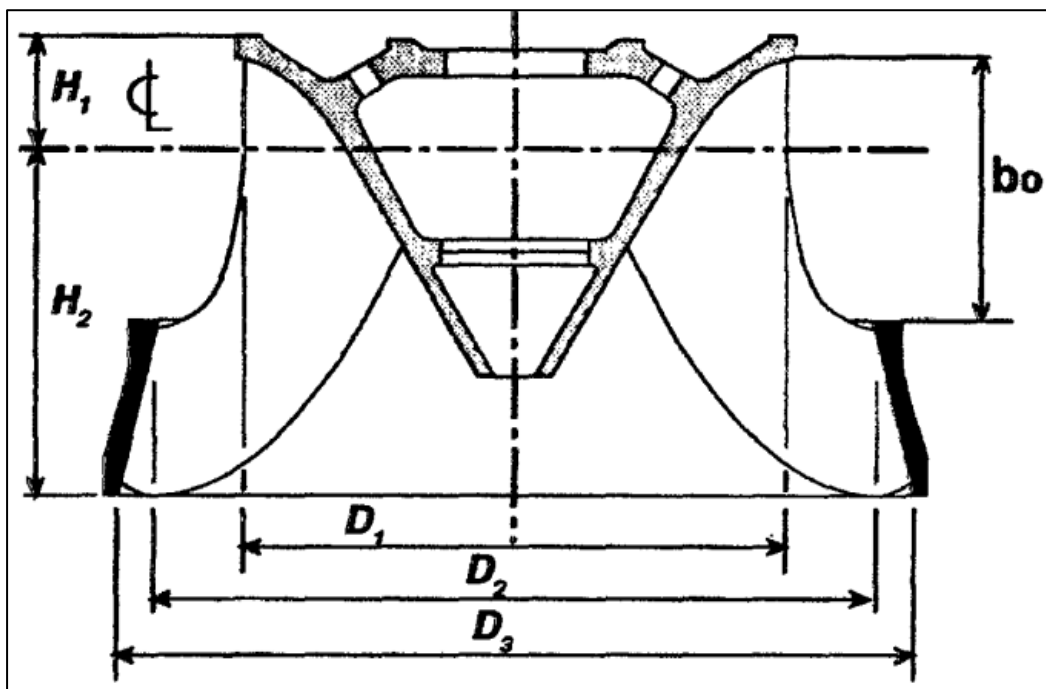


Figura 17: Diâmetro principais da turbina Francis.

Fonte: BARRENA, 2010.

#### 4.3.2.1 Diâmetro do tubo de sucção

$$D_3 = 1000 \sqrt{\frac{4Q}{\pi C_3}} \quad (27)$$

Em que:

$D_3$ : diâmetro do tubo de sucção em milímetro (mm);

$Q$ : vazão em metros cúbicos por segundo ( $m^3/s$ );

$C_3$ : velocidade de saída em metros por segundo (m/s).

Para calcular a velocidade de saída é utilizada a Equação (28).

$$C_3 = \sqrt{\frac{2 \times g \times K_c \times H}{100}} \quad (28)$$

Em que:

$C_3$ : velocidade de saída em metros por segundo (m/s);

$g$ : gravidade em metros por segundo ao quadrado (m/s<sup>2</sup>);

$H$ : Altura disponível em metros (m);

$K_c$ : Constante segundo cada turbina, por unidade. Considerar 4% para Francis lenta, 6% para Francis normal, 12% para Francis rápida e 25% para Francis super-rápida (BARRENA, 2010).

#### 4.3.2.2 Diâmetro externo do rotor

O cálculo do diâmetro externo do rotor de todos os modelos segue a Equação (29).

$$D_1 = D_3 \times \left(0,4 + \frac{94,5}{N_s}\right) \quad (29)$$

Em que:

$D_1$ : diâmetro externo do rotor em milímetros (mm);

$D_3$ : diâmetro do tubo de sucção em milímetros (mm);

$N_s$ : velocidade específica (rpm).

#### 4.3.2.3 Diâmetro interno do rotor

Para o cálculo do diâmetro interno do rotor é utilizado a Equação (30).

$$D_2 = D_3 \times (0,96 + 0,00038 \times N_s) \quad (30)$$

Em que:



$D_2$ : diâmetro interno do rotor em milímetros (mm);  
 $D_3$ : diâmetro do tubo de sucção em milímetros (mm);  
 $N_s$ : velocidade específica (rpm).

#### 4.3.3 Largura da coroa diretriz ou caixa espiral

A largura da caixa espiral é calculada de maneira diferente para cada tipo de rotor da turbina Francis.

##### 4.3.3.1 Francis Lenta

$$b_0 = D_1 \left[ \frac{(N_s - 60) \times 0,07}{65} + K_L \right] \quad (31)$$

Em que:

$b_0$ : largura da caixa espiral em milímetros (mm);

$D_1$ : diâmetro externo do rotor em milímetros (mm);

$N_s$ : velocidade específica (rpm);

$K_L$ : constante para desenho da Francis lenta,  $0,08 \leq K_L \leq 0,119$   
(selecionar um valor dessa faixa) (BARRENA,2010).

##### 4.3.3.2 Francis Normal

$$b_0 = D_1 \left[ \frac{(N_s - 125) \times 0,15}{100} + K_N \right] \quad (32)$$

Em que:

$b_0$ : largura da caixa espiral em milímetros (mm);

$D_1$ : diâmetro externo do rotor em milímetros (mm);

$N_s$ : velocidade específica (rpm);

$K_N$ : constante para desenho da Francis normal,  $0,15 \leq K_N \leq 0,30$   
(selecionar um valor dessa faixa) (BARRENA, 2010).

#### 4.3.3.3 Francis Rápida

$$b_0 = D_1 \left[ \frac{(N_s - 225) \times 0,22}{125} + K_R \right] \quad (33)$$

Em que:

$b_0$ : largura da caixa espiral em milímetros (mm);

$D_1$ : diâmetro externo do rotor em milímetros (mm);

$N_s$ : velocidade específica (rpm);

$K_R$ : constante para desenho da Francis rápida,  $0,1582 \leq K_R \leq 0,30$   
(selecionar um valor dessa faixa) (BARRENA, 2010).

#### 4.3.3.4 Francis Super-Rápida

$$b_0 = D_1 \left[ \frac{(N_s - 125) \times 0,19}{100} + K_{SR} \right] \quad (34)$$

Em que:

$b_0$ : largura da caixa espiral em milímetros (mm);

$D_1$ : diâmetro externo do rotor em milímetros (mm);

$N_s$ : velocidade específica (rpm);

$K_{SR}$ : constante para desenho da Francis super-rápida,  $0,1807 \leq K_{SR} \leq 0,52$   
(selecionar um valor dessa faixa) (BARRENA, 2010).

#### 4.3.4 Cálculo do número de pás

O número de pás da turbina Francis é calculado de maneira distinta para cada tipo de rotor.

## 4.3.4.1. Francis Lenta

$$Z_L = 18 - \left[ \frac{(N_s - 60)}{65} \right] \quad (35)$$

Em que:

$Z_L$ : número de pás para a turbina Francis lenta;

$N_s$ : velocidade específica (rpm).

## 4.3.4.2 Francis Normal

$$Z_N = 17 - \left[ \frac{(N_s - 125) \times 2}{100} \right] \quad (36)$$

Em que:

$Z_N$ : número de pás para a turbina Francis normal;

$N_s$ : velocidade específica (rpm).

## 4.3.4.3 Francis Rápida

$$Z_R = 15 - \left[ \frac{(N_s - 225) \times 2}{125} \right] \quad (37)$$

Em que:

$Z_R$ : número de pás para a turbina Francis rápida;

$N_s$ : velocidade específica (rpm).

## 4.3.4.4 Francis Super-Rápida

$$Z_{SR} = 3 - \left[ \frac{(N_s - 350)}{100} \right] \quad (38)$$

Onde:

$Z_{SR}$ : número de pás para a turbina Francis super-rápida;

$N_s$ : velocidade específica (rpm).

#### 4.4 TURBINA KAPLAN

As turbinas Kaplan foram criadas pelo engenheiro austríaco Victor Kaplan (1876-1934) que, por meio de estudos teóricos e experimentais criou um novo tipo de turbina a partir das turbinas de Hélice com a possibilidade de variar o passo das pás. Surge então uma turbina de Hélices com pás reguláveis. O mecanismo que permite regular o ângulo de inclinação da pá conforme a descarga, sem que ocorra uma variação considerável do rendimento, fica alojado numa peça com o formato de uma ogiva e é comandado por um regulador automático de velocidade (SOARES, 2013).

Segundo Barrena (2010), as turbinas em hélice e Kaplan são do tipo ação total e usadas em pequenas quedas d'água e que possuem uma grande vazão. São instaladas tanto horizontalmente como verticalmente e são construídas para apresentarem um rotor cada vez mais rápido, inclusive com velocidades específicas acima de 450 rpm. As turbinas Kaplan são preferencialmente usadas (em detrimento das Francis) para velocidades acima de 400 rpm, onde o rendimento das Francis super-rápidas começa a diminuir devido não conseguir escoar o fluxo de água com precisão.

O rotor das Kaplan é composto por poucas pás e assim conferindo a ela o formato de hélice de barco. As pás podem ser fixas, e assim chamadas de turbinas de hélice, ou ainda as pás podem ser móveis e assim denominadas turbinas Kaplan e em ambos os tipos de pás o fluxo ocorre em apenas um sentido de rotação, sendo assim turbinas irreversíveis. A Figura 18 apresenta uma turbina Kaplan e seus principais componentes.

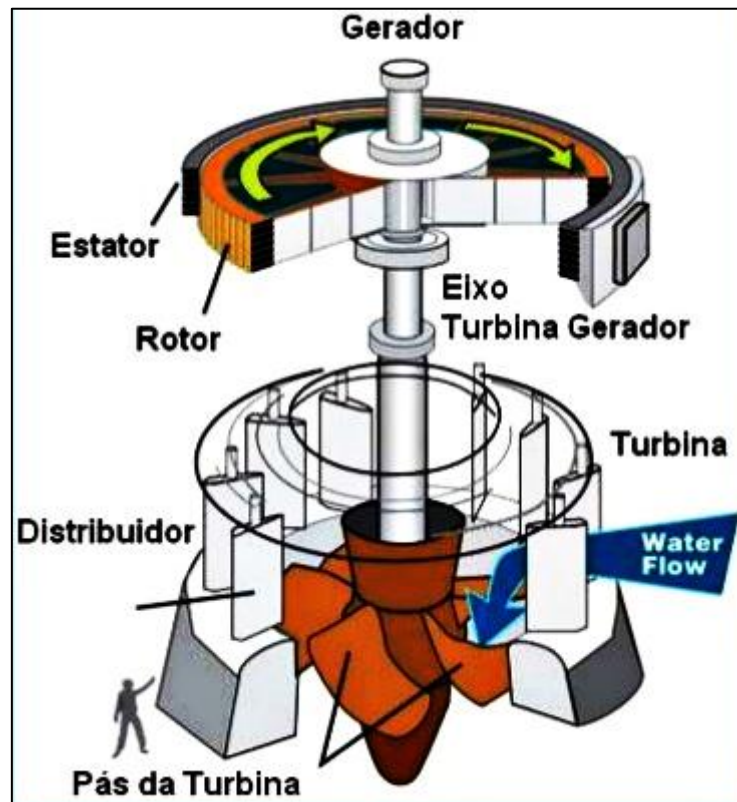


Figura 18: Componentes de uma turbina Kaplan.

Fonte: Close-up Engineering Daily Vehicle NewsPaper.

#### 4.4.1 Diâmetro dos principais componentes da turbina

Os principais diâmetros da turbina Kaplan estão mostrados na Figura 19.

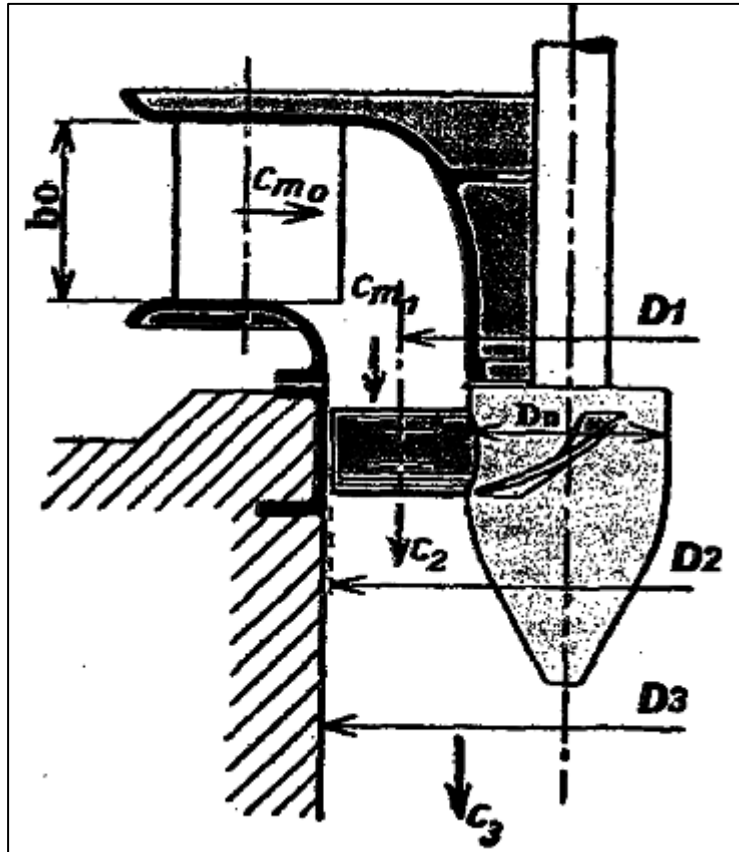


Figura 19: Desenho dos principais diâmetros da turbina Kaplan.

Fonte: BARRENA, 2010.

#### 4.4.1.1 Diâmetro do tubo de sucção

A Equação (39) empírica pode ser usada para turbinas Kaplan e de hélice.

$$D_3 = 1000 \sqrt{\frac{4Q}{\pi C_3}} \quad (39)$$

Em que:

$D_3$ : diâmetro do tubo de sucção em milímetros (mm);

$Q$ : vazão em metros cúbicos por segundo ( $m^3/s$ );

$C_3$ : velocidade de saída em metros por segundo (m/s).

Para determinar a velocidade de saída utiliza-se a Equação (40).

$$C_3 = \sqrt{\frac{2 \times g \times K_c \times H}{100}} \quad (40)$$

Em que:

$C_3$ : velocidade de saída em metros por segundos (m/s);

$g$ : gravidade em metros por segundo ao quadrado (m/s<sup>2</sup>);

$H$ : altura disponível em metros (m);

$K_c$ : constante, por unidade. Considerar para Kaplan e hélice 30% (BARRENA, 2010).

#### 4.4.1.2 Diâmetro externo do rotor

O cálculo do diâmetro externo do rotor leva em consideração a Equação (41).

$$D_2 = 0,98D_3 \quad (41)$$

Em que:

$D_3$ : diâmetro do tubo de sucção em milímetros (mm);

$D_2$ : diâmetro do rotor em milímetros (mm).

#### 4.4.1.3 Diâmetro interno do rotor

O cálculo do diâmetro interno do rotor leva em consideração a Equação (42).

$$D_N = D_3 \left( 0,25 + \frac{94,64}{N_s} \right) \quad (42)$$

Em que:

$D_N$ : diâmetro interno do rotor em milímetro (mm);

$D_3$ : diâmetro do tubo de sucção em milímetros (mm);

$N_s$ : velocidade específica em rpm.

#### 3.4.1.4 Diâmetro médio do rotor

O diâmetro médio do rotor é calculado conforme a Equação (43).

$$D_1 = D_N + \left( \frac{D_2 - D_N}{2} \right) \quad (43)$$

Em que:

$D_1$ : diâmetro médio do rotor em milímetros (mm);

$D_N$ : diâmetro interno do rotor em milímetro (mm);

$D_2$ : diâmetro do rotor em milímetros (mm).

#### 4.4.2 Largura da caixa espiral

Para o cálculo da largura da caixa espiral da turbina Kaplan deve ser considerada uma vazão 80% da total, e que a seção diminui 10% devido a espessura das pás (BARRENA, 2010); dessa forma a Equação (44) é utilizada para o cálculo da largura da caixa espiral.

$$B_0 = \frac{0,8 \times Q}{0,9 \times D_2 \times \pi \times C_{mo}} \quad (44)$$

Em que:

$B_0$ : largura da caixa espiral em milímetro (mm);

$Q$ : vazão em metros cúbicos por segundo (m<sup>3</sup>/s);

$D_2$ : diâmetro externo do rotor em milímetros (mm);

$C_{mo}$ : velocidade de entrada em metros por segundo (m/s).

A seção livre da saída deve ser maior que a seção livre da entrada do rotor:  $0,6 C_{m1} \leq C_{mo} \leq 0,7 C_{m1}$ . Assim para o dimensionamento usar:

$$C_{mo} = 0,65 C_{m1} \quad (45)$$

Em que:

$C_{m1}$ : componente da velocidade de saída em metros por segundo (m/s).



Para o cálculo dessa componente da velocidade de saída utiliza-se a Equação (46).

$$C_{m1} = \frac{4 \times 0,8 \times Q \times 10^6}{(D_2^2 - D_N^2)\pi} \quad (46)$$

Em que:

$C_{m1}$ : componente da velocidade de saída em metros por segundo (m/s);

$D_2$ : diâmetro externo do rotor em milímetros (mm);

$D_N$ : diâmetro interno do rotor em milímetro (mm);

Q: vazão em metros cúbicos por segundo (m<sup>3</sup>/s).

#### 4.4.3 Cálculo do número de pás

O número de pás da turbina Kaplan é calculado seguindo a Equação (47).

$$Z = \frac{2170 - 1,2N_s}{250} \quad (47)$$

Em que:

Z: número de pás da turbina Kaplan;

$N_s$ : velocidade específica (rpm).

#### 4.5 TURBINA MICHELL-BANKI

A turbina Michell-Banki ou de fluxo cruzado, é um tipo de turbina usada geralmente em pequenos aproveitamentos hidrelétricos. Sua principal vantagem é a simplicidade de seu projeto e facilidade de construção o que a faz atrativa economicamente. Contudo, isso não impede sua utilização em centrais hidrelétricas maiores, inclusive atualmente existem turbinas de fluxo cruzado de até 6 MW (BARRENA, 2010).

A turbina Michell-Banki é composta principalmente pelo rotor e por um injetor. A Figura 20 mostra uma dessas turbinas.

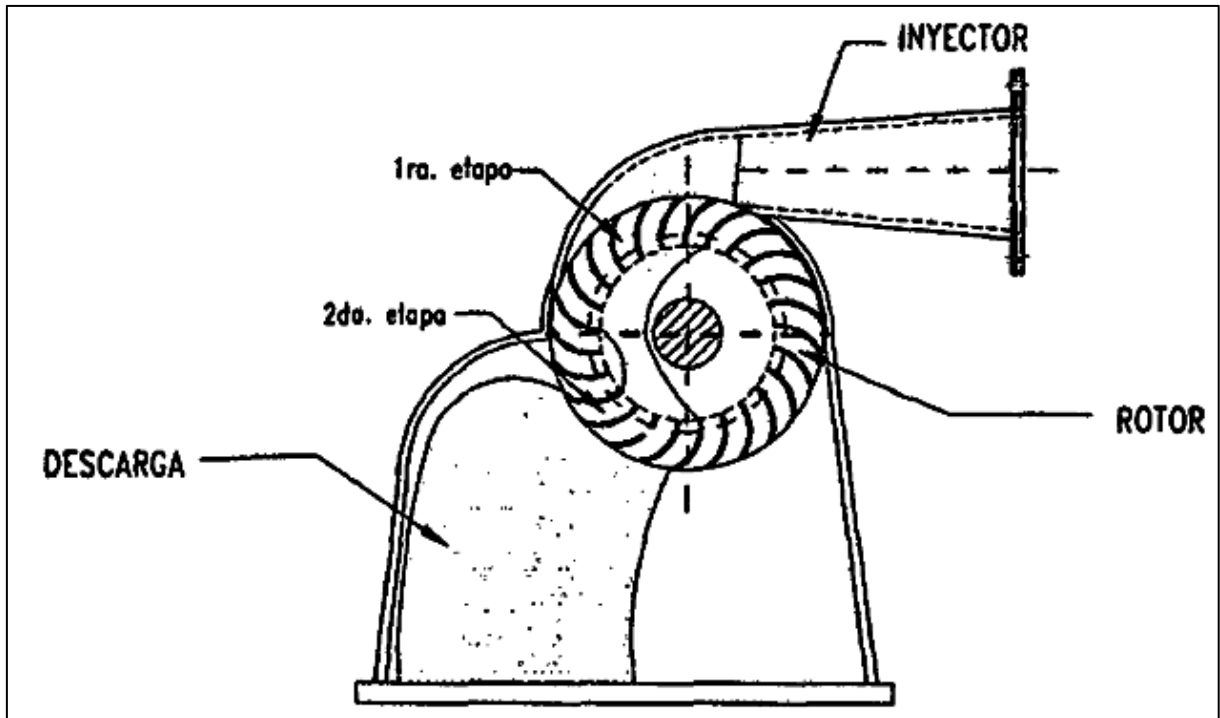


Figura 20: Modelo da turbina Michell-Banki com seus componentes principais.

Fonte: BARRENA, 2010.

#### 4.5.1 Diâmetro das principais dimensões

O rotor da turbina Michell-Banki é de ação total e as dimensões principais estão mostradas na Figura 21. Serão calculados os diâmetros interno, externo e médio do rotor e o diâmetro do injetor.

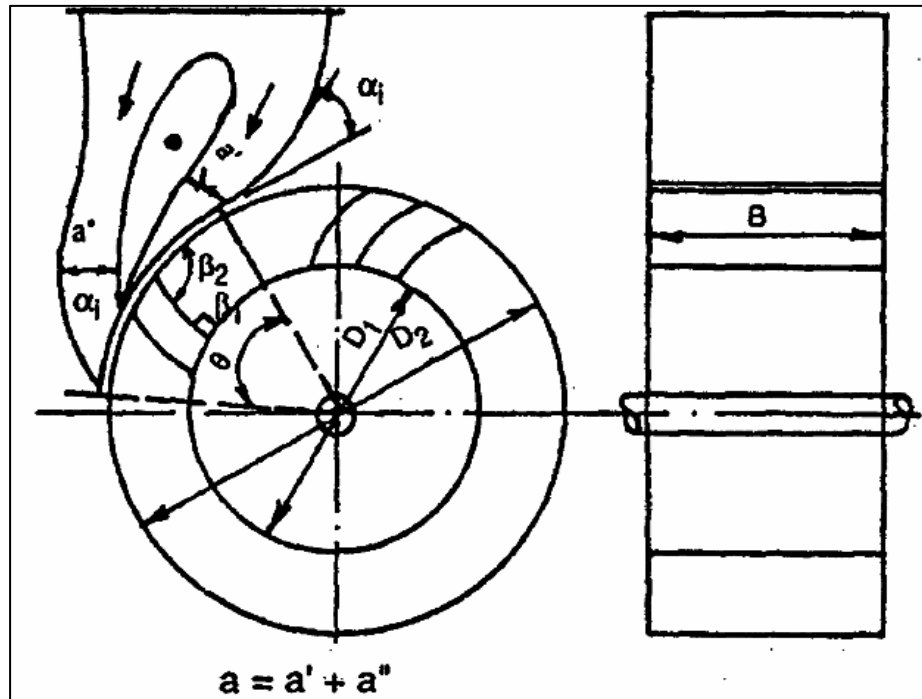


Figura 21: Desenhos do rotor de uma turbina Michell-Banki.

Fonte: BARRENA, 2010.

#### 4.5.1.1 Diâmetro exterior do rotor

O cálculo do diâmetro externo do rotor é calculado através da Equação (48).

$$D_2 = K_m \times \frac{1000\sqrt{H_d}}{N} \quad (48)$$

Em que:

$D_2$ : diâmetro exterior do rotor em milímetro (mm);

$K_m$ : constante da turbina Michell-Banki,  $37 \leq K_m \leq 39$ ;

$H_d$ : altura disponível da queda d'água em metros (m);

$N$ : velocidade de rotação em rpm.

#### 4.5.1.2 Diâmetro interior do rotor

O cálculo do diâmetro interior segue a Equação (49).

$$D_1 = 0,66 \times D_2 \quad (49)$$

Em que:

$D_1$ : diâmetro interior do rotor em milímetros (mm);

$D_2$ : diâmetro exterior do rotor em milímetros (mm).

#### 4.5.1.3 Diâmetro do injetor

O cálculo do diâmetro do injetor segue a Equação (50).

$$d_i = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times Q}{C_1 \times \pi}} \quad (50)$$

Em que:

$d_i$ : diâmetro do injetor em milímetros (mm);

$C_1$ : velocidade do injetor em metros por segundo (m/s);

$Q$ : vazão em metros cúbicos por segundo (m<sup>3</sup>/s).

#### 4.5.1.4 Velocidade do injetor

$$C_1 = \varphi \sqrt{2 \times g \times H_d} \quad (51)$$

Em que:

$C_1$ : velocidade do injetor em metros por segundo (m/s);

$g$ : aceleração da gravidade em metros por segundo ao quadrado (m/s<sup>2</sup>);

$H_d$ : altura disponível de queda d'água em metros (m);

$\varphi$ : coeficiente para a saída de água:  $0,95 \leq \varphi \leq 0,98$  (BARRENA, 2010).

#### 4.5.1.5 Diâmetro médio do rotor

$$D_m = \frac{D_1 + D_2}{2} \quad (52)$$

Em que:

$D_m$ : diâmetro médio do rotor em milímetros (mm);

$D_1$ : diâmetro interior do rotor em milímetros (mm);

$D_2$ : diâmetro exterior do rotor em milímetros (mm).

#### 4.5.1.6 Espessura do jato injetor

$$a = K_a \times D_2 \quad (53)$$

Em que:

$a$ : espessura do jato injetor em milímetro (mm);

$K_a$ : coeficiente que depende do ângulo do injetor  $\alpha_i$  e do ângulo de admissão  $\theta$ ;

$D_2$ : diâmetro exterior do rotor em milímetros (mm).

Para  $\alpha_i = 16^\circ$  podem ser usados os valores do Quadro 7.

**Quadro 7: Valores do coeficiente  $K_a$  e do ângulo de admissão  $\theta$  para um ângulo do injetor  $\alpha_i = 16^\circ$ .**

$\theta$	60°	90°	120°
$K_a$	0,1443	0,2164	0,2886

Fonte: BARRENA, 2010.

#### 4.5.1.7 Velocidade angular do rotor

$$n = 1000 \times \left( \frac{60 \times u_1}{D_2 \times \pi} \right) \quad (54)$$

Em que:

$n$ : velocidade angular do rotor em rpm;

$u_1$ : velocidade tangencial em metros por segundo (m/s);

$D_2$ : diâmetro exterior do rotor em milímetros (mm).

#### 4.5.1.8 Velocidade tangencial

$$u_1 = 2,1 \times \sqrt{H_d} \quad (55)$$

Em que:

$u_1$ : velocidade tangencial em metros por segundo (m/s);  
 $H_d$ : altura disponível de queda d'água em metros (m).

#### 4.5.1.9 Largura do rotor

Se o ângulo do injetor do rotor é  $\alpha_i = 16^\circ$  e este ângulo varia de  $15^\circ \leq \alpha_i \leq 20^\circ$ , a largura do rotor então pode ser calculada através da Equação (56).

$$B = 98,8 \times \frac{Q}{D_2 \times \sqrt{H_d}} \times \frac{1000}{\theta} \quad (56)$$

Em que:

B: largura do rotor em milímetro (mm);

Q: vazão em metros cúbicos por segundo (m<sup>3</sup>/s).

$D_2$ : diâmetro exterior do rotor em milímetros (mm);

$H_d$ : altura disponível de queda d'água em metros (m);

$\theta$ : ângulo de admissão, valores de 30°, 60° e 120°.

#### 4.5.1.10 Dimensão e número de pás

O número de pás da turbina Michell-Banki pode ser calculado através de um das Equações: (57) ou (58).

$$Z = \frac{D_2 + 900}{50} \quad (57)$$

$$Z = \frac{\pi \times D_2}{t_a} \quad (58)$$

Em que:

Z: número de pás;

$D_2$ : diâmetro exterior do rotor em milímetros (mm);

$t_a$ : passo ou distância entre pás em milímetros (mm).

O cálculo das dimensões das pás é proporcional ao diâmetro do injetor e segue as equações a seguir.

- Largura da pá

$$b = 2,8 \times d_i \quad (59)$$

Em que:

b: largura da pá em milímetro (mm);

$d_i$ : diâmetro do injetor em milímetros (mm).

- Altura da pá

$$h = 3 \times d_i \quad (60)$$

Em que:

h: altura da pá em milímetros (mm);

$d_i$ : diâmetro do injetor em milímetros (mm).

- Espessura da pá

$$t = 0,8 \times d_i \quad (61)$$

Em que:

t: espessura da pá em milímetros (mm);

$d_i$ : diâmetro do injetor em milímetros (mm).

#### 4.5.1.11 Passo de pá

$$t_a \cong \frac{h}{4.5} \quad (62)$$

Em que:

$t_a$ : passo de pá em milímetros (mm).

h: altura da pá em milímetros (mm).

## 5 RESULTADOS

No presente capítulo é ilustrado o dimensionamento de turbinas em três aproveitamentos hidrelétricos distintos, onde cada um requer um tipo de turbina hidráulica. Os cálculos demonstram como os procedimentos descritos anteriormente são utilizados na prática para especificar as medidas das partes de uma turbina.

### 5.1 PROJETO 1 - APROVEITAMENTO HIDRELÉTRICO 1

Para este projeto serão utilizados os dados do aproveitamento hidrelétrico de Itaipu, e ao final as especificações serão comparadas com as dimensões reais. Os dados são:

Altura de queda:  $H_d = 118,4$  metros;

Vazão:  $Q = 660$  m<sup>3</sup>/s;

Rotação real:  $N = 92,3$  rpm;

Potência efetiva da turbina:  $P_t = 724075$  kW.

O dimensionamento inicia-se calculando a velocidade específica:

$$N_s = N \times (P_t)^{0,5} \times (H_d)^{-1,25}$$

$$N_s = 92,3 \times (724075)^{0,5} \times (118,4)^{-1,25}$$

$$N_s = 201,096 \text{ rpm}$$

Com os valores da velocidade específica e com a altura da queda d'água, avalia-se qual a turbina mais apropriada segundo o Quadro 2. Nessa análise é possível ver que a turbina mais apropriada é a Francis lenta.

O próximo passo é dimensionar os diâmetros, começando pelo duto de sucção, para isso calcula-se a velocidade de saída.

$$C_3 = \sqrt{\frac{2 \times g \times K_c \times H}{100}}$$

$$C_3 = \sqrt{\frac{2 \times 9,81 \times 0,12 \times 118,4}{100}}$$



$$C_3 = 1,6696 \text{ m/s}$$

Com a velocidade de saída calculada, determina-se o valor do diâmetro do tubo de sucção.

$$D_3 = 1000 \sqrt{\frac{4Q}{\pi C_3}}$$

$$D_3 = 1000 \sqrt{\frac{4 \times 660}{\pi \times 1,6696}}$$

$$D_3 = 22,435 \text{ m}$$

Cálculo do diâmetro externo do rotor:

$$D_1 = D_3 \times \left(0,4 + \frac{94,5}{N_s}\right)$$

$$D_1 = 22435 \times \left(0,4 + \frac{94,5}{201,096}\right)$$

$$D_1 = 13,191 \text{ m}$$

Cálculo do diâmetro interno do rotor:

$$D_2 = D_3 \times (0,96 + 0,000038 \times N_s)$$

$$D_2 = 22435 \times (0,96 + 0,000038 \times 201,096)$$

$$D_2 = 21,709 \text{ m}$$

Cálculo da largura caixa espiral:

$$b_0 = D_1 \left[ \frac{(N_s - 60) \times 0,07}{65} + K_L \right]$$

$$b_0 = 13191 \left[ \frac{(201,096 - 60) \times 0,07}{65} + 0,119 \right]$$

$$b_0 = 3,574 \text{ m}$$

Cálculo do número de pás

$$Z_L = 18 - \left[ \frac{(N_s - 60)}{65} \right]$$

$$Z_L = 15 - \left[ \frac{(201,096 - 60)}{65} \right]$$

$$Z_L = 15,83 \text{ pás}$$

Aproximando deve ter 16 pás.

## 5.2 PROJETO 2 - APROVEITAMENTO HIDRELÉTRICO 2

Os dados projeto 2:

Altura de queda:  $H_d = 684$  metros;

Vazão:  $Q = 12,7 \text{ m}^3/\text{s}$ ;

Rotação real:  $n = 150 \text{ rpm}$ ;

Potência efetiva da turbina:  $P_t = 89232 \text{ kW}$ .

Inicia-se o dimensionamento calculando-se a velocidade específica:

$$N_s = N \times (P_t)^{0,5} \times (H_d)^{-1,25}$$

$$N_s = 150 \times (89232)^{0,5} \times (684)^{-1,25}$$

$$N_s = 12,8095 \text{ rpm}$$

Analisando-se o Quadro 2, é possível observar que a turbina ideal é a Pelton de um jato injetor. Desta maneira, inicialmente dimensiona-se o diâmetro do jato injetor.

$$d_{ji} = 500 \sqrt{\frac{Q}{i\sqrt{H_d}}}$$

$$d_{ji} = 500 \sqrt{\frac{12,7}{1\sqrt{684}}}$$

$$d_{ji} = 348,424 \text{ mm}$$

Cálculo do diâmetro médio do rotor:

$$D_2 = K_{D2} \times \frac{1000\sqrt{H_d}}{n}$$

$$D_2 = 38 \times \frac{1000\sqrt{684}}{150}$$

$$D_2 = 6,623m$$

Para calcular o diâmetro externo é necessário calcular antes as dimensões das pás:

Largura da pá:

$$b = 3,75 \times d_{ji}$$

$$b = 3,75 \times 348,424$$

$$b = 1,3066 m$$

Altura da pá

$$h = 3,50 \times d_{ji}$$

$$h = 3,50 \times 348,424$$

$$h = 1,2195 m$$

Espessura da pá

$$t = 1,50 \times d_{ij}$$

$$t = 1,50 \times 348,424$$

$$t = 522,636 \text{ mm}$$

Número de pás

$$Z = \frac{1}{2} \left( \frac{D_2}{d_{ij}} \right) + K_z$$

$$Z = \frac{1}{2} \left( \frac{6623}{348,424} \right) + 15$$

$$Z = 24,5 \text{ pás}$$

Aproximando 25 pás.

Passo entre pás

$$t_e = \frac{\pi \times D_2}{Z}$$

$$t_e = \frac{\pi \times 6623}{25}$$

$$t_e = 832,27 \text{ mm}$$

Após o dimensionamento das pás, efetua-se o dimensionamento do rotor.

Diâmetro externo do rotor

$$D_3 = D_2 + 2 \left[ \frac{3}{5} \times h \right]$$

$$D_3 = 6623 + 2 \left[ \frac{3}{5} \times 1219,5 \right]$$

$$D_3 = 8,0864 \text{ m}$$

### 5.3 PROJETO 3 - APROVEITAMENTO HIDRELÉTRICO 3

Os dados do projeto 3:

Altura de queda:  $H_d = 25$  metros;

Vazão:  $Q = 380 \text{ m}^3/\text{s}$ ;

Rotação real:  $n = 90 \text{ rpm}$ ;

Potência efetiva da turbina:  $P_t = 120000 \text{ kW}$ .

Começa o dimensionamento calculando a velocidade específica:

$$N_s = N \times (P_t)^{0,5} \times (H_d)^{-1,25}$$

$$N_s = 90 \times (120000)^{0,5} \times (25)^{-1,25}$$

$$N_s = 557,71 \text{ rpm}$$

Analisando o Quadro 2, pode-se observar que a turbina mais indicada é a Kaplan. Iniciando o dimensionamento pelo cálculo da velocidade de saída, para dimensionar o diâmetro do tubo de sucção.

$$C_3 = \sqrt{\frac{2 \times g \times K_c \times H}{100}}$$

$$C_3 = \sqrt{\frac{2 \times 9,81 \times 0,30 \times 25}{100}}$$

$$C_3 = 1,213 \text{ m/s}$$

Cálculo do diâmetro do tubo de sucção:

$$D_3 = 1000 \sqrt{\frac{4Q}{\pi C_3}}$$

$$D_3 = 1000 \sqrt{\frac{4 \times 380}{\pi \times 1,213}}$$

$$D_3 = 19,972 \text{ m}$$

Cálculo do diâmetro externo do rotor:

$$D_2 = 0,98D_3$$

$$D_2 = 0,98 \times 19972$$

$$D_2 = 19,572 \text{ m}$$

Cálculo do diâmetro interno do rotor:

$$D_N = D_3 \left( 0,25 + \frac{94,64}{N_s} \right)$$

$$D_N = 19972 \left( 0,25 + \frac{94,64}{557,71} \right)$$

$$D_N = 8,214 \text{ m}$$

Cálculo do diâmetro médio do rotor:

$$D_1 = D_N + \left( \frac{D_2 - D_N}{2} \right)$$

$$D_1 = 8214 + \left( \frac{19572 - 8214}{2} \right)$$

$$D_1 = 13,893 \text{ m}$$

Cálculo do número de pás.

$$Z = \frac{2170 - 1,2N_s}{250}$$

$$Z = \frac{2170 - 1,2 \times 557,71}{250}$$

$$Z = 6 \text{ pás}$$

## 6 CONCLUSÕES

As turbinas são importantes em qualquer central elétrica, no caso das hidrelétricas as turbinas são os elementos que fazem a conversão da energia potencial, presente na água, em energia cinética e assim acionando o gerador, que por sua vez converte a energia mecânica em elétrica. No entanto, para otimizar o rendimento de um aproveitamento hidrelétrico, é essencial a escolha da turbina mais apropriada, bem como as especificações das dimensões da mesma.

Nesse trabalho demonstrou-se o passo a passo das especificações das dimensões dos tipos mais importantes de turbinas hidráulicas, estabelecendo uma rotina muito útil para engenheiros eletricitas que se proponham fazer projeto de usinas hidrelétricas. Também, o trabalho pode ser útil na aprendizagem de assuntos relacionados com geração de energia elétrica, dos cursos de Engenharia Elétrica da UTFPR.

Pode-se observar que na especificação de turbinas, os procedimentos mantêm certo padrão, onde a partir do conhecimento dos dados do aproveitamento hidrelétrico, determina-se a turbina mais indicada levando em consideração os requisitos do local de instalação e o número de unidades necessárias. A partir daí especifica-se as suas dimensões particulares.

## REFERÊNCIAS

ANEEL. **Banco de Informações de Geração – BIG**. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.cfm>>. Acesso em: Março 2018.

BARRENA, Víctor B. V. **Análise e dimensionamento de uma turbina hidráulica, por redes neurais para uma minicentral**. Universidade Nacional de Engenharia, Lima, Peru, 2010.

CLEMENTINO, Jackeline. **Dimensionamento de turbinas hidráulicas**. Instituto Federal do Rio Grande do Norte, 2015.

COSTA, Antonio S. **Turbinas hidráulicas e condutos forçados**. Universidade Federal de Santa Catarina, 2003. Disponível em: <<http://www.labspot.ufsc.br/~simoies/dincont/turb-hidr-2003.pdf>>. Acesso em: Março, 2018.

GUTIÉRREZ, Héctor G. MASTACHE, Arturo N. **Seleção e Dimensionamento de turbinas hidráulicas para centrais hidrelétricas**. Universidade Autônoma do México, 2013.

JIMÉNEZ, Ruth K. G. **Predição Teórica das Características Hidrodinâmicas de Turbinas Francis**. Universidade Federal de Itajubá, 2004. Disponível em: <<http://saturno.unifei.edu.br/bim/0032487.pdf>>. Acesso em: Março, 2018.

JÚNIOR, Antonio G. D. M. **A turbina de fluxo cruzado (Michell-Banki) como opção para centrais hidráulicas de pequeno porte**. Universidade de São Paulo, São Paulo, 2000.

JÚNIOR, Ricardo 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.

LOPES, Rafael. **Comissionamento de turbinas hidráulicas: Ensaios de faixa operativa, Índex Test e Rejeição de Carga**. Universidade Estadual Paulista, 2011. Disponível em: <[https://repositorio.unesp.br/bitstream/handle/11449/119689/lopes\\_r\\_tcc\\_guara.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://repositorio.unesp.br/bitstream/handle/11449/119689/lopes_r_tcc_guara.pdf?sequence=1&isAllowed=y)>. Acesso em: Março 2018.

MAIOR, Francisco S. **Turbinas Pelton**. Universidade Federal de Pernambuco, 2014.

MACINTYRE, A. J. **Máquinas Motrizes Hidráulicas**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983.

OMEL. **Omel Bombas e Compressores LTDA**. Disponível em: <<http://www.omel.com.br>>. Acesso em: Dezembro 2018.

PUC - MG. **Centrais Hidrelétricas**. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, 2000.

RAMOS, Ricardo A. V. SILVA, João B. C. **Máquinas Hidráulicas e Térmicas**. Universidade Federal do Pará, 2009. Disponível em: <<https://www.passeidireto.com/arquivo/37852751/ramos-ricardo-a-v-silva-joao-b-c-maquinas-hidraulicas-e-termicas-2009>>. Acesso em: Março 2018.

REIS, Lineu B. D. **Geração de energia elétrica**. Editora Manole, 2º Edição, Barueri, SP, 2003.

SCHREIBER, Gerhard P. **Usinas Hidrelétricas**. Editora Edgard Blücher LTDA, 1977.

SOARES, Ricardo L. J. **Projeto Conceitual de uma Turbina Hidráulica a ser utilizada na Usina Hidrelétrica externa de Henry Borden**. 2013. Rio de Janeiro.

SOUZA, ZULCY. **Dimensionamento de máquinas de fluxo turbinas, bombas, ventiladores**. Editora Edgard Blucher LTDA, Rio de Janeiro, 1991.

U.S.B.R. **Selecting Hydraulic Reaction Turbines**. United States Department of The Interior, Bureau of Reclamation, Denver, Co., USA, 1976.