

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE SANTA  
CATARINA - CAMPUS JARAGUÁ DO SUL - RAU  
CURSO SUPERIOR DE TECNOLOGIA EM FABRICAÇÃO MECÂNICA

Leandro Ramos

**ANÁLISE DA QUANTIDADE DE ENERGIA ELÉTRICA QUE PODE SER GERADA  
ATRAVÉS DE UMA TURBINA PELTON UTILIZANDO O SISTEMA DE  
BOMBEAMENTO DE UMA EDIFICAÇÃO**

JARAGUÁ DO SUL

Dezembro de 2019

Leandro Ramos

**ANÁLISE DA QUANTIDADE DE ENERGIA ELÉTRICA QUE PODE SER GERADA  
ATRAVÉS DE UMA TURBINA PELTON UTILIZANDO O SISTEMA DE  
BOMBEAMENTO DE UMA EDIFICAÇÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso Superior de Tecnologia em Fabricação Mecânica do Campus Jaraguá do Sul – Rau, do Instituto Federal de Santa Catarina como requisito parcial para a obtenção do diploma de Tecnólogo em Fabricação Mecânica.

Orientador: Arthur Garcia Bartsch

JARAGUÁ DO SUL

Dezembro de 2019

Ramos, Leandro

ANÁLISE DA QUANTIDADE DE ENERGIA ELÉTRICA QUE PODE  
SER GERADA ATRAVÉS DE UMA TURBINA PELTON UTILIZANDO O SISTEMA  
DE BOMBEAMENTO DE UMA EDIFICAÇÃO. / Leandro Ramos  
; orientação de Arthur Garcia Bartsch. Jaraguá  
do Sul, SC, 2019.

54 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) - Instituto Federal  
de Santa Catarina, Câmpus Jaraguá do Sul -  
Rau. Tecnologia em Fabricação Mecânica. .  
Inclui Referências.

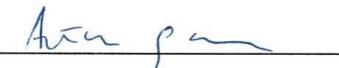
1. Turbina Pelton. 2. Perda de carga. 3. Gerador  
elétrico. 4. Bombeamento. 5. Prédio. I. Bartsch, Arthur  
Garcia . II. Instituto Federal de Santa Catarina. . III.  
Título.

LEANDRO RAMOS

ANÁLISE DA QUANTIDADE DE ENERGIA ELÉTRICA QUE PODE SER GERADA  
ATRAVÉS DE UMA TURBINA PELTON UTILIZANDO O SISTEMA DE  
BOMBEAMENTO DE UMA EDIFICAÇÃO

Este trabalho foi julgado adequado para obtenção do título em Tecnólogo em  
Fabricação Mecânica, pelo Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de  
Santa Catarina, e aprovado na sua forma final pela comissão avaliadora abaixo  
indicada.

Jaraguá do Sul, 02 de dezembro de 2019



Prof. Me. Arthur Garcia Bartsch

Orientador

IFSC – Campus Jaraguá do Sul – RAU



Prof. Me. Anderson José Antoniatti

IFSC – Campus Jaraguá do Sul – RAU



Profa. Me. John Jefferson Antunes Saldanha

IFSC – Campus Jaraguá do Sul – RAU

## **RESUMO**

Este trabalho apresenta um estudo sobre a viabilidade de inclusão de uma turbina para geração de energia elétrica em um prédio de três pavimentos. Essa turbina, do tipo Pelton, seria acoplada ao sistema de bombeamento da edificação e a um gerador elétrico. Assume-se o uso de uma motobomba já dimensionada para o prédio. Analisa-se a perda de carga, a potência gerada pelo gerador e possíveis cargas para aproveitar a energia gerada.

## **ABSTRACT**

This paper presents a study on the feasibility of including a turbine for power generation in a three-story building. This Pelton turbine would be coupled to the building's pumping system and an electric generator. The use of a motor pump already sized for the building is assumed. The pressure drop, the power generated by the generator and possible loads to analyze the energy generated are analyzed.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Definição de tipos de usinas hidroelétricas .....	15
Figura 2 – Classificação das usinas hidroelétricas .....	15
Figura 3 – Exemplo de usina hidroelétrica .....	17
Figura 4 – Fluxograma do funcionamento de uma hidroelétrica.....	17
Figura 5 – Turbina Kaplan .....	19
Figura 6 – Turbina Francis.....	20
Figura 7 – Turbina Pelton .....	21
Figura 8 – Divisão do fluido na pá da turbina Pelton .....	22
Figura 9 – Etapas da divisão do fluido na pá .....	23
Figura 10 - Cotas para dimensão da pá .....	23
Figura 11 – Valores de rugosidade .....	24
Figura 12 – Ábaco de Moody-Rouse.....	26
Figura 13 - Comprimento equivalente para materiais de cobre e pvc .....	28
Figura 14- Comprimento equivalente para materiais de aço galvanizado.....	28
Figura 15 - Coeficiente $k$ para contrações graduais.....	29
Figura 16 - Abastecimento com sistema direto.....	29
Figura 17 - Abastecimento com sistema indireto.....	30
Figura 18 - Tipos de bombeamento.....	31
Figura 19 - Abastecimento com sistema misto .....	31
Figura 20 - Taxa de ocupação.....	32
Figura 21 - Consumo de água per capita .....	32
Figura 22 - Bobina estator .....	33
Figura 23 - Diagrama de fluxo de potência .....	34
Figura 24 - Rotor de polos salientes.....	35
Figura 25 - Rotor de polos lisos.....	35
Figura 26 - Anel coletor, suporte das escovas e escovas.....	36
Figura 27 - Edifício que foi realizado análise.....	37
Figura 28 - Fluxograma do trabalho .....	38
Figura 29 - Motobomba instalada no prédio.....	39
Figura 30 – Determinação do fator de atrito .....	41
Figura 31 - Modelagem do redutor em corte .....	42
Figura 32 - Características hidráulicas da motobomba BC-91 .....	44

Figura 33 - Motor escolhido para análise .....	45
Figura 34 - Estrutura interna do gerador .....	46
Figura 35 - Dados técnicos do gerador .....	46
Figura 36 - Dimensões da pá da turbina .....	48
Figura 37 - Modelagem da pá .....	49
Figura 38 - Modelagem da turbina Pelton .....	49

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

ANEEL - Agência Nacional de Energia Elétrica

MME - Ministério de Minas e Energia

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas

SAMAE - Sistema Autônomo Municipal de Água e Esgoto

UHE - Usina Hidroelétrica

PCH – Pequena Central Hidroelétrica

RPM – Rotações por minuto

## LISTA DE SÍMBOLOS

$R$  – raio

$z$  – número de pás

$B$  – largura da pá

$L$  – comprimento

$M$  - excesso

$m$  – excesso do gume

$T$  – profundidade da pá

$b$  – largura do rasgo da pá

$\beta$  – ângulo do gume central

$\phi$  – ângulo de inclinação da aresta da concha

$hlt$  -perda de carga total

$hl$  – perdas maiores

$hlm$  – perdas menores ou singulares

$\rho$  – massa específica

$\alpha$  – coeficiente de energia cinética

$g$  – gravidade

$V$  - velocidade

$gz$  – altura da referencia

$Re$  – Reynolds

$D$  – diâmetro

$\gamma$  - coeficiente de viscosidade dinâmica

$f$  - fator de atrito

$\varepsilon$  – rugosidade

$k$  - coeficiente de carga

$Pe$  - quantidade de pessoas

$q$  - consumo per capita

$P$  – potencia

$\omega$  – velocidade angular

$\tau$  - torque

$f_{se}$  – frequência elétrica

$n_m$  - velocidade mecânica do campo magnético.

$p$  - número de polos

$cr$  - capacidade do reservatório

$dmax$  - diámetro máximo

## SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO .....	12
1.1 Objetivos .....	13
1.1.1 Objetivo geral .....	13
1.1.2 Objetivo específico .....	13
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....	14
2.1 Usinas Hidroelétricas .....	14
2.2 Estrutura da usina hidroelétrica .....	16
2.3 Turbinas .....	18
2.4 Turbina Kaplan .....	18
2.5 Turbina Francis .....	19
2.6 Turbina Pelton .....	20
2.7 Medidas da pá .....	22
2.8 Perda de carga na tubulação .....	24
2.8.1 Perdas maiores $h_l$ : fator de atrito .....	25
2.8.2 Perdas localizada $h_{lm}$ .....	27
2.8.3 Perda de carga em contrações graduais $h_{lm}$ .....	28
2.9 Reservatório de água fria .....	29
2.10 Gerador síncrono .....	33
3 PROJETO DA TURBINA E DO GERADOR .....	37
4 ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS .....	50
5 CONCLUSÃO.....	52
REFERÊNCIAS.....	53

## 1 INTRODUÇÃO

O ser humano descobriu que as forças da água são capazes de realizar trabalho, caso haja um desnível no terreno por onde passa. Assim, com equipamentos simples como a roda d'água ou com grandes turbinas, o homem aprendeu a dominar a força da água e utilizar a seu benefício (REIS 2017).

O desenvolvimento tecnológico ao longo do tempo permitiu a construção de turbina hidráulica, equipamento capaz de transformar a energia potencial cinética da água em energia mecânica. A energia elétrica, no caso das turbinas, é produzida pela transformação da energia mecânica, através de um meio magnético, como o uso de geradores elétricos.

A energia elétrica é fundamental para o desenvolvimento da sociedade atual. Novas fontes de energia elétrica, tais como eólica e solar, já estão sendo usadas tendo como principal vantagem que não poluem tanto o meio ambiente. Contudo, sua principal desvantagem é o elevado subsídio governamental necessário para que se tornem competitivas (REIS, 2017).

O Brasil possui programas de incentivo a fontes alternativas de energia elétrica conforme descrito no Decreto nº 5.025, de 2004 e regulamentada pelo Ministério de Minas e Energia (MME) e pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL). Esses estímulos a essa prática são em forma de descontos tarifários, isenção e subsídios e outros benefícios.

No Brasil cerca de 90% da energia elétrica é produzida por hidroelétricas. Na ausência de chuvas, o fornecimento de energia elétrica recorre a fontes térmicas para geração de energia, pois os níveis de água represado diminui. A diminuição da geração de energia por hidroelétricas faz aumentar o custo da energia elétrica, porque são empregadas fontes de geração de energia como nuclear e a de gás natural, que possuem maior custo (REIS, 2017).

Considerando o exposto, o objetivo desse trabalho é avaliar a viabilidade de reduzir a demanda de energia elétrica fornecida pelas usinas hidroelétricas, produzindo a própria energia. Neste caso, será empregada uma micro-usina hidroelétrica utilizando a água fornecida pela empresa SAMAE (Sistema Autônomo Municipal de Água e Esgoto).

Nos edifícios atendidos pelo SAMAE, a pressão da água é variável em diversos períodos do dia, porém há um limite de pressão máxima e mínima normalizados pela

Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT). No caso dos prédios, a pressão da água normalmente não é suficiente para encher o reservatório. Por isso, é preciso utilizar uma motobomba para fornecer pressão suficiente para o enchimento da caixa d'água.

Será utilizado a turbina Pelton, porque ela não necessita de uma vazão de água muito alta e a turbina funciona bem com pressão de água baixa. A análise da viabilidade de geração de energia será feita considerando a pressão fornecida para água entrar no reservatório superior do edifício e, conseqüentemente movimentar a turbina Pelton. Para gerar energia elétrica, é necessário um gerador elétrico. Contudo, logicamente, quanto mais potência for exigida do gerador, para alimentar algum equipamento, mais torque deve ser aplicado ao seu eixo.

A energia gerada pelo gerador elétrico pode ser armazenada em uma bateria, permanecendo ali até que algum equipamento de potência compatível seja utilizado. Sendo assim, a pergunta de pesquisa deste trabalho é: "Qual a potência máxima de energia elétrica que pode ser gerada a partir de um sistema de bombeamento, que abastece o reservatório de água de um edifício?".

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 **Objetivo geral**

- Identificar a potência de energia elétrica que pode ser gerada por uma turbina Pelton em um edifício utilizando o sistema de bombeamento que abastece o reservatório de água.

### 1.1.2 **Objetivo específico**

- Dimensionar a turbina hidráulica;
- Selecionar o gerador de acordo com a rotação disponível;
- Determinar a quantidade de energia elétrica produzida pelo gerador.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 USINAS HIDROELÉTRICAS

Existem diversas formas de gerar energia elétrica, como usinas hidroelétricas, placas solares, torres eólicas. Cada forma com sua fonte primária específica, sendo as usinas hidroelétricas a mais presente e viável no Brasil, em decorrência da grande abundância de água.

O Brasil é o grande reservatório de água do mundo. Segundo os dados do GEO Brasil, a vazão média anual dos rios brasileiros é de cerca de 80 mil m<sup>3</sup>/s. A energia hídrica corresponde a 15% da matriz energética do Brasil, entretanto 74% da energia elétrica brasileira é oriunda da energia hídrica (REIS, 2017).

Segundo Reis (2017), as Usinas Hidroelétricas (UHEs) se dividem em três grandes grupos: grandes UHEs, médias UHEs, e Pequenas Centrais Hidroelétricas (PCHs). As PCHs, por serem de menor porte, têm como principal vantagem uma maior simplicidade nas etapas do projeto e na sua implantação. Logo, por serem menores, é mais simples sua operação.

Características de uma UHE:

- Providenciar reserva de energia para suprir o pico de demanda;
- Apresentar economias para instalação de grandes reservatórios;
- Possuir grande energia com garantia de continuidade;
- Apresenta problemas ambientais.

Características de uma PCH:

- Melhorar o desempenho de um sistema elétrico interligado;
- Apresenta baixo custo de operação e manutenção;
- Baixo impacto ambiental.

Quando uma PCH entra em operação em um sistema isolado, precisa garantir requisitos mínimos: permanência de potência adequada e energia firme. Energia firme significa a energia disponível com segurança predeterminada, que garante ao produto ter um contrato de energia.

A classificação das usinas hidroelétricas dá-se pelo uso das vazões naturais, a potência, a forma de captação de água e a função no sistema. As vazões naturais podem ser usadas em: centrais fio d'água, centrais de acumulação e centrais com

armazenamento por bombeamento ou com reversão.

A usina reversível é usada para gerar energia para satisfazer a carga máxima, porém, durante as horas de demanda reduzida. A água é bombeada para um reservatório a montante, para ser utilizado quando houver aumento da demanda de energia elétrica de uma outra usina principal.

As centrais podem ser divididas pela potência produzida, conforme Figura 1.

Micro	$P \leq 75 \text{ kW}$
Mini	$75 < P \leq 3.000 \text{ kW}$
Pequena	$3.000 < P \leq 30.000 \text{ kW}$
Média	$30.000 < P \leq 100.000 \text{ kW}$
Grande	$P \geq 100.000 \text{ kW}$

Figura 1 – Definição de tipos de usinas hidroelétricas

Fonte: Reis, 2017

Os requisitos para licenciamentos ambientais para as PCHs são bem mais simples que para usinas maiores. As mini e micro em função de sua pequena área de influência, também tem tratamentos diferenciados em relação as exigências da ANEEL: as minis devem ser comunicadas apenas a ANEEL, a micro usina não necessitam cumprir nenhum requisito com relação a ANEEL (REIS, 2017).

Baixíssima	$H \leq 10 \text{ m}$
Baixa	$10 < H \leq 50 \text{ m}$
Média	$50 < H \leq 250 \text{ m}$
Alta	$H \geq 250 \text{ m}$

Figura 2 – Classificação das usinas hidroelétricas

Fonte: Reis, 2017

A forma de captação de água pode ser classificada como:

- Desvio e derivação;
- Leito do rio, barramento ou represamento.

Quanto à função no sistema, classifica-se como:

- Operação na base;
- Operação flutuante;
- Operação na ponta.

Segundo Pereira (2015), usina de base é aquela na qual a energia gerada é usada para atender continuamente a demanda do sistema. A usina de ponta, é utilizada para atender os horários de pico.

## **2.2 ESTRUTURA DA USINA HIDROELÉTRICA**

A estrutura da usina hidroelétrica é construída para aumentar a energia cinética da água, proporcionado por um desnível de rio para gerar energia elétrica. Uma usina hidroelétrica é composta pelas seguintes estruturas:

- Barragem, para criar energia potencial;
- Vertedouro, para retirar as vazões que ultrapassam as que são turbinadas;
- Estrutura de tomada de água;
- Canal de fuga.

A água contida no reservatório formada pela barragem é levada pelo conduto forçado até a turbina hidráulica, assim que a comporta é aberta. A turbina hidráulica é movida pela força da água, transformando em energia elétrica pelo gerador. Após mover a turbina hidráulica, a água volta ao rio pelo canal de fuga.

A energia gerada é conduzida até o transformador elevador que tem a função de elevar a tensão e diminuir a corrente elétrica. Através da linha de transmissão, a tensão gerada pela hidroelétrica chega a subestações onde é diminuída a tensão e distribuída aos consumidores pela rede de distribuição.

Na Figura 3, pode ser observado a estrutura de uma usina hidroelétrica.

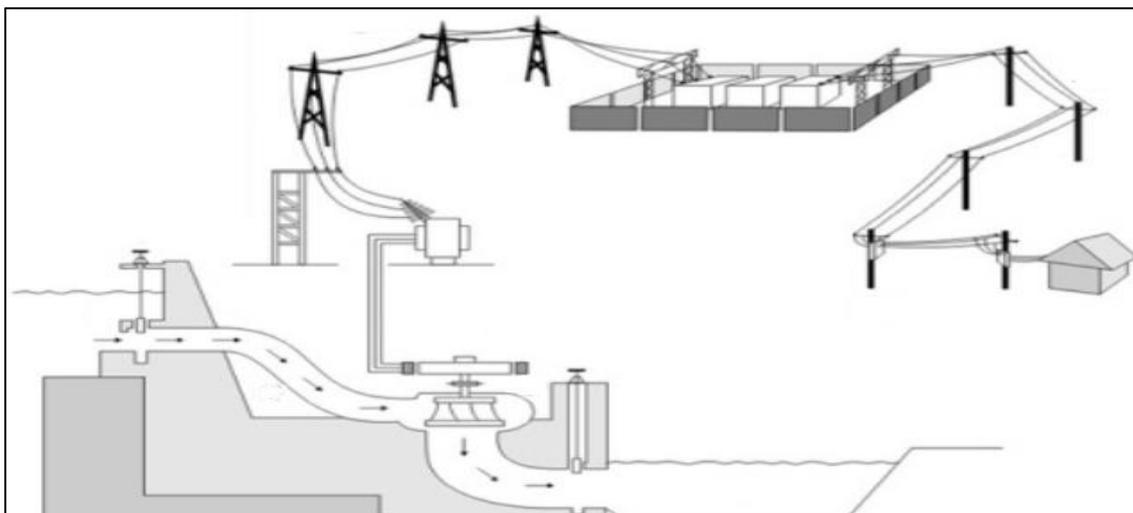


Figura 3 – Exemplo de usina hidroelétrica

Fonte: urnas

O funcionamento da usina hidroelétrica pode ser melhor observado através da Figura 4.

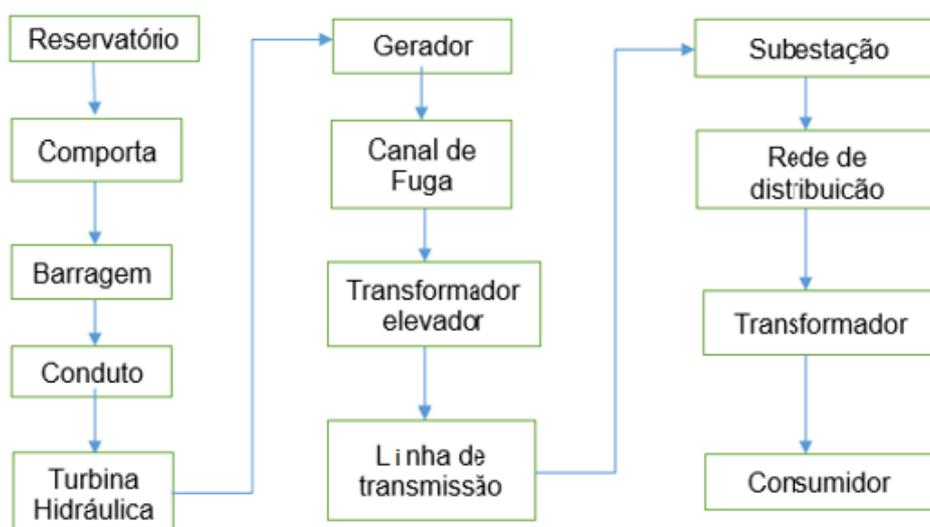


Figura 4 – Fluxograma do funcionamento de uma hidroelétrica

Fonte: Adaptado de Pereira (2015)

Em uma central hidroelétrica, a água potencialmente represada aciona uma turbina hidráulica que movimenta o rotor de um gerador elétrico para produção de energia elétrica. A turbina hidráulica é responsável por transformar toda energia potencial da água em energia mecânica. Sua forma de construção varia conforme a geografia do local de implantação.

## 2.3 TURBINAS

A turbina hidráulica converte a energia potencial cinética em energia mecânica no eixo da turbina. O eixo da turbina é conectado a um gerador, que transforma a energia mecânica em elétrica.

Nos projetos, geralmente, deseja-se a rotação mais alta possível, para reduzir o volume do conjunto turbina-gerador. Dessa maneira, menor será o preço e menor o tamanho do conjunto. Existem dois tipos de turbinas, que se baseiam em dois diferentes tipos de conversão de energia, que são turbina de ação e de reação.

Turbinas de ação, são aquelas em que toda energia que entra no sistema é convertida em energia cinética nas partes estacionárias da frente do rotor, que trabalha fora da água, um exemplo de turbina de ação é a turbina Pelton.

As turbinas de reação, são aquelas que o rotor trabalha mergulhado na água, fazendo a transformação de energia cinética para mecânica por meio de compressão jusante, o que permite a utilização integral da energia de instalação. (PEREIRA, 2015).

## 2.4 TURBINA KAPLAN

A turbina Kaplan foi criada pelo engenheiro austríaco Victor Kaplan (1876-1934) que, por meio de estudos teóricos e experimentais criou um 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.

Segundo Pereira (2015), a turbina Kaplan foi desenvolvida para utilizar baixas quedas de água e altas vazões. Por razões técnicas, a máxima queda considerada é de 70 metros. O bom funcionamento da turbina se dá no intervalo de regulação de 30% a 100% da vazão, para vazões menores a desempenho cai e a eficiência piora.

A quantidade de pás do rotor é determinada pela queda de água bruta. Quatro pás são usadas normalmente para quedas menores que 30 metros, para quedas de 30 a 50 metros usa-se cinco pás, e quedas na ordem de 70 metros usa de 6 a 7 pás. A distância entre as pás e a parede deve ser a menor possível (PEREIRA, 2015).

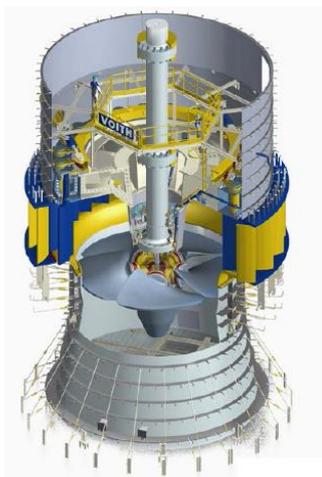


Figura 5 – Turbina Kaplan

Fonte: Voith

A turbina Kaplan em sua construção utiliza uma caixa em espiral, sendo que para quedas de água baixa essa caixa é feita somente de concreto, e para quedas maiores a caixa é revestida de aço. Existem pás fixas do pré-distribuidor e palhetas diretrizes do distribuidor. O rotor é uma hélice de fluxo axial. A pá do rotor é ajustável, adaptando automaticamente a velocidade desejada. A Figura 5 apresenta a estrutura de uma turbina Kaplan.

O pico de desempenho da turbina está entre o intervalo de 93% e 97% dependendo do projeto. O ângulo de palheta do rotor fornece uma boa eficiência sobre um intervalo de vazão maior que da turbina Francis. (PEREIRA, 2015).

## 2.5 TURBINA FRANCIS

Segundo Pereira (2015), a turbina Francis é utilizada em um intervalo de 60 metros e 300 metros de queda, mas pode ser utilizada para quedas maiores. Por razões hidráulicas, mecânicas, práticas e econômicas, utiliza 750 metros como o limite de queda. A Figura 6 apresenta a estrutura de uma turbina Francis.

A água da caixa espiral é guiada na direção das pás do rotor pelas pás fixas do pré-distribuidor e pelas palhetas diretrizes do distribuidor, que também controlam a vazão. Um redemoinho, criado pela caixa espiral e cascatas das pás fixas e palhetas diretrizes, entra no rotor. A velocidade e a energia de pressão do redemoinho são absorvidas pelo rotor da turbina, criando o torque e a velocidade na câmara da turbina (PEREIRA, 2015).

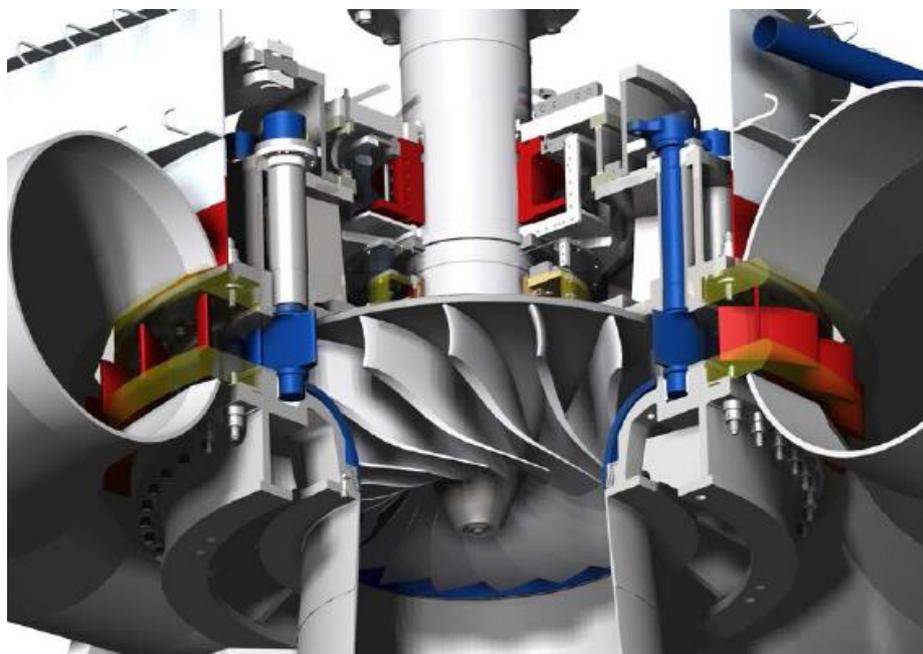


Figura 6 – Turbina Francis

Fonte: Voith

As turbinas de tamanho pequeno podem utilizar eixo vertical, mas as turbinas médias e grandes têm que utilizar eixo horizontal. O rotor da turbina de alta queda tem mais pás do que a de menor queda. As pás variam de 9 a 19 dependendo do projeto.

A velocidade do rotor limita-se a 43 m/s evitando problemas com ruídos vibrações e cavitação. O diâmetro do rotor pode variar entre um e dez metros que dependem da vazão. Utilizam-se velocidades menores para usinas de alta queda e velocidades maiores para usinas de baixa queda (PEREIRA, 2015).

## 2.6 TURBINA PELTON

A turbina Pelton também conhecida como turbina de jato livre, foi inventada e patenteada pelo engenheiro Laster Pelton no ano de 1880. Essa turbina é composta basicamente por um rotor onde são fixadas as pás e o bico injetor por onde é liberado o jato de água.

A força da turbina é o resultado de um jato de água sobre uma roda cuja extremidade possui pás em formato de conchas. O rotor é sustentado por um eixo apoiado em mancais, e na extremidade do rotor são fixadas as pás onde acontece a

transformação de energia cinética em mecânica. O rotor possui várias pás em sua extremidade que, quando o jato de água atinge as pás a uma pressão constante, impulsiona a turbina (MACINTYRE, 1983).



Figura 7 – Turbina Pelton

Fonte: Voith

As pás possuem formato único que desvia a água quase em sentido oposto a direção da origem. As pás possuem duas cavidades em formato de concha de modo que o jato de água é distribuído igualmente entre as duas cavidades, assim anulando as forças axiais. A Figura 7 apresenta a estrutura de uma turbina Pelton.

A turbina Pelton é indicada para em usinas com queda d'água superior a 250m, porém também é utilizada em queda d'água menores. A turbina pode trabalhar com pequena vazão ( $0,1 \text{ m}^3/\text{s}$ ), quanto em média vazão ( $50 \text{ m}^3/\text{s}$ ).

A velocidade da turbina é regulada através do fluxo de água liberado pelo bocal injetor, em que uma válvula agulha se desloca longitudinalmente para liberar mais ou menos água. O ajuste da válvula agulha serve para pequenas variações na vazão de d'água.

A variação súbita de vazão de água causa um fenômeno chamado de golpe de aríete, causando danos a tubulação. O regulador de velocidade da turbina Pelton não só deve controlar a válvula de agulha para variações normais, mas também deve responder a uma rejeição de carga deslocando a placa defletora do jato d'água. (COSTA, 2003).

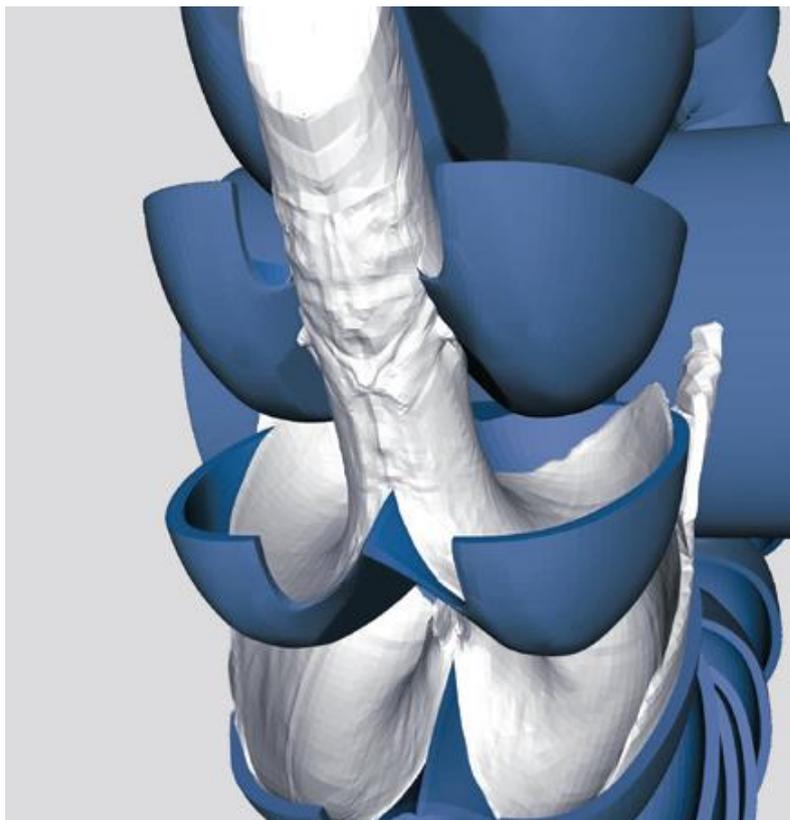


Figura 8 – divisão do fluido na pá da turbina Pelton

Fonte: Voith

A placa defletora é responsável por desviar o jato, quando ocorre a diminuição brusca da demanda de energia. A atuação da defletora pode ser considerada mais viável, para redução da velocidade da turbina diminuindo a vazão de água através do bocal injetor causaria o golpe de aríete.

## 2.7 MEDIDAS DA PÁ

A roda da turbina Pelton é onde são fixadas as pás que vão receber o jato de água, seu dimensionamento deve ser feito com muito cuidado, pois a pá mal dimensionada causará pouca eficiência da turbina. Existem várias equações para determinar o número de pás  $z$  da turbina Pelton. Segundo Macintyre (1983), a Equação (1) é a mais adequada, onde  $R$  é o raio da roda onde são fixadas as pás e  $d_{max}$  é o diâmetro máximo do bocal injetor de água.

$$z = 1,5 \left[ 12 + 0,7 \left( \frac{R}{d_{max}} \right) \right] \quad (1)$$

A pá apresenta duas partes côncavas onde o jato de água atinge, transformando a energia cinética da água vinda do bocal em trabalho mecânico. A pá deve receber a água sem choque. Por isso, no meio da pá há o gume que divide a água para as duas partes côncavas. A Figura 9 apresenta a reação da água ao entrar em contato com a pá.

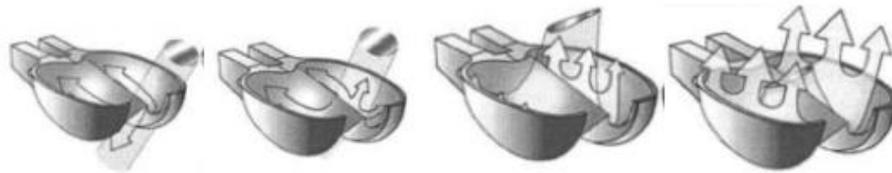


Figura 9 – Etapas da divisão do fluido na pá

Fonte: Soares Junior, 2013

O dimensionamento da pá é feito por equações empíricas, em função do diâmetro máximo do bocal. O formato da pá pode ser observado na Figura 10.

- Largura  $B = (2 \text{ a } 3) \cdot d_{0,max}$  (2)
- Comprimento  $L = (2,25 \text{ a } 2,28) \cdot d_{0,max}$  (3)
- Excesso  $M = (0,5 \text{ a } 0,7) \cdot d_{0,max}$  (4)
- Excesso de gume  $m = 0,13 \cdot B$  (5)
- Profundidade  $T = (0,8 \text{ a } 1) \cdot d_{0,max}$  (6)
- Largura do rasgo  $b = (1,2 \text{ a } 1,25) \cdot d_{0,max}$  (7)
- Ângulo do gume central  $\beta = 10^\circ$  (8)
- Ângulo de inclinação da aresta da concha  $\phi = 15^\circ \text{ a } 25^\circ$  (9)

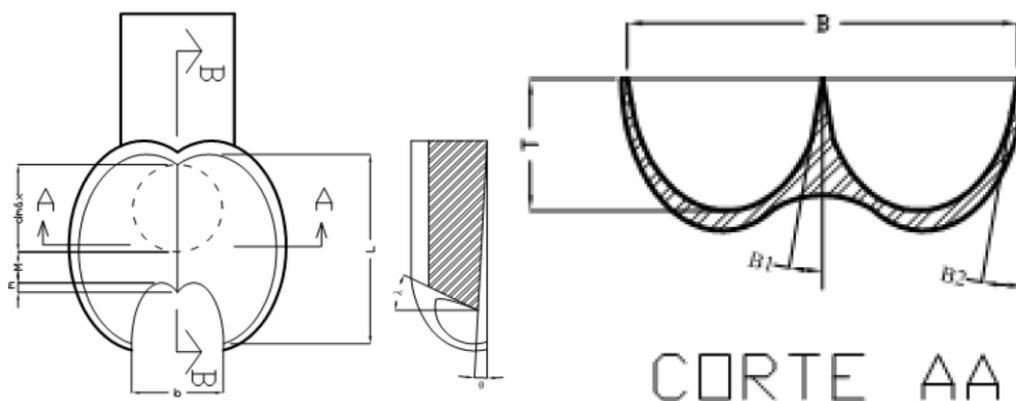


Figura 10 – Cotas para dimensão da pá

Fonte: Soares Junior, 2013

## 2.8 PERDA DE CARGA NA TUBULAÇÃO

A perda de carga representa a energia mecânica convertida em energia térmica, causada pelo atrito entre o fluido e o tubo. A perda de carga total  $h_{lt}$  considera a soma das perdas maiores  $h_l$ , causada por efeitos de atrito do escoamento na tubulação, com as perdas menores  $h_{lm}$  causadas por acessórios, variações de área, entrada e outros.

$$h_{lt} = h_l + h_{lm} \quad (10)$$

A Equação (11) pode ser usada para calcular a diferença de pressão entre dois pontos quaisquer em uma tubulação, desde que a perda de carga total  $h_{lt}$  possa ser determinada. Assume-se  $p$  é a pressão estática na seção transversal analisada,  $\rho$  massa específica do fluido,  $gz$  é a cota em relação ao plano horizontal de referência,  $\alpha$  é o coeficiente de energia cinética,  $V$  velocidade média do fluido na seção,  $g$  é a aceleração da gravidade.

$$h_{lt} = \left( \frac{p_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + gz_1 \right) - \left( \frac{p_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2g} + gz_2 \right) \quad (11)$$

Para determinar a perda de carga em um escoamento, o número de Reynolds  $Re$  é o parâmetro muito importante a ser avaliado, pois se o valor for  $Re < 2000$  o escoamento é laminar e se o valor for  $Re > 4000$  o escoamento é turbulento. A Figura 12 apresenta o Ábaco de Moody-Rouse onde é possível ver graficamente o regime laminar e turbulento.

Através do experimento de Reynolds, é possível interpretar a diferença entre laminar e turbulento. No experimento, a água escoava em um tubo transparente e um fino corante é injetado na entrada do tubo. Em baixas vazões de água, o corante injetado permanece visualmente em fino filamento ao longo do tubo, demonstrando o escoamento é laminar.

Aumentando a vazão de água no tubo transparente, o filamento começa e se distorce, e acaba se dispersando na água demonstrando o escoamento turbulento. Esse comportamento é causado por pequenas flutuações de velocidade de alta frequência.

Para determinar se o escoamento é turbulento ou laminar aplica-se a Equação

(12), onde  $V$  é a velocidade média em que o fluido escoar no tubo,  $D$  é o diâmetro interno do tubo,  $\rho$  é a massa específica do fluido e  $\gamma$  é o coeficiente de viscosidade dinâmica.

$$Re = \frac{V \cdot D \cdot \rho}{\gamma} \quad (12)$$

O número de Reynolds pode ser mudado variando a velocidade média do escoamento. Se o escoamento em um tubo for originalmente laminar, e aumentar o número de Reynolds até o nível crítico, o escoamento passa a ser turbulento, ou seja, o perfil da velocidade causa aumento acentuado na tensão de cisalhamento na parede do tubo. O mesmo efeito ocorre sobre o fator de atrito (FOX, 2018).

### 2.8.1 PERDAS MAIORES $h_l$ : FATOR DE ATRITO

As perdas de cargas acontecem em toda a tubulação e acontece independente da orientação do tubo. As perdas maiores acontecem nos tubos de área constante devido principalmente ao fator de atrito  $f$ .

O fator de atrito é um valor adimensional e determina-se pela Equação (13) para escoamento laminar, e para escoamento turbulento utiliza a Equação (12) e a Equação (14) e integra com o ábaco de Moody-Rouse.

Assume-se que  $f$  é o fator de atrito para escoamento laminar.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (13)$$

O escoamento turbulento é aquele que as partículas do fluido formam um movimento desordenado na tubulação. Quando o número de Reynolds for superior a 4.000, o escoamento é classificado como turbulento.

Os tubos apresentam asperezas na parede internas que influenciam na perda de carga. As asperezas não são uniformes, mas apresentam uma distribuição aleatória tanto na altura como em disposição. Para efeito de estudo, as asperezas terão altura e disposição uniforme e será denominada rugosidade uniforme  $\varepsilon$  (BRUNETTI, 2008).

Os valores de rugosidade são apresentados na Figura 11 sendo o valor de

rugosidade de cada material apresentado em milímetros.

Tubo	Rugosidade $\epsilon$ (mm)
Aço rebitado	0,9-9
Concreto	0,3-3
Madeira	0,2-0,9
Ferro fundido	0,26
Ferro galvanizado	0,15
Ferro fundido asfaltado	0,12
Aço comercial	0,046
Trefilado	0,0015

Figura 11 – Valores de rugosidade

Fonte: Fox, 2018

Após determinar o valor da rugosidade aplica-se na Equação (14) para achar o valor da rugosidade relativa, onde  $D$  é o valor do diâmetro interno do tubo.

$$\text{rugosidade relativa} = \frac{\epsilon}{D} \quad (14)$$

O fator de atrito é extraído do ábaco de Moody-Rouse (apresentado na Figura 12), fazendo a combinação do número de Reynolds com a rugosidade relativa.

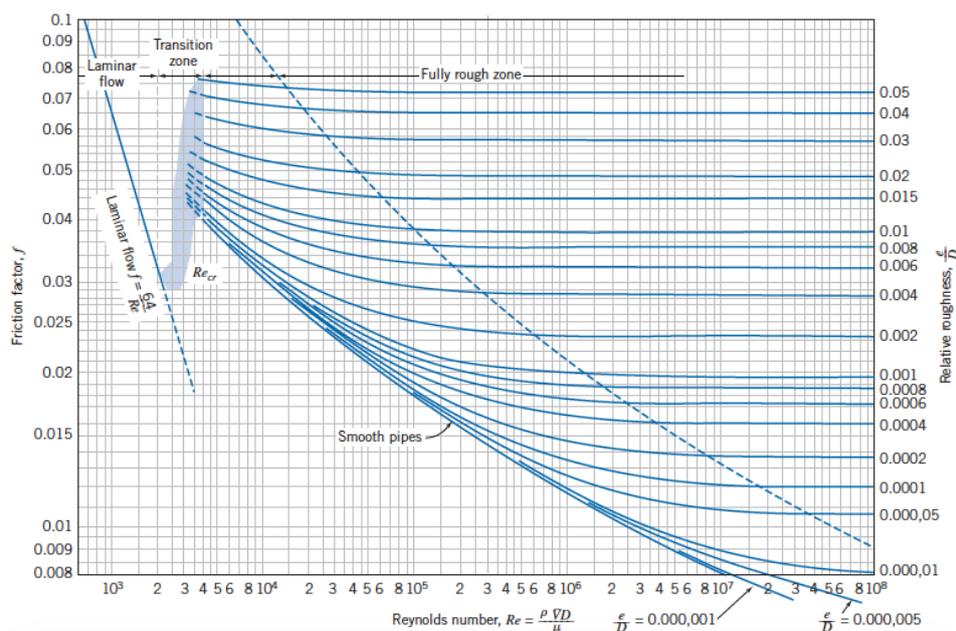


Figura 12 – Ábaco de Moody-Rouse

Fonte: <https://ingenieriaelemental.com/moody-colebrook/abaco-moody/>

A Equação (15) é utilizada para calcular a perda de carga maior  $h_l$ , é utilizada em qualquer tipo de escoamento seja turbulento ou laminar, onde  $L$  é o comprimento total da tubulação,  $D$  é o diâmetro interno do tubo,  $\bar{V}$  é a velocidade média em que o fluido escoar na tubulação,  $g$  é a gravidade.

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (15)$$

A perda de carga comparando entre escoamento laminar e turbulento apresenta três diferenças:

- Perda de carga é maior no escoamento turbulento;
- Para escoamento turbulento a perda de carga varia com potência maior de vazão;
- Para escoamento laminar a rugosidade não tem influência na perda de carga.

### 2.8.2 PERDAS LOCALIZADAS $h_{lm}$

O escoamento em uma tubulação pode exigir que o fluido passe através de uma variedade de acessórios, curvas ou mudanças súbitas de área. Perdas de cargas adicionais menores são encontradas, e podem ser calculadas através da Equação (16).

$$h_{lm} = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (16)$$

O comprimento equivalente de uma singularidade é o comprimento fictício de uma tubulação de seção constante de mesmo diâmetro, que produzirá uma perda distribuída igual a perda singular da singularidade (BRUNETTI, 2008).

Existem dados experimentais tabelados para cada tipo de acessório, sendo que o comprimento equivalente varia conforme cada tipo do material. As figuras 13 e 14 apresentam as relações entre essas grandezas.

Diâmetro nominal		Joelho 90°	Joelho 45°	Curva 90°	Curva 45°	Tê 90° passag. direta	Tê 90° saída de lado	Tê 90° saída biat.
DN	(Ref.)							
	(-)							
15	(1/2)	1,1	0,4	0,4	0,2	0,7	2,3	2,3
20	(3/4)	1,2	0,5	0,5	0,3	0,8	2,4	2,4
25	(1)	1,5	0,7	0,6	0,4	0,9	3,1	3,1
32	(1,1/4)	2,0	1,0	0,7	0,5	1,5	4,6	4,5
40	(1,1/2)	3,2	1,3	1,2	0,6	2,2	7,3	7,3

Figura 13 – Comprimento equivalente para materiais de cobre e pvc

Fonte: UFG, 2006

Ø Nominal		Cotovelos					Curvas					Tês					Cruzetos		
mm	pol.	redução	45°	com saída lateral	lêmea	macho-lêmea	macho	45° m/v	retorno				45°	45°					
	1/4	0,23	0,22				0,16		0,10				0,04	0,34	0,42			0,05	0,34
	3/8	0,35	0,33	0,16	0,61		0,24	0,25	0,15				0,06	0,51	0,62			0,08	0,50
13	1/2	0,47	0,44	0,22	0,81	0,27	0,32	0,34	0,20	0,43	0,87		0,08	0,69	0,83	0,09	0,44	0,10	0,67
19	3/4	0,70	0,67	0,32	1,22	0,41	0,48	0,50	0,30	0,65			0,12	1,03	1,25	0,13	0,66	0,15	1,01
25	1	0,94	0,89	0,43	1,63	0,55	0,64	0,67	0,41	0,86			0,17	1,37	1,66	0,18	0,88	0,20	1,35
32	1 1/4	1,17	1,11	0,54	2,03	0,68	0,79	0,84	0,51	1,08			0,21	1,71	2,08	0,22	1,10	0,25	1,68
38	1 1/2	1,41	1,33	0,65	2,44	0,82	0,95	1,01	0,61	1,30			0,25	2,06	2,50	0,27	1,31	0,30	2,02

Figura 14 – Comprimento equivalente para materiais de aço galvanizado

Fonte: UFG, 2006

### 2.8.3 PERDA DE CARGA EM CONTRAÇÕES GRADUAIS $h_{lc}$

A perda de carga ocorre também em reduções, e pode ser calculado pela Equação (17), onde  $k$  é o coeficiente de carga para contrações graduais e  $\bar{V}$  é a velocidade média do fluido na contração entre a entrada e saída.

$$h_{lc} = k \left( \frac{\bar{V}_2^2}{2} \right) \quad (17)$$

A Figura (15) apresenta os valores de coeficiente de carga, podendo ser

observado que quanto menor o valor do ângulo  $\theta$  menor também será a perda de carga.

$A_2/A_1$	Ângulo Incluso, $\theta$ , Graus						
	10	15-40	50-60	90	120	150	180
0,50	0,05	0,05	0,06	0,12	0,18	0,24	0,26
0,25	0,05	0,04	0,07	0,17	0,27	0,35	0,41
0,10	0,05	0,05	0,08	0,19	0,29	0,37	0,43

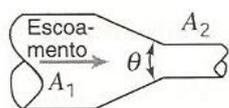


Figura 15 – Coeficiente  $k$  para contrações graduais

Fonte: Fox, 2018

## 2.9 RESERVATÓRIO DE ÁGUA FRIA

Muitas edificações utilizam um reservatório superior para que instalações hidráulicas não funcionem em baixas pressões. Os reservatórios têm sido utilizados também, para compensar a falta de água da rede pública, devido às falhas no sistema de abastecimento.

Existem três formas de abastecimento do reservatório da rede predial de distribuição: direto, indireto, misto.

- Direto: a alimentação predial é feita diretamente da rede pública, ou seja, as peças do condomínio são abastecidas diretamente da rede pública. Esse tipo de sistema está sujeito a variações de pressão da rede. A Figura 16 apresenta um esquema de abastecimento direto.

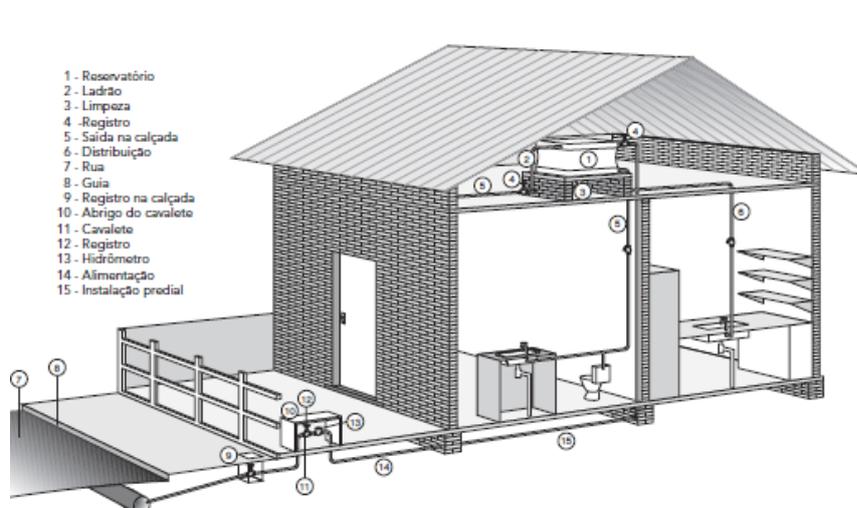


Figura 16 – Abastecimento com sistema direto

Fonte: Carvalho Junior, 2013

- Indireto: no sistema indireto utilizam-se reservatórios para minimizar os problemas referentes a intermitência de água e variações da rede pública. Nesse sistema, para alimentação de reservatórios acima de nove metros, utiliza-se uma motobomba para elevar a água até o reservatório. A Figura (17) apresenta um esquema de abastecimento indireto.

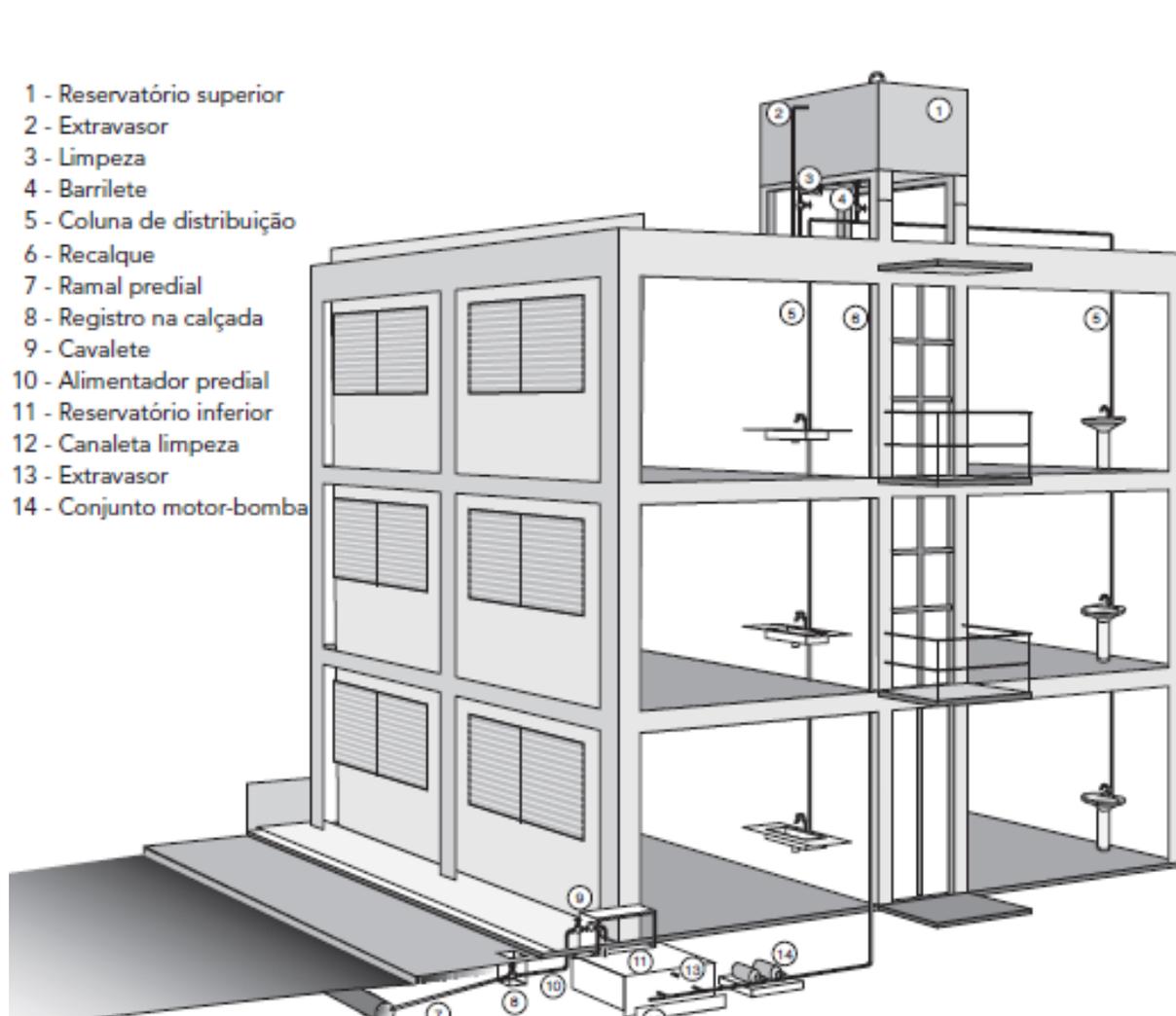


Figura 17 – Abastecimento com sistema indireto

Fonte: Carvalho Junior, 2013

Para utilizar o sistema de bombeamento por motobomba, utilizam-se dois reservatórios, um na parte inferior e outro na parte superior. O bombeamento depende da localização do reservatório, e existem dois tipos básicos em relação ao nível da água o que fica acima do reservatório e que fica no nível do piso do reservatório, conforme ilustra a Figura 18.

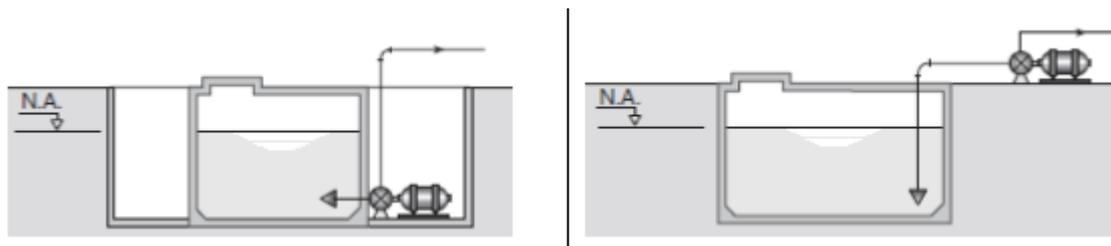


Figura 18 - Tipos de bombeamento

Fonte: Carvalho Junior, 2013

- Misto: nesse sistema parte da alimentação é feita diretamente pela rede pública por ter maior pressão de água e parte da alimentação é feita pelo reservatório superior. Nesse caso, a pressão da rede pública é quase sempre maior que a obtida pelo reservatório superior, e alguns pontos da edificação podem ter pressão diferenciado. A Figura (19) apresenta um esquema de abastecimento misto.

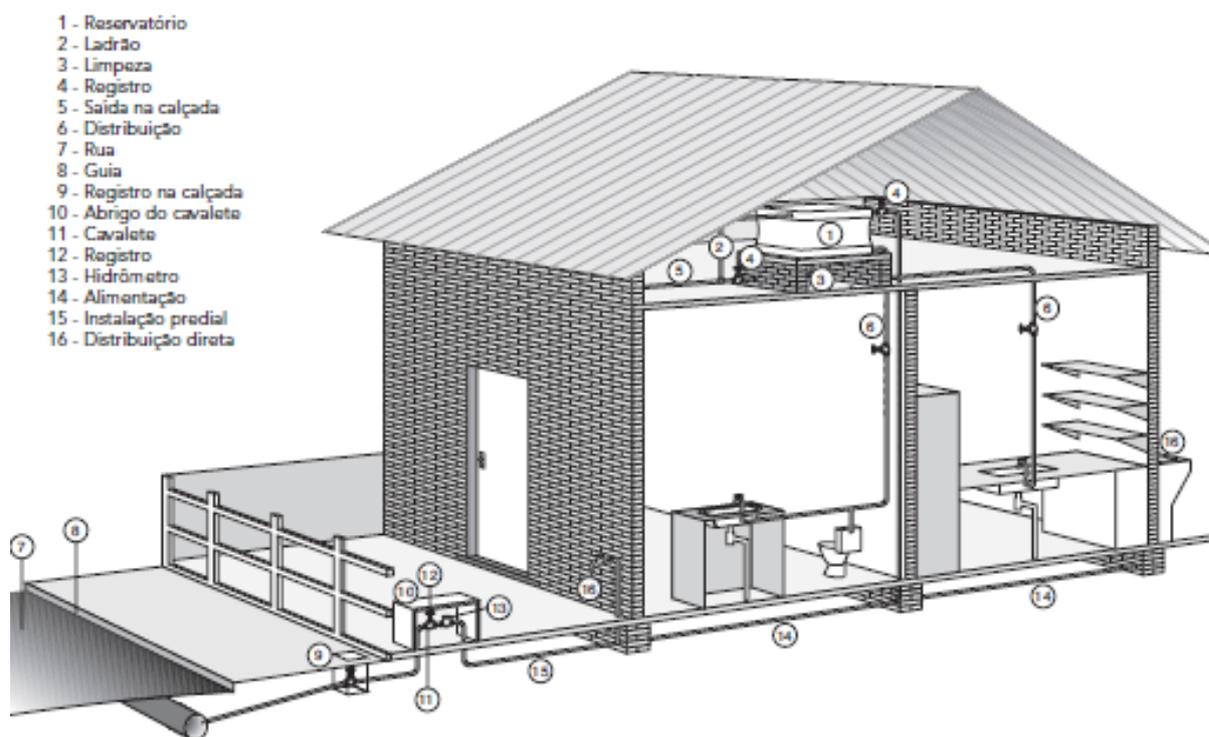


Figura 19 - Abastecimento com sistema misto

Fonte: Carvalho Junior, 2013

De acordo com a NBR 5626 a capacidade do reservatório deve levar em conta o padrão de consumo de água no edifício, onde for possível obter informações sobre a frequência e duração de interrupções do abastecimento. O volume de água para uso doméstico deve ser necessário para abastecer a edificação por 24 horas, sem considerar uma reserva para combate de incêndio.

Para calcular o consumo diário de água de uma edificação, é necessário a coleta de informações de pressão, vazão, quantidade, frequência de utilização, população, condições socio econômica, clima entre outros. Na ausência de informações, utilizam-se tabelas apropriadas.

A capacidade do reservatório calculada refere-se a um dia de consumo. Mas tendo em vista a falta de água rotineira da rede pública, é recomendável dimensionar os reservatórios para manter o consumo de dois dias. A capacidade do reservatório  $cr$  é calculada através da Equação (18) em função da quantidade de pessoas  $Pe$  que habitam no edifício (Figura 20), o consumo per capita  $q$  (Figura 21).

$$cr = 2 \cdot Pe \cdot q \quad (18)$$

natureza do local	taxa de ocupação
residência e apartamentos	duas pessoas por dormitórios
bancos	uma pessoa por 5,00 m <sup>2</sup> de área
escritórios	uma pessoa por 6,00 m <sup>2</sup> de área
lojas (pavimento térreo)	uma pessoa por 2,50 m <sup>2</sup> de área
lojas (pavimento superior)	uma pessoa por 5,00 m <sup>2</sup> de área
shopping centers	uma pessoa por 5,00 m <sup>2</sup> de área
museus e bibliotecas	uma pessoa por 5,50 m <sup>2</sup> de área
salões de hotéis	uma pessoa por 5,50 m <sup>2</sup> de área
restaurantes	uma pessoa por 1,40 m <sup>2</sup> de área
teatro	uma cadeira para cada 0,70 m <sup>2</sup> de área

Figura 20 - Taxa de ocupação  
Fonte: Adaptado de Carvalho Junior, 2013

Prédios	consumo (litros/dia)
alojamentos provisórios	80 per capita
Apartamentos	200 per capita
casas populares	150 per capita
cinemas	2 por lugar
Escritórios	50 per capita
Lavanderias	30 por kg de roupa seca
residência popular	150 per capita
residência padrão luxo	250 per capita

Figura 21 - Consumo de água per capita  
Fonte: Adaptado de Carvalho Junior, 2013

Para casos comuns de reservatório domiciliares, recomenda-se a distribuição de 60% da capacidade do reservatório na parte inferior e 40% na parte superior. Esses valores são para aliviar a carga na estrutura. A reserva de incêndio, é colocada na parte superior, e o reservatório deve ter sua capacidade aumentada para comportar o volume de água.

## 2.10 GERADOR SÍNCRONO

Os geradores síncronos produzem a maior parte da energia elétrica consumida no mundo. Os geradores síncronos são muito utilizados para gerar energia elétrica, tanto pela característica de possuírem uma velocidade garantida em função da frequência, como pela característica de seu fator de potência ser regulável.

O gerador síncrono é uma máquina síncrona que é composta do estator, que aloja um enrolamento monofásico ou trifásico e onde será induzida tensão pelo movimento do rotor. No enrolamento do estator em que será induzida uma tensão alternada, produzirá uma corrente igualmente alternada quando o mesmo encontra-se em movimento.



Figura 22 – Bobina estator

Fonte: [escaponline.com](http://escaponline.com)

O rotor contém um enrolamento que é alimentado com corrente contínua e que serve para criar campo magnético. O rotor pode ser produzido também com imã

permanente. No caso da máquina síncrona, os condutores são fixos na armadura e o campo magnético é movido pelo eixo.

Existem duas expressões utilizadas para descrever o enrolamento das máquinas geradoras:

- Enrolamento de campo: é aplicada ao enrolamento que produz o campo magnético principal.
- Enrolamento da armadura: é aplicada aos enrolamentos que a tensão principal é induzida.

O gerador síncrono converte potência mecânica da máquina motriz em potência elétrica na saída do gerador. A diferença de entre a potência de entrada e de saída representa as perdas da máquina. A Figura 23 apresenta o fluxo da potência, podendo ser observado os locais onde perda de potência é mais significativa.

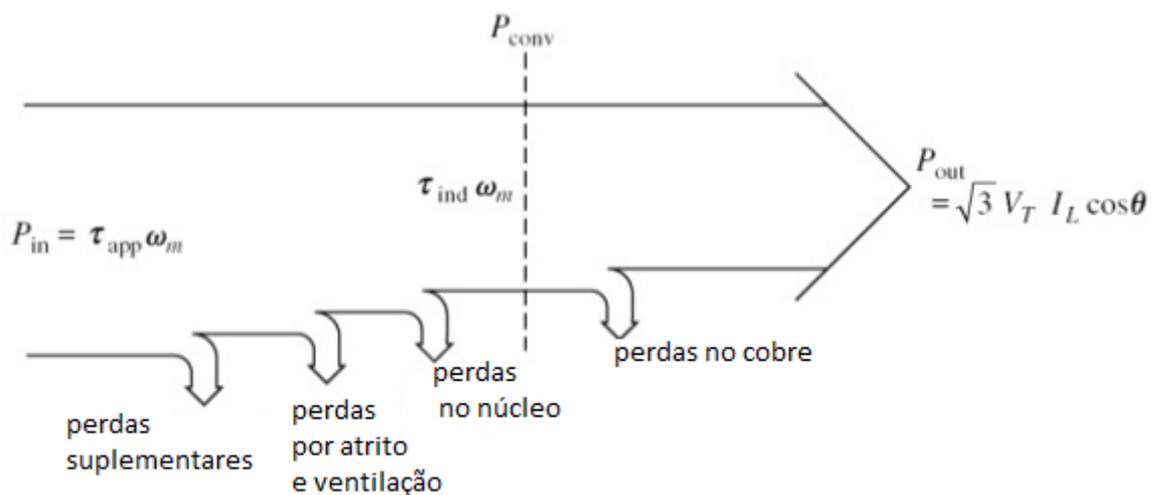


Figura 23 – Diagrama de fluxo de potência

Fonte: adaptado de Chapman, 2013

A potência total do gerador  $P$  é igual a velocidade angular  $\omega$  do eixo multiplicado pelo torque  $\tau$  aplicado ao eixo, conforme mostrado na Equação (18).

$$P = \omega \cdot \tau \quad (18)$$

A velocidade de rotação dos campos magnéticos está relacionada a frequência elétrica  $f_{se}$ , o número de polos  $p$  e a velocidade mecânica do campo magnético  $n_m$ .

$$f_{se} = \frac{n_m p}{120} \quad (19)$$

O rotor de um gerador síncrono é um grande eletroímã, sendo que sua construção pode ser feita de duas formas: polos salientes ou polos lisos. O polo saliente significa que se projeta para fora, ou seja, um polo magnético que sobressai o radialmente do rotor. São máquinas mais viáveis quando produzidas com muitos polos o que as leva a serem maiores no diâmetro do que em profundidade e rodam em velocidades inferiores a 1500 rpm. A Figura 24 apresenta um rotor de polos salientes.

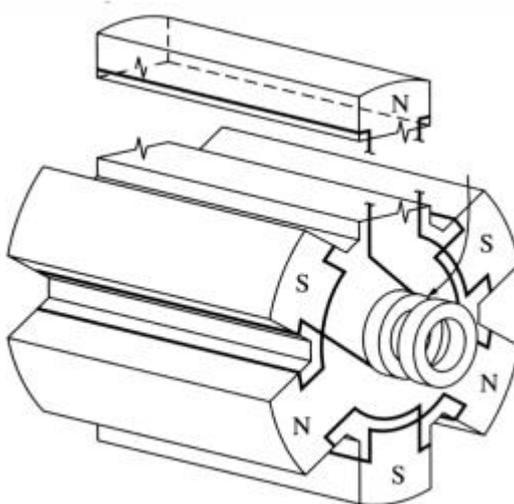


Figura 24 – Rotor de polos salientes  
Fonte: adaptado de Chapman, 2013

No rotor de polo liso, o enrolamento é encaixado e nivelado com a superfície do rotor. As máquinas rodam em velocidades elevadas ultrapassando os 3000 rpm e são limitados os enrolamentos de dois a quatro polos. A figura 25 apresenta um esquema de rotor de polos lisos.

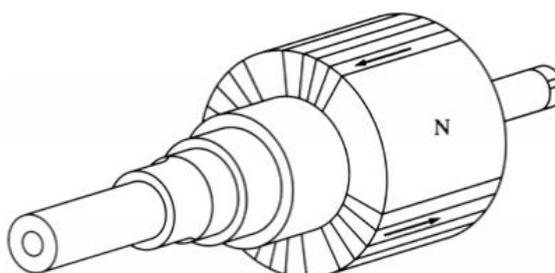


Figura 25 – Rotor de polos lisos  
Fonte: adaptado de Chapman, 2013

A tensão de corrente contínua requerida para a excitação aproxima-se de 1% da nominal, podendo ser fornecida a partir de retificadores, ou através de um gerador menor auto excitado conhecido como excitatriz. Para que a tensão elétrica chegue até as bobinas do rotor que está girando, é necessário a inclusão de anel coletor e escovas.



Figura 26 - Anel coletor, suporte das escovas e escovas

Fonte: MercadoLivre

A tensão contínua na bobina do rotor serve para criar um eletroímã, mas alguns geradores podem ter ímã permanente no rotor, conseqüentemente não seria necessário o uso de escova e anel coletor. A utilização de ímã no rotor deixa o gerador mais robusto, e diminui a perda de energia no anel coletor.

O aparecimento dos ímãs de alta energia de terras-raras por volta da década de 80 tornaram a utilização de ímã mais viável, porém seu custo muito elevado não era uma vantagem em utilização para máquinas elétricas, agregando elevado custo ao equipamento. Com o avanço na tecnologia de fabricação dos ímãs permanentes sinterizados, seu custo apresentou considerável redução, o que fez com que o consumo mundial aumentasse.

Um motivo para o aumento na utilização de ímã se deve ao fato da China deter 58% da reserva mundial de Neodímio o que estimulou sua produção e considerável diminuição do custo do ímã (REIS, 2017).

### 3 PROJETO DA TURBINA E SELEÇÃO DO GERADOR

O estudo foi feito em um prédio de três pavimentos onde o primeiro pavimento é a garagem, o segundo e o terceiro pavimentos possui dois apartamentos de 50m<sup>2</sup> cada, sendo dois quartos, sala, cozinha, banheiro e lavanderia. A edificação possui nove metros de altura até a base do reservatório superior, a turbina Pelton ficará dentro do reservatório.

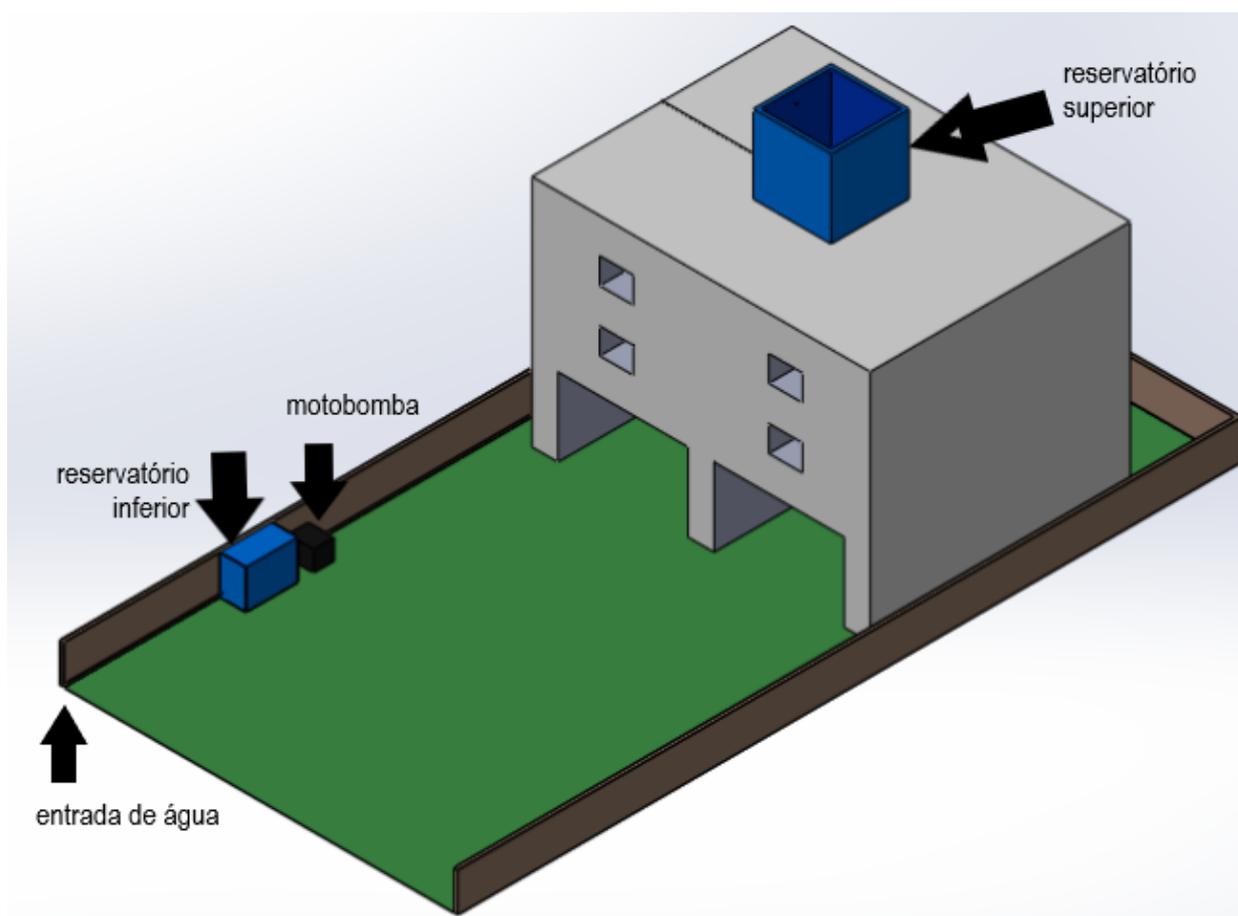


Figura 27 – Edifício que foi realizado a análise

Fonte: do autor

O motivo que foi utilizado a turbina Pelton é que possui uma forma de construção e instalação mais simples que as demais. As turbinas Francis e Kaplan necessitam de uma vazão de água muito alta, e neste caso apesar de ser utilizado uma motobomba para bombear a água do reservatório inferior para o reservatório superior aparentemente essas turbinas não atenderia a demanda de água.

A Figura 28 apresenta um fluxograma, que determina o passo a passo, que foi

seguido para chegar nos resultados obtidos no trabalho. Para a realização do mesmo, foi necessário a fazer análise por meio cálculos, para ter a comprovação da real funcionalidade dos dados apresentados.

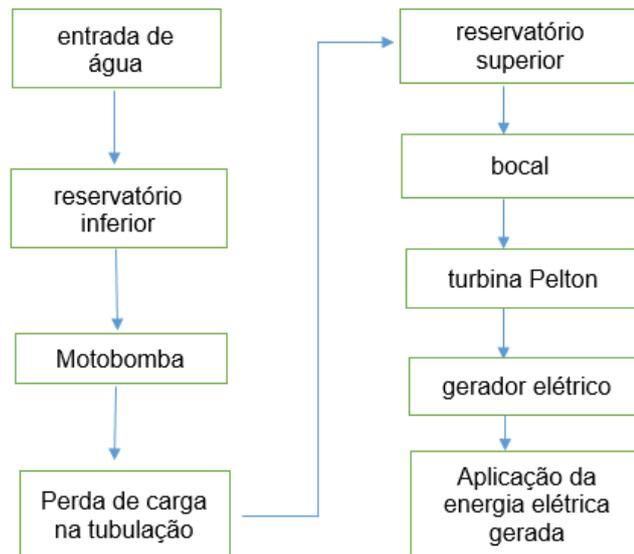


Figura 28 - Fluxograma do trabalho

Fonte: do autor

Na falta de informações sobre o reservatório do prédio, foi feito o dimensionamento do reservatório utilizando a Equação (18) e as Figuras 20 e 21, onde a estimativa de pessoas do prédio fica em 16 pessoas e 200 litros cada pessoa usa por dia.

$$cr = 2 . Pe . q$$

$$cr = 2 . 16 . 200$$

$$cr = 6400 \text{ litros}$$

A capacidade do reservatório será dividida em dois, 40% na parte superior e 60% na parte inferior. Essa divisão é feita para diminuir o peso na estrutura do prédio.

$$\text{reservatório inferior} = cr . 60\%$$

$$\text{reservatório inferior} = 3840 \text{ litros}$$

O reservatório superior deve conter uma reserva para caso de incêndio conforme norma NBR 13714, no caso de prédio é utilizado pelos bombeiros a vazão

de 100 litros por minuto durante o período de 60 minutos.

$$\begin{aligned} \text{reservatório superior} &= cr . 40\% \\ \text{reservatorio superior} &= 2560 \text{ litros} \\ \text{reservatorio superior} &= 2560 + (100 . 60) \\ \text{reservatorio superior} &= 8560 \text{ litros} \end{aligned}$$

Para fazer a elevação de 2560 litros de água, o prédio utiliza o sistema de bombeamento por motobomba, porque possui a altura do reservatório superior acima de nove metros e a pressão de água fornecida pelo SAMAE não conseguiria fazer a elevação da água.

O reservatório superior tem uma capacidade de armazenamento de 8560 litros, mas somente 2560 litros podem ser utilizados pelas pessoas que residem no prédio, o restante é utilizado somente quando houver um incêndio. O reservatório superior possui uma boia elétrica, sendo que quando for utilizado os 2560 litros de água, a boia vai chegar no nível mínimo e vai ligar a motobomba para encher o reservatório, quando atingir o nível máxima a motobomba desliga.

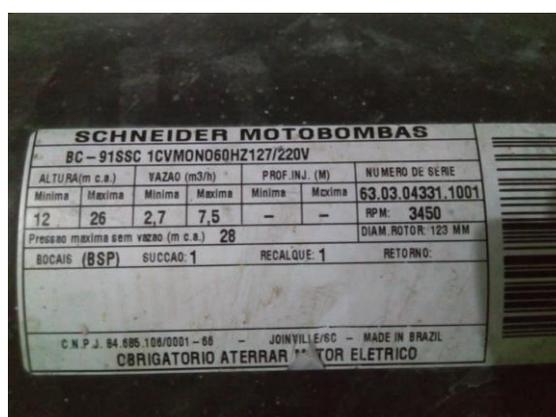


Figura 29 - Motobomba instalada no prédio

Fonte: do autor

A motobomba que já está instalada, é mostrada na Figura 28, que é capaz de alcançar uma altura manométrica máxima de 26 mca com uma vazão de 2,7 m<sup>3</sup>/h, sendo esses valores quando a perda de carga for máxima. Para determinar qual a potência utilizada pela bomba para fazer este trabalho é necessário calcular a perda de carga na tubulação.

A tubulação tem quatro curvas de 90°, uma válvula de retenção, comprimento total da tubulação 20 metros sendo 12 na vertical, o diâmetro da tubulação é de 1" em aço galvanizado e a bomba fica no nível do piso do reservatório inferior.

Para fazer o cálculo da perda de carga, primeiro é necessário determinar a velocidade média na tubulação  $\bar{V}$ , utilizando a vazão  $Q$  de 4 m<sup>3</sup>/h ou 0,00111 m<sup>3</sup>/s (valor de vazão foi obtido através de pré cálculos), o diâmetro interno da tubulação 1" ou 0,0254m, como a motobomba já está instalada o diâmetro da tubulação é baseado nas dimensões de saída da motobomba do catalogo da Schneider.

$$\bar{V} = \frac{Q}{A}$$

$$\bar{V} = \frac{0,00111}{0,000506}$$

$$\bar{V} = 2,2 \text{ m/s}$$

Para determinar fator de atrito, é necessário calcular o número de Reynolds para verificar se o escoamento é turbulento ou laminar. Na equação, foram utilizados os parâmetros da água a temperatura de 20°C, valores são tabelados e mudam conforme a temperatura que a água, sendo  $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$  a massa específica da água e  $\gamma = 0,00101 \text{ Pa.s}$  que é o coeficiente de viscosidade dinâmica.

$$Re = \frac{V \cdot D \cdot \rho}{\gamma}$$

$$Re = \frac{2,2 \cdot 0,0254 \cdot 998}{0,00101}$$

$$Re = 55.216,07$$

Através do número de Reynolds é possível afirmar que o escoamento é turbulento, e para determinar o fator de atrito precisa identificar no ábaco de Moody-Rouse conforme Figura 30.

$$f = 0,035$$

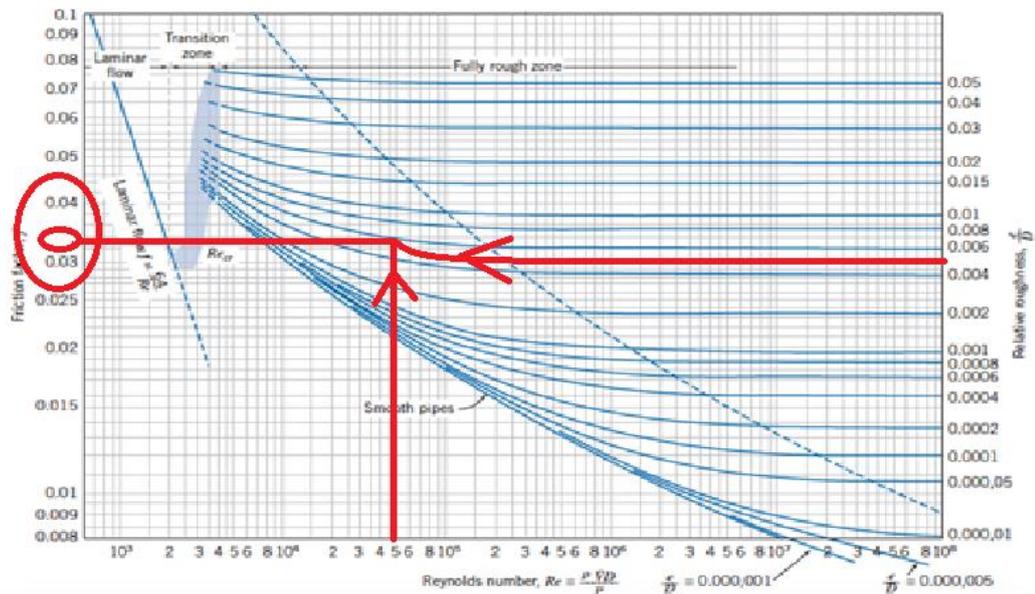


Figura 30 – Determinação do fator de atrito

Fonte: adaptado de <https://ingenieriaelemental.com/moody-colebrook/abaco-moody/>

Para determinar a perda de carga localizada nas quatro curvas de 90° e uma válvula de retenção utiliza a Equação (16) e a Figura 14.

$$h_{lm} = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

$$h_{lm} = 0,035 \left( \frac{4(0,94) + 2,1}{0,0254} \right) \left( \frac{2,2^2}{2 \cdot 9,81} \right)$$

$$h_{lm} = 2,01 \text{ m}$$

A velocidade da água de 2,2 m/s na tubulação é baixa, então, para aumentar a velocidade de saída da água para o reservatório, foi colocado um redutor. Sem o redutor, a perda de carga vai ser diminuída e a vazão vai aumentar para 5,3 m³/s porque haverá menor perda de carga, mas a velocidade será de 2,2 m/s e a velocidade iria interferir muito na força do jato caindo para 3,23 N. Quanto menor a velocidade da água menor terá que ser o diâmetro da turbina, sendo que, quanto menor o diâmetro da turbina, a força do jato da água terá que ser muito alta para alcançar o torque do gerador.

A velocidade desejada para saída de água fica estimada em 15 m/s. O diâmetro de saída do redutor para essa determinada velocidade foi encontrado aplicando a equação da continuidade, onde a vazão de entrada é a mesma de saída.

$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2$$

$$A_2 = \frac{A_1 \cdot V_1}{V_2}$$

$$A_2 = \frac{0,000506 \cdot 2,2}{15}$$

$$A_2 = 0,00007431 \text{ m}^2$$

$$\phi = 0,00972 \text{ m}$$

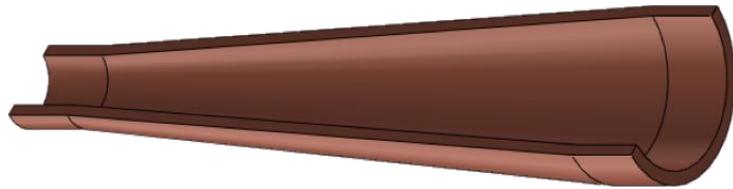


Figura 31 – Modelagem do redutor em corte

Fonte: do autor

Com o diâmetro de saída de 9,72 milímetros e entrada de 25,4 milímetros e para diminuir a perda de carga, foi utilizado ângulo de redução de  $10^\circ$  e seu comprimento total ficou em 110 milímetros. Com o valor do diâmetro, foi encontrado na Figura 15 o valor de  $k = 0,05$  para ângulo  $\theta$  da redução de  $10^\circ$ .

$$h_{lc} = k \left( \frac{\bar{V}_2^2}{2} \right)$$

$$h_{lc} = 0,05 \left( \frac{(15)^2}{2} \right)$$

$$h_{lc} = 5,625 \text{ m}$$

Foi determinada a perda de carga maior na tubulação, ou seja, nos canos sem as curvas ou redutores.

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

$$h_l = 0,035 \left( \frac{20}{0,0254} \right) \left( \frac{2,2^2}{2 \cdot 9,81} \right)$$

$$h_l = 6,88 \text{ m}$$

Perda de carga total da tubulação é a soma de todas as perdas de carga da tubulação, a soma das perdas nas curvas, redutor, válvula de retenção e tubo.

$$\begin{aligned}h_{lt} &= h_l + h_{lm} + h_{lc} \\h_{lt} &= 6,88 + 2,01 + 5,625 \\h_{lt} &= 14,515 \text{ m}\end{aligned}$$

A perda de carga total que na tubulação ficou em 14,515 metros. Esse valor desconsidera a altura da tubulação na vertical. Para saber qual a altura manométrica que a motobomba terá que alcançar, é preciso juntar a perda de total da tubulação com a distância da bomba até o reservatório superior.

Altura manométrica total significa a energia por unidade de peso que o sistema precisa para transportar a água do reservatório inferior para o reservatório superior, com uma determinada vazão.

Aplicando o teorema de Bernoulli aplicado a bombas hidráulicas, considerando que a pressão inicial é nula, a velocidade inicial é nula, a altura que a água do reservatório inferior está em relação a motobomba é nula, a pressão na saída da tubulação é a pressão atmosférica, e a velocidade que água circula na tubulação é constante, e a altura da tubulação na vertical contando do reservatório inferior até o reservatório superior é de 12 metros e  $h_b$  é a energia fornecida pela motobomba.

$$\begin{aligned}\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2g} + h_1 + h_b &= \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2g} + h_2 + h_{lt} \\0 + 0 + 0 + h_b &= 0 + 0 + 12 + 14,515 \\h_b &= 26,515 \text{ mca}\end{aligned}$$

A altura manométrica que a motobomba terá que alcançar é de 26,515 mca, ou seja, o motor vai trabalhar na máxima potência e na saída da tubulação vai sair somente 2,7 m<sup>3</sup>/h, conforme pode ser visto na figura 32.

Modelo	Potência (cv)	Características Hidráulicas																	
		Altura Manométrica Total (m.c.a.)																	
		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	16	18	20	22	24
Vazão em m³/h válida para sucção de 0 m.c.a.																			
BC-91 S/T	1/6	7,5	7	6,6	6,1	5,6	5	4,5	3,8	3,1	2,3								
	1/4	8,2	7,9	7,5	7,1	6,7	6,3	5,9	5,4	4,8	4,3	3,6	2,8	1,8					
	1/3	*	*	*	8	7,7	7,3	6,9	6,5	6,1	5,6	5,2	4,6	4,1	2,7				
	1/2	*	*	*	*	*	*	7,7	7,4	7,2	6,9	6,6	6,3	6	5,3	4,5	3,4		
	3/4	*	*	*	*	*	*	*	*	*	7,6	7,3	7,1	6,8	6,5	5,1	4,7	3,9	2,1
	1	*	*	*	*	*	*	*	*	*	7,6	7,3	7,1	6,5	6	5,3	4,6	3,8	2,7

Figura 32 – Características hidráulicas da motobomba BC-91

Fonte: catalogo Schneider

A energia que a motobomba terá que fornece ao circuito hidráulico, para poder realizar o trabalho de aumentar a velocidade da água na saída da tubulação é certamente maior que se tivesse que somente bombear água para o reservatório. A quantidade de energia a mais gasta pela motobomba para aumentar a velocidade da água na saída da tubulação terá que ser menor que a quantidade de energia gerada pelo gerador elétrico.

A potência total gasta pelo circuito hidráulico para bombear água até reservatório superior, onde  $\gamma$  é o peso específico da água a 20° C e vale  $9810 \frac{N}{m^3}$ .

$$P_{cr} = \gamma \cdot Q \cdot h_b$$

$$P_{cr} = 9810 \cdot 0,00111 \cdot 26,515$$

$$P_{cr} = 288,72 \text{ W}$$

A potência que a motobomba gasta para bombear a água até o reservatório superior sem o redutor na saída da tubulação, que serve para aumentar a velocidade do fluido é calculada pela equação.

$$P_{SR} = \gamma \cdot Q \cdot (h_b - h_{lc})$$

$$P_{SR} = 9810 \cdot 0,00111 \cdot (26,515 - 5,625)$$

$$P_{SR} = 227,47 \text{ Nm/s}$$

$$P_{SR} = 227,47 \text{ W}$$

A potência da motobomba com a redução é de 288,72 watts e a potência da

motobomba sem o redutor é de 227,47 W, essa diferença de potência é o mínimo que o gerador tem que produzir para o circuito seja viável.

$$P = P_{cr} - P_{SR}$$
$$P = (288,72) - (227,47)$$
$$P = 61,25 \text{ W}$$

O gerador terá que produzir uma potência mínima de 61,25 W. Fazendo uso de um gerador que será usado neste trabalho é da empresa Enersud, e tem potência de 240 watts e rotação de 550 rpm.

O estator que é o elemento crítico onde é induzida a circulação de corrente elétrica fica embutido em uma resina especial. O estator assim construído tem condições, na prática, de funcionar dentro d'água. A Figura 33 apresenta uma foto do gerador escolhido para análise.



Figura 33 – Gerador escolhido para análise

Fonte: Enersud

O gerador de ímãs permanentes e fluxo axial permite a instalação de um grande número de ímãs o que leva máquinas que operam em baixa rotação. O arranjo em duplo conjunto de ímãs funciona como duas máquinas elétricas com um único estator. Os rolamentos de escora operam com dupla blindagem em ambiente completamente protegido do meio exterior. A Figura 34 apresenta a estrutura interna do gerador.

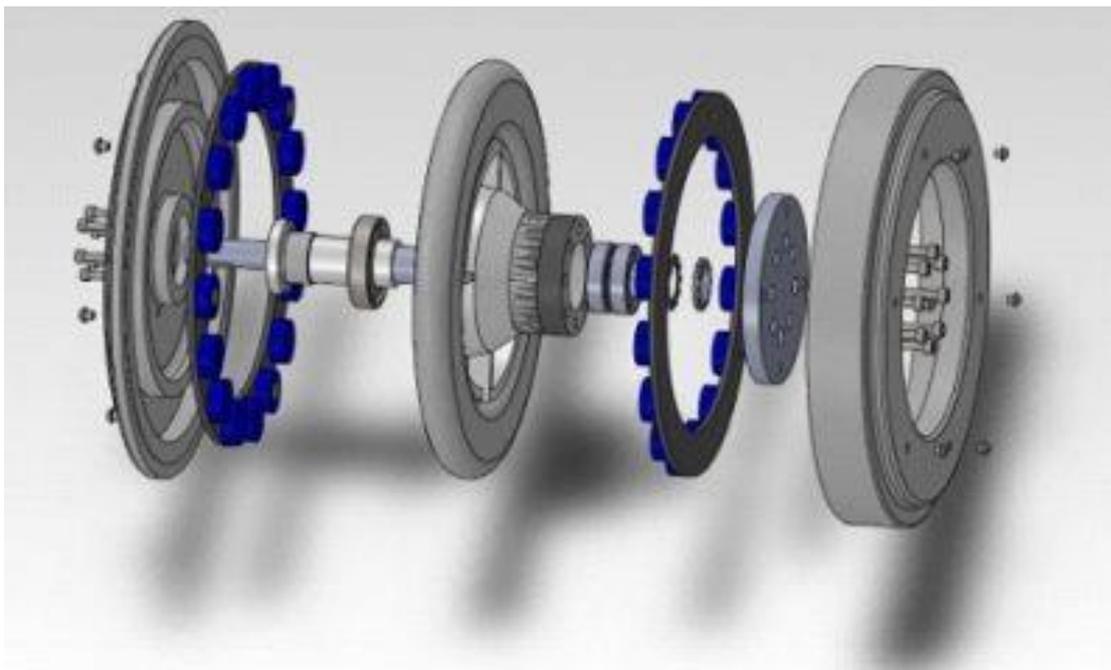


Figura 34 – Estrutura interna do gerador

Fonte: Enersud

Com as especificações técnicas pode-se começar os cálculos para ver se o circuito hidráulico atende aos parâmetros do gerador. As especificações técnicas são apresentadas na figura 35.

Potência nominal (watt)	240
Rotação nominal (rpm)	550
Tensão retificada ( Vdc)	12
Torque de partida (Nm)	0,1
Arranjo elétrico	Trifásico em estrela
Tensão sem carga a 60 Hz (Vac)	20
Meio magnético	Nd Fe B
Número de pares de polos	6 (24 magnetos)
Isolamento	Empacotado e Epóxi
Estrutura	Alumínio
Sustentação	Flangeado
Parafusos	AISI 304
Peso (Kg)	5
Rolamentos	SKF 6XXX ZZ & SKF 6XXX ZZ
Refrigeração	Natural

Figura 35 – Dados técnicos do gerador

Fonte: Enersud

Com os dados apresentados na Figura 35 pode-se deduzir o torque necessário que a turbina deve fornecer ao gerador para produzir a máxima potência de energia elétrica. Para descobrir o torque, é necessário saber o valor da velocidade angular  $\omega$  que é dado em rad/s.

$$\omega = \frac{2 * \pi * \text{Rotação}}{60}$$

$$\omega = \frac{2 * \pi * 550}{60}$$

$$\omega = 57,59 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Com o valor da velocidade angular e da potência do gerador é só substituir na equação.

$$P = \omega . \tau$$

$$\tau = \frac{P}{\omega}$$

$$\tau = \frac{240}{57,59}$$

$$\tau = 4,167 \text{ Nm}$$

O torque necessário que a turbina deve fornecer ao gerador para trabalhar na máxima potência é de 4,167 Nm e rotação de 550 rpm. A força com que a água atinge a pá é dado pela equação.

$$F_{\text{jato}} = \rho . Q . V$$

$$F_{\text{jato}} = 998 . 0,00075 . 15$$

$$F_{\text{jato}} = 11,22 \text{ N}$$

A velocidade da turbina deve ser de 550 rpm, então o diâmetro da roda deve corresponder a essa rotação. Sabendo que a velocidade do jato é de 15 m/s e a rotação do gerador é de 9,16 rps, então a circunferência da turbina será de 1,63 metros.

$$C = \pi * \phi_{\text{roda}}$$

$$\phi_{\text{roda}} = \frac{C}{\pi}$$

$$\phi_{\text{roda}} = \frac{1,63}{\pi}$$

$$\phi_{\text{roda}} = 0,51 \text{ m}$$

O torque que a turbina deve fornecer ao gerador varia com o diâmetro da roda da turbina, pois o torque é a multiplicação da força da água pelo raio da roda. Nem toda força da água é transferida para a turbina. Conforme valores apresentados, o rendimento da turbina é de no máximo 93% para turbinas de pequeno porte, e nesse valor que será baseado os cálculos.

$$\tau = F * R$$

$$\tau = (11,22 * 93\%) * \frac{0,51}{2}$$

$$\tau = 2,66 \text{ Nm}$$

Para que o gerador gere 240 watts, o torque teria que ser 4,167 Nm. Mas como esse torque não é possível alcançar, a potência deve ser reavaliada.

$$P = \omega . \tau$$

$$P = 57,59 * 2,66$$

$$P = 153 \text{ W}$$

A potência esperada era de 240 W. Nesse tipo de circuito hidráulico o máximo que pode ser gerado é 153 Watts sendo que deve ser descontado a potência da motobomba de 61,25 watts para aumentar a velocidade do fluido, sendo assim a potência real é de 91,93 watts.

O dimensionamento das pás da turbina se baseia no diâmetro do jato de água que moverá a turbina. Nesta análise o jato de água tem vazão e velocidade constante sendo que este bocal não terá um controle de vazão, pois o bocal será uma redução de tamanho no final da tubulação, ou seja, na entrada de água do reservatório superior do prédio. O diâmetro do jato de água como já foi definido é de 9,72 mm. A Figura 36 apresenta as dimensões da pá. A Figura 36 apresenta a modelagem da pá.

Parâmetro	Tamanho (mm)
Largura (B)	19,44
Comprimento (L)	21,87
Excesso (M)	4,86
Excesso de gume (m)	2,52
Profundidade (T)	7,77
Largura do rasgo (b)	11,66
Ângulo do gume central ( $\beta$ )	10°
Ângulo de inclinação da aresta da concha ( $\phi$ )	15°

Figura 36 - Dimensões da pá da turbina

Fonte: do autor

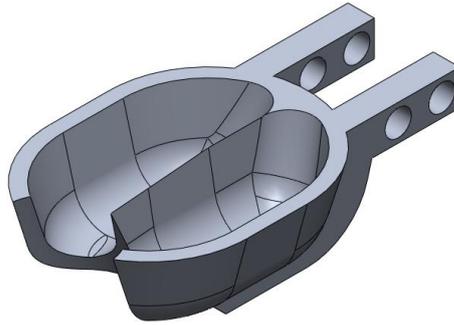


Figura 37 – Modelagem da pá

Fonte: do autor

A quantidade de pás que vai na roda é o que vai determinar a eficiência da turbina. Dimensionar a turbina com poucas pás pode fazer que uma parcela de água seja perdida sem realizar trabalho, e um número excessivo de pás aumenta o custo da turbina.

$$z = 1,5 \left[ 12 + 0,7 \left( \frac{R}{d_{max}} \right) \right]$$

$$z = 1,5 \left[ 12 + 0,7 \left( \frac{0,51}{0,00972} \right) \right]$$

$$z = 74 \text{ pás}$$

A turbina tem o diâmetro de 51 centímetros e 74 pás. A Figura 38 apresenta a modelagem da turbina Pelton feita no SolidWorks

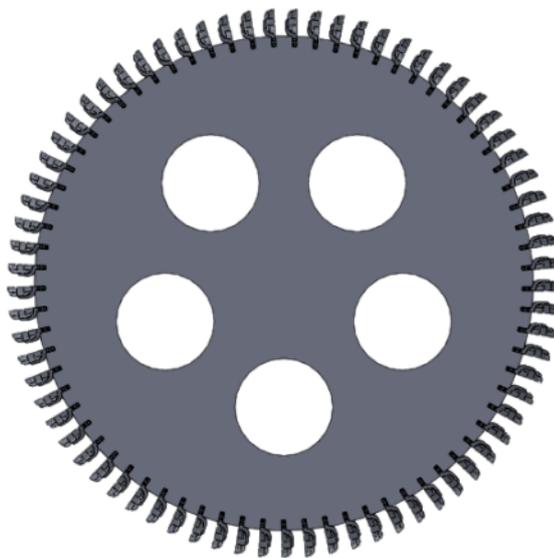


Figura 38 – Modelagem da turbina Pelton

Fonte: do autor

#### 4 ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

A capacidade do reservatório superior é de 8560 litros, sendo que 6000 litros de água é destinada para caso de incêndio. A água que circula no prédio é de 2560 litros, que é destinado ao consumo diário das pessoas que residem no edifício e essa quantidade de água é estimada na quantidade de pessoas que moram no edifício. O tempo que a motobomba demora para bombear a água pro reservatório superior vai determinar quanto tempo o gerador vai operar.

O objetivo inicial era bombear  $4\text{ m}^3/\text{h}$  para o reservatório superior, mas devido as perdas de carga encontradas na tubulação a vazão caiu para  $2,7\text{ m}^3/\text{h}$ . Essa queda na vazão é consequência do redutor colocado para aumentar a velocidade da água. O redutor possui diâmetro de 25,4 mm passando para 9,72 mm essa redução de diâmetro faz aumentar a velocidade da água de 2,2 m/s para 15 m/s.

A velocidade máxima que pode ser esperada nesse sistema hidráulico é de 15 m/s. Se for aumentar a velocidade, será necessário diminuir o diâmetro de saída do redutor e conseqüentemente, aumentaria a perda de carga, sendo que com velocidade de 15 m/s a altura manométrica ficou em 26,515 mca.

A rotação que se espera da turbina é a mesma rotação do gerador que é de 550 rpm e torque da turbina deve ser o mesmo torque do gerador para gerar 240 W. Quanto maior a velocidade do jato de água, menor será o diâmetro da roda e maior a força da turbina.

Sem o redutor, a altura manométrica vai diminuir para 20 mca e a vazão vai aumentar para  $5,3\text{ m}^3/\text{s}$  porque haverá menor perda de carga, mas a velocidade será de 2,2 m/s e a velocidade iria interferir muito na força do jato caindo para 3,23 N. Com o redutor a velocidade do jato vai para 15 m/s e a força do jato vai para 11,22 N e esse trabalho adicional que a bomba terá que fazer vai precisar de 61,25 W.

Utilizando a velocidade de 2,2 m/s, o diâmetro da turbina ficaria muito pequeno para chegar na rotação de 550 rpm que é o que o gerador precisa, e a força teria que ser bem mais alta, para chegar ao torque do gerador. Para velocidade de 15 m/s, o diâmetro da turbina ficou em 51 centímetros, pra que atenda os 550 rpm do gerador, mas com esse diâmetro o torque foi reduzido para 2,66 Nm, e se aumentar o diâmetro da roda vai aumentar o torque só que vai diminuir a rotação.

Com o aumento da perda de carga a vazão é comprometida, o valor da vazão sem o redutor é de  $4\text{ m}^3/\text{h}$  e com o redutor a vazão passa para  $2,7\text{ m}^3/\text{h}$ . Com a

diminuição da vazão o tempo de enchimento do reservatório superior aumenta, sem o redutor o tempo é de 39 minutos e com o redutor passa para 57 minutos sendo um aumento no tempo da motobomba ligada de 20 minutos.

O gerador da Enersud foi escolhido porque apresenta baixa rotação cerca de 550 rpm e a potência de 240w, não foi possível chegar até essa potência, mas chega a 153w descontando 61,25w que foi gasto pela motobomba para aumentar a velocidade da água. O resultado foi de 91,93 watts durante cerca de 1 hora por dia.

O dimensionamento das pás da turbina é baseado no diâmetro do jato de água que é de 9,72 mm. Então a pá possuirá dimensões pequenas, aproximadamente 19,44 mm de largura e 21,87mm de comprimento. O diâmetro da roda onde são fixadas as pás é de 51 cm e a quantidade de 74 pás. O rendimento da turbina Pelton para usinas de pequeno porte é de 93%.

Para esse tipo de aplicação a turbina Pelton é a melhor escolha, porque apresenta alto rendimento, fácil instalação e fácil manutenção. Com o diâmetro da roda de 51 centímetros e a pá de comprimento de 21,87 milímetros, proporcionalmente as pás ficaram muito pequenas para o diâmetro da roda.

Com a energia produzida de 12 volts e pode ser utilizada para recarregar uma bateria e posteriormente realizar algum serviço que diminua a demanda de energia elétrica paga, fazendo assim com que o projeto se torne viável.

O funcionamento do gerador acontecerá quando diminuir o nível de água, e o horário de funcionamento não pode ser determinado, sendo que ficará ligado 57 minutos por dia, o gerador funcionara sempre que a motobomba estiver bombeando água para o reservatório superior. Armazenar a energia elétrica numa bateria é o mais sensato, e quando solicitado pode ser utilizado para:

- Alimentar o sistema de emergência;
- Recarregar celulares;
- Alimentar alguma lâmpada;
- Comandar a porta magnética do edifício.

Apesar da pouca energia é possível ser produzida, todo ganho de energia já favorece uma boa economia a longo prazo.

## 5 CONCLUSÃO

O trabalho apresentou o dimensionamento de uma turbina Pelton e a quantidade de energia que pode ser produzida utilizando o sistema de bombeamento que abastece o reservatório de uma edificação.

Com o objetivo de produzir a própria energia elétrica de forma que não polua o meio ambiente e que não haja impactos ambientais, foi proposta esta análise de quanta energia pode ser gerada usando o sistema de bombeamento de uma edificação. O trabalho apresentou uma forma simples de como dimensionar uma turbina Pelton e como determinar a perda de carga na tubulação usando como base outros trabalhos parecidos.

Encontrar literaturas que apresentem informações iguais ou que apresentem o assunto de forma didática sobre perda de carga foi a maior dificuldade neste trabalho.

O diâmetro da turbina aparentemente é grande pro tamanho da pá, e a fabricação da pá é muito complexa por ter muitos detalhes, e quanto mais complexa a fabricação maior é o custo da turbina. Sugestão para trabalhos futuros é fazer a análise de um formato de pá mais simples de ser fabricado para este tipo de aplicação.

Com este trabalho, pode-se concluir que é possível produzir energia elétrica, utilizando o sistema de bombeamento de um prédio, a tensão elétrica pode ser utilizada para alimentar algum circuito elétrico.

## REFERÊNCIAS

Agência Nacional de Energia Elétrica. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br>>. Acesso em: 12/11/2019.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 5626**: Instalação predial de água fria. Rio de Janeiro, 1998.

BRASIL. Decreto nº 5.025, de 30 de março de 2004. REGULAMENTA O INCISO I E OS PARÁGRAFOS 1º, 2º, 3º, 4º E 5º DO ART. 3º DA LEI Nº 10.438, DE 26 DE ABRIL DE 2002, NO QUE DISPÕEM SOBRE O PROGRAMA DE INCENTIVO ÀS FONTES ALTERNATIVAS DE ENERGIA ELÉTRICA - PROINFA, PRIMEIRA ETAPA, E DÁ OUTRAS PROVIDÊNCIAS.

BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos fluidos**. 2. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.

CARVALHO JÚNIOR, Roberto. **Instalações Hidráulicas e o projeto de arquitetura**. 7. ed. São Paulo: Blucher, 2013.

Catalogo Schneider. Disponível em: <<https://schneider.ind.br/>> Acesso em 12/11/2019

CHAPMAN, Stephen J. **Fundamentos de Maquinas Elétricas**. 5. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.

COSTA, A. S., **Turbinas Hidráulicas e Conduitos Forçados**. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 2003.

Enersud. Disponível em: < <http://www.enersud.com.br/>>. Acesso em: 12/11/2019

FOX, Robert W; PRITCHARD, Philip J; MCDONALD, Alan T. **Introdução a Mecânica dos Fluidos**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2018.

Furnas. Disponível em: <<https://www.furnas.com.br/>>. Acesso em: 12/11/2019.

<[http:// escaponline.com](http://escaponline.com)>. Acesso em: 12/11/2019

<<https://ingenieriaelemental.com/moody-colebrook/abaco-moody/>>. Acesso em 12/11/2019.

<[http:// mercadolivre.com](http://mercadolivre.com)>. Acesso em: 12/11/2019

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

PEREIRA, Geraldo Magela. **Projeto de usinas hidroelétricas**. São Paulo: Oficina de Textos, 2015.

REIS, Lineu Belico dos. **Geração de Energia Elétrica**. 3. ed. Barueri: Manole Ltda, 2017.

SOARES JÚNIOR, Ricardo Luiz. **PROJETO CONCEITUAL DE UMA TURBINA HIDRÁULICA A SER UTILIZADA NA USINA HIDRELÉTRICA EXTERNA DE HENRY BORDEN**. 2013. 83 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013. Disponível em: <<http://monografias.poli.ufrj.br/monografias/monopoli10005429.pdf>>. Acesso em: 12 nov. 2019.

UFG. <<http://eec-ufg.tripod.com/IHSP/Perdas.pdf>>. Acesso em 12/11/2019.

Voith. Disponível em: <<http://voith.com/>>. Acesso em: 12/11/2019