



INSTITUTO FEDERAL
Minas Gerais
Campus Avançado Arcos

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO,
CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE MINAS GERAIS -
CAMPUS ARCOS
ENGENHARIA MECÂNICA

Ana Helena do Rosário Matias Gonçalves

Bianca Veloso da Silveira

Rafael Cordeiro Vieira

Vinícius Fonseca da Silva

**Construção de uma bancada para geração de eletricidade utilizando
bomba hidráulica convertida em turbina**

Arcos-MG

Julho/2019

Ana Helena do Rosário Matias Gonçalves
Biatriz Veloso da Silveira
Rafael Cordeiro Vieira
Vinícius Fonseca da Silva

**Construção de uma bancada para geração de eletricidade utilizando bomba
hidráulica convertida em turbina**

Relatório apresentado ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais (IFMG), referente ao Trabalho Acadêmico Integrador, como requisito parcial para aprovação em todas as disciplinas ministradas no 5º período do Curso de Engenharia Mecânica.

Instituto Federal de Minas Gerais
Campus Arcos
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Ricardo Carrasco Carpio

Arcos-MG
Julho/2019

Resumo

As bombas funcionando como turbinas (BFT's) vem sendo utilizadas em regiões com recursos hidroenergéticos escassos para substituir turbinas convencionais, tais como Pelton, Francis e Kaplan em diversos países, entretanto, no Brasil, essa prática se limita ao âmbito laboratorial dos centros acadêmicos, devido ao alto preço de aquisição das turbinas convencionais e sua manutenção especializada. O presente trabalho baseia-se nos estudos e experimentos de Viana (2017) e Chapallaz, Eichenberger e Fischer (1992), que propuseram métodos para seleção de bombas e sugeriram a utilização de grupos geradores assíncronos operando conjuntamente com as bombas funcionando com turbina (BFT's). Esse trabalho limitou-se a estudar o funcionamento de uma bomba periférica modelo BP500 fabricada pela *Intech Machine* de 1/4 HP de potência, sendo utilizada como BFB e BFT. Seu rendimento foi obtido ao realizar ensaios de vazão. Com o intuito de realizar estudos futuros sobre métodos alternativos de geração de energia elétrica, o presente trabalho dimensionou uma bancada. Dos resultados, obteve-se dados teóricos que corroboram com os experimentos e estudos de Viana (2017) e Chapallaz, Eichenberger e Fischer (1992), contudo os ensaios mostraram que a bomba selecionada para o estudo é de conversão inviável.

Palavras-chave: Bomba , Turbina, Geração de energia.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Bomba x Turbina	7
Figura 2 – Bomba de deslocamento positivo x Bombas de deslocamento dinâmico	8
Figura 3 – Vista detalhada de uma roda Pelton	9
Figura 4 – Turbina Francis	9
Figura 5 – Conjunto formador do motor de indução	10
Figura 6 – Analogia entre bomba e turbina	11
Figura 7 – Ensaio de bombeamento	12
Figura 8 – Ensaio da turbina	13
Figura 9 – Bomba Periférica - modelo <i>BP500</i>	14
Figura 10 – Manômetro de Bourdon	15
Figura 11 – Desenho esquemático da bancada	16
Figura 12 – Viga simplesmente apoiada	16
Figura 13 – Reações viga simplesmente apoiada	16
Figura 14 – Diagramas da viga 1 e 2	17
Figura 15 – Diagrama de corpo livre seções 1 e 2	17
Figura 16 – Representação da deflexão nas vigas 1 e 2	18
Figura 17 – Diagrama de corpo livre das vigas 3 e 4	19
Figura 18 – Segmento das vigas 3 e 4	19
Figura 19 – Segmento das vigas 3 e 4	20
Figura 20 – Diagramas da viga 3 e 4	20
Figura 21 – Deflexão da linha elástica das vigas 3 e 4	20
Figura 22 – Reações nas vigas 1 e 2	21
Figura 23 – Deflexão nas vigas 1, 2 e 3	21
Figura 24 – Diagramas da viga 3 e 4	21
Figura 25 – Filete de solda	22
Figura 26 – Dimensões Tubo de aço	22
Figura 27 – Dimensões Tubo de PVC	23
Figura 28 – Diagrama de Moddy	25
Figura 29 – Coeficientes de altura e vazão	27
Figura 30 – Reservatório	28

Sumário

1	INTRODUÇÃO	5
2	OBJETIVOS	6
2.1	Objetivo Geral	6
2.2	Objetivos Específicos	6
3	JUSTIFICATIVA	6
4	REFERENCIAL TEÓRICO	7
4.1	Turbomáquinas	7
4.2	Turbinas Hidráulicas	8
4.2.1	Turbinas de Impulso ou Ação	9
4.2.2	Turbina de Reação	9
4.3	Bombas hidráulicas e motores de indução	10
4.3.1	Bombas hidráulicas	10
4.3.2	Motores assíncronos ou de indução	10
4.4	Bombas funcionando como turbinas e motores elétricos de indução funcionando como geradores	11
4.4.1	Bombas funcionando como turbinas	11
5	METODOLOGIA	12
5.1	Método de construção	12
5.2	Materiais	13
5.3	Descrição dos componentes	14
5.3.1	Moto Bomba	14
5.3.2	Manômetro	14
5.4	Análise estrutural	15
5.4.1	Projeto de Solda	22
5.5	Eficiência BFB	23
5.5.1	Perdas na tubulação	24
5.5.2	Potência mecânica útil	25
5.5.3	Cálculo da eficiência	26
5.6	Conversão de BFB para BFT	26
5.7	Otimização	28
5.7.1	Reservatório de água	28
6	CONCLUSÃO	29
	REFERÊNCIAS	30

1 Introdução

Ao longo do processo de geração e comercialização da energia elétrica a demanda tem sido suprida através de grandes centrais geradoras, sejam termoeletricas, hidroelétricas e, mais recentemente, usinas eólicas e geração através de biomassa, as quais se encontram longe dos pontos de consumo e, portanto, necessitam de estruturas que realizem a transmissão e a distribuição para atender a todos os consumidores.

A geração descentralizada tem se mostrado uma alternativa atrativa para o fornecimento de energia elétrica próximo aos consumidores finais, sobretudo para comunidades cujo sistema integrado nacional não atende. Com a implantação da resolução normativa nº 482, de 17 de Abril de 2012, o Brasil passou a permitir que a micro e mini geração distribuída tivesse acesso aos sistemas de distribuição de energia elétrica e ao sistema de compensação de energia. Segundo o Balanço Energético Nacional (BEN) de 2018, ano base 2017, a micro e mini geração distribuída gerou 359,1 *GWh* com uma potência instalada de 246,1 *MW*.

É com base nesse cenário que o presente trabalho se propõe a discorrer sobre a geração de energia através da conversão de uma bomba hidráulica em turbina e motor em gerador. Para tal, é construído uma bancada que irá auxiliar nos estudos e no desenvolvimento dessa tecnologia.

2 Objetivos

2.1 Objetivo Geral

Demonstrar a viabilidade técnica da conversão de bombas de fluxo em turbinas para geração de energia elétrica dentro de um sistema isolado.

2.2 Objetivos Específicos

- Demonstrar a conversão da bomba em turbina;
- Descrever e a propor a utilização de bombas operando como turbinas;
- Evidenciar as relações, experimentais, entre a altura e a vazão da BFB e da BFT;

3 Justificativa

Sendo a energia um insumo fundamental para o desenvolvimento humano, ela se tornou indispensável, ao passo que sua expansão é necessária para garantir o desenvolvimento econômico. Contudo problemas ambientais fazem que essa expansão privilegie fontes renováveis, e neste cenário o Brasil está numa posição vantajosa, uma vez que mais de 70% da sua produção energética é proveniente de fontes renováveis, sendo a principal a matriz a hidroelétrica. [ANEEL, 2019]

Além de ser fundamental para o desenvolvimento econômico, a energia desempenha papel social importante, principalmente para populações rurais e isoladas. Sendo necessária não somente para a realização de atividades básicas como, iluminação e alimentação, mas também para atividades educacionais, assistência médica e segurança. [ALVEZ, 2010]

A geração descentralizada ou por redes isoladas, são na maior parte das vezes, a opção mais viável para o atendimento dessas comunidades. Levando-se em conta que grande parte dos custos para a implementação de microcentrais hidroelétricas (MCH's) advém da aquisição de turbinas convencionais, sendo estas, fabricadas de acordo com cada projeto.[VILANOVA, 2008]

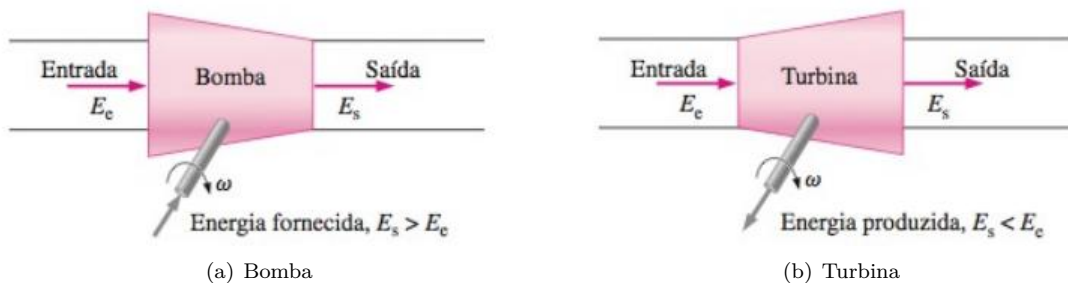
As bombas d'água funcionando como turbina (BFT's) e motores de indução funcionando como gerador, se apresentam como uma alternativa para baratear os custos de aquisição da bomba e do conjunto turbina/gerador. Estes equipamentos são produzidos em massa, dos mais variados tipos, tamanhos e capacidades. [VILANOVA, 2008]

4 Referencial Teórico

4.1 Turbomáquinas

Os equipamentos chamados de turbomáquinas se classificam em duas categorias, as bombas e as turbinas, sendo que a primeira é qualquer máquina de fluxo que adiciona energia à um fluido através da transferência de energia, fazendo com que haja um aumento na pressão do fluido (Figura 1.a). As turbinas, por outro lado, extraem energia do fluido e a convertem em energia mecânica (Figura 1.b). [ÇENGEL; CIMBALA, 2015]

Figura 1 – Bomba x Turbina



Fonte: Çengel e Cimbala, 2015

Observando bombas e turbinas, constata-se que tais equipamentos extraem ou adicionam energia dos fluidos que passam por eles, convertendo-os, quase que totalmente, em aumento ou diminuição da pressão. As bombas adicionam energia ao fluido, o que resulta num aumento de pressão e as turbinas extraem energia, gerando diminuição da pressão. [ÇENGEL; CIMBALA, 2015]

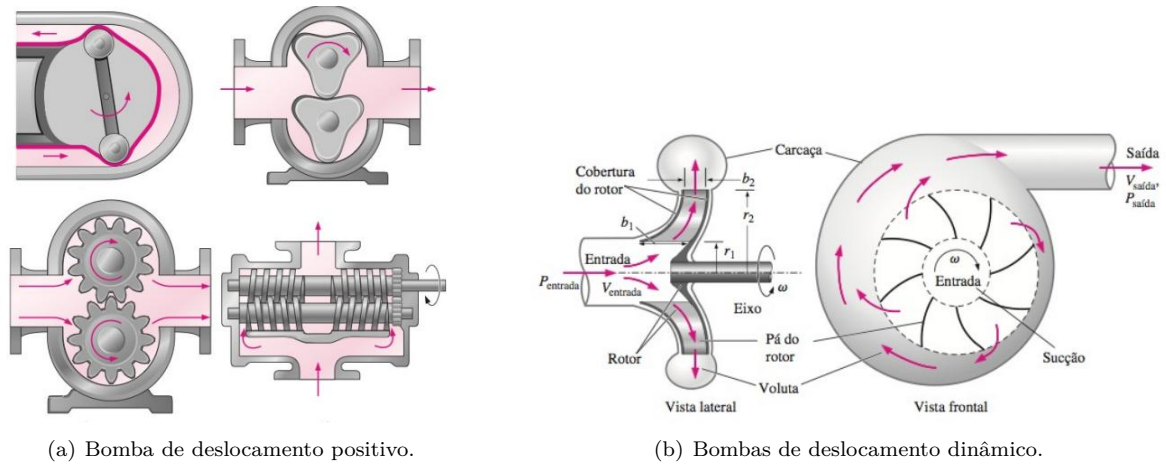
Bombas e turbinas que fornecem e extraem energia por um eixo giratório são chamados de turbomáquinas, contudo nem toda bomba ou turbina utiliza eixo giratório.

Outra classificação das máquinas de fluxo é quanto a forma de deslocar o fluido passando por elas e são divididas em máquinas de deslocamento positivo ou máquinas dinâmicas.

As máquinas de deslocamento positivo (Figura 2.a) direcionam o fluido para uma câmara fechada e lá ocorre a transferência de energia para o fluido, fazendo com que a fronteira da câmara se movimente expandindo ou contraindo o fluido, sugando-o para dentro ou deslocando o fluido para fora da câmara. O coração humano é um exemplo de uma bomba com deslocamento positivo e o medidor de água um exemplo de turbina de deslocamento positivo. [ÇENGEL; CIMBALA, 2015]

A câmara fechada não está presente nas máquinas dinâmicas, em vez disso, existem pás giratórias que fornecem ou extraem energia do fluido.(Figura 2.b).

Figura 2 – Bomba de deslocamento positivo x Bombas de deslocamento dinâmico



(a) Bomba de deslocamento positivo.

(b) Bombas de deslocamento dinâmico.

Fonte: Çengel e Cimbala, 2015

4.2 Turbinas Hidráulicas

As máquinas de fluido são caracterizadas como transformadoras de energia entre um sistema mecânico e um fluido. Dentro da classificação de máquinas de fluido existem as turbomáquinas que através de um fluxo contínuo de um fluido acontece a transformação de energia. As turbomáquinas podem ainda ser divididas em máquinas hidráulicas e térmicas. Esta classificação é em função da propriedade do fluido chamada de massa específica. Se esta não varia quando o fluido passa através da máquina, a máquina então é denominada de máquina hidráulica. Caso contrário, há variação durante a passagem do fluido através da máquina e esta é denominada máquina térmica. [DOMÍNGUEZ, 2013]

As máquinas hidráulicas são classificadas quanto ao sentido da transmissão de energia como: Operatrizes que são a máquinas que transformam energia mecânica em energia de fluido e Motrizes transformam energia de fluido em energia mecânica. [DOMÍNGUEZ, 2013]

As turbinas hidráulicas são turbomáquinas motrizes que, passando a corrente do fluido através de um sistema de pás fazendo-as girar, tem como função a conversão da energia potencial hidráulica em energia mecânica para produção de energia elétrica. [DÍEZ, 1996]

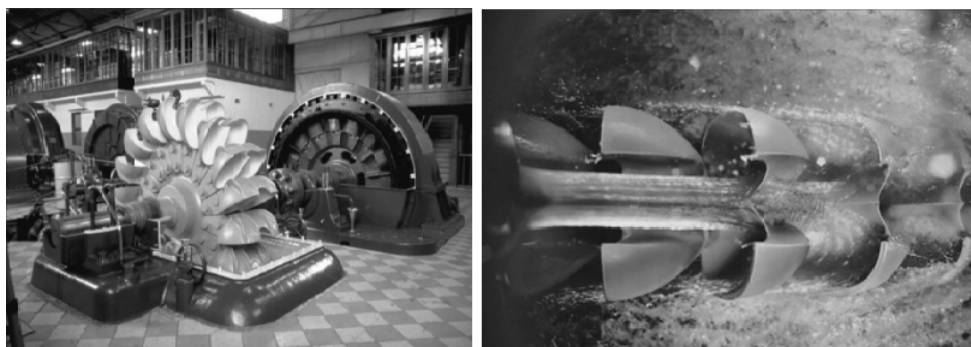
A água vinda de um reservatório ou canal elevado em relação à turbina é conduzida através de uma tubulação, chamada conduto forçado, até a turbina, onde existe um conjunto de palhetas ou injetores que transferem a energia presente na altura de carga do fluido em potência de eixo. Logo após, ela sofre uma sucção para um curso d'água abaixo da turbina, onde a pressão e a velocidade da água na saída são menores em relação à entrada. [DÍEZ, 1996]

As turbinas são constituídas essencialmente por duas partes: o distribuidor e o rotor. O distribuidor é um elemento fixo que tem como funções modificar a vazão, controlando a abertura da seção de saída, e a transformação total ou parcial da energia de pressão em energia cinética na entrada do rotor. Já o rotor é uma parte móvel que gira em torno de um eixo e está equipado com um sistema de pás fixas a um eixo, sendo responsável por transformar grande parte da energia hidráulica em trabalho mecânico. [DÍEZ, 1996]

4.2.1 Turbinas de Impulso ou Ação

Este tipo de turbina não funciona imersa na água, mas sim ao ar livre. A água sai do distribuidor, para que a maior parte da energia potencial disponível seja convertida em energia cinética, atingindo o rotor através de jatos com a mesma pressão. O rotor da turbina é acionado direcionando o fluxo d' água contra as paredes dos distribuidores. A turbina de ação mais conhecida é a turbina Pelton (Figura 3).[DÍEZ, 1996]

Figura 3 – Vista detalhada de uma roda Pelton



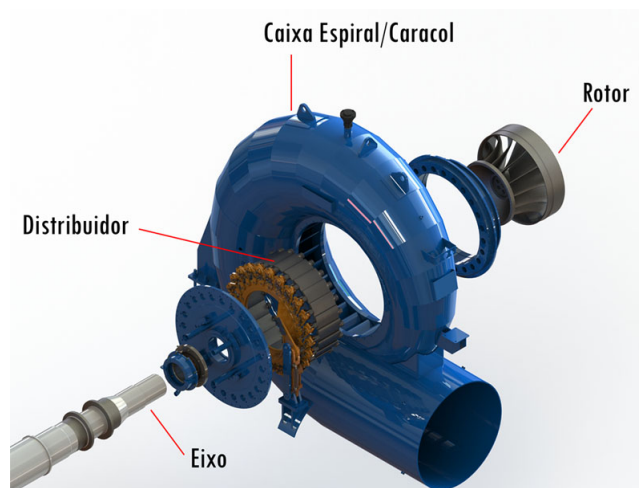
Fonte: Çengel e Cimbala, 2015

4.2.2 Turbina de Reação

Diferente da turbina de ação, na turbina de reação a água preenche toda a carcaça da turbina. Devido a esse fator, uma turbina de reação em geral produz mais potência do que uma turbina de impulso se comparadas nas mesmas situações.[ÇENGEL; CIMBALA, 2015]

Nestas turbinas a água sai do distribuidor com determinada pressão, que tende a diminuir à medida que a água flui através das pás do impulsor, podendo analisar que, na saída, a pressão diminui. Nestas turbinas hidráulicas, a água circula sob pressão na direção radial e descarrega numa direção axial, portanto, há uma transformação tanto de energia cinética como de energia de pressão em trabalho. Exemplos dessas turbinas: Francis, Kaplan e Hélice. Turbina Francis representada na figura 4. [DÍEZ, 1996]

Figura 4 – Turbina Francis



Fonte: Michels e Caus, 2014

4.3 Bombas hidráulicas e motores de indução

4.3.1 Bombas hidráulicas

As bombas hidráulicas tem a função de elevar a pressão do fluido de trabalho. Onde ocorre uma transformação de energia, parte é convertida em energia cinética e parte em energia de fluxo, associado à força e pressão.

Existem dois grupos que diferenciam as bombas hidráulicas, sendo eles:

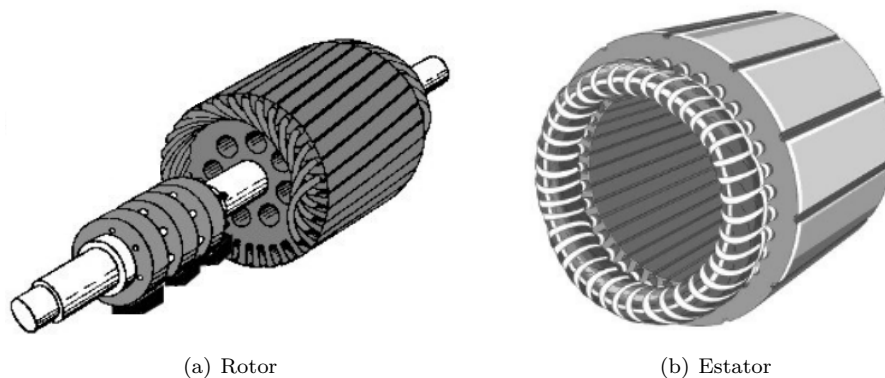
- Bombas Centrífugas: Fluido recebido pelo seu centro axial e pela ação centrífuga, liberada em uma de suas extremidades, localizada de forma perpendicular à entrada.
- Bombas Volumétricas: O deslocamento do fluido se dá pela interação de um instrumento que o impulsiona, geralmente executado por êmbolo, engrenagens, lóbulos e pás.

O princípio de funcionamento das bombas centrífugas é dado pelo giro do rotor que acelera o líquido através da força centrífuga.[TSUTUYA, 2006]

4.3.2 Motores assíncronos ou de indução

Trata-se de um motor elétrico com corrente de até três fases. Possui um estator e um rotor (Figura 5). Mediante a excitação promovida pelo estator, o rotor é induzido pela corrente no campo magnético gerado, que por sua vez, corta as barras curto circuitadas do rotor, originando corrente induzida. A reação do conjunto obtém um torque induzido ao eixo.

Figura 5 – Conjunto formador do motor de indução



Fonte: Francisco, 2006

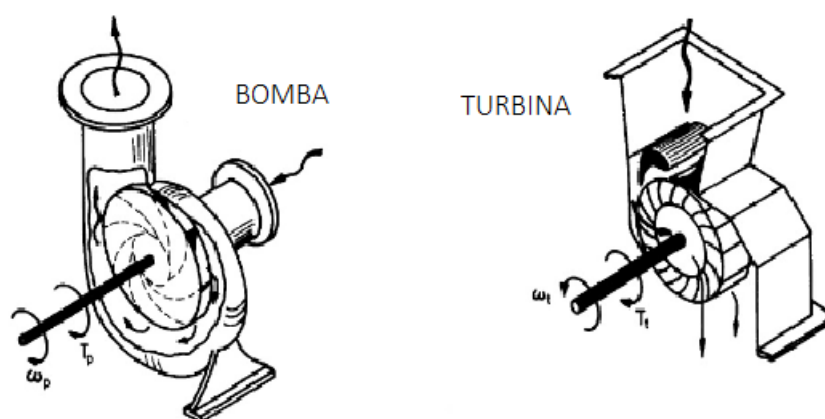
Basicamente existem dois tipos de motores de indução que podem ser usados como gerador. Um possui um rotor tipo gaiola de esquilo de construção mais simples e mais robusta. O outro tipo possui um rotor bobinado, escovas e anéis coletores. O primeiro possui custo inferior e é menos sujeito a manutenção, sendo mais indicado para a geração de energia elétrica. [CHAPALLAZ; EICHENBERGER; FISCHER, 1992]

4.4 Bombas funcionando como turbinas e motores elétricos de indução funcionando como geradores

4.4.1 Bombas funcionando como turbinas

Para que seja feita a conversão da bomba para turbina é necessário que se inverta o sentido do fluxo do fluido, cuja consequência é a inversão da rotação do rotor e ao analisar o funcionamento e os aspectos construtivos de bombas e turbinas percebe-se que ambas são bastante semelhantes, contudo, desempenham funções opostas. As bombas como máquinas geratrizes convertem a energia mecânica (de eixo), fornecida por motores, em energia cinética e por conseguinte em energia de pressão. Já as turbinas são máquinas motrizes que convertem a energia cinética em energia mecânica que pode ser utilizada para realizar trabalho ou ser convertida em energia elétrica, conforme figura 6. [VILANOVA, 2008] [MEDEIROS, 2004]

Figura 6 – Analogia entre bomba e turbina



Fonte: Chapallaz, Eichenberger e Fischer, 1992

O grupo gerador, formado pela turbina e gerador representa grande parte dos custos para implementação de uma pequena central hidrelétrica. Devido ao alto custo das turbinas hidráulicas. Na maior parte dos casos as turbinas são produzidas individualmente e com parâmetros de cada projeto.

Em contrapartida as bombas hidráulicas são equipamentos produzidos em série e amplamente utilizados na agricultura, saneamento e indústria, o que tende a fazer com que o custo da bomba seja inferior ao da turbina. [VILANOVA, 2008]

Chapallaz, Eichenberger e Fischer (1992) citam uma série de vantagens na utilização de BFT's em substituição às turbinas convencionais para pequenas gerações de energia, entre elas:

- Como já mencionado, bombas tem custos de aquisição menores que as turbinas convencionais;
- Maior disponibilidade de bombas e suas peças para reposição;
- Bombas são simples e robustas, o que não exige conhecimento técnico altamente qualificado para manutenção e/ou instalação se comparado com turbinas convencionais;
- Bombas e motores são adquiridos em conjunto e já formam o grupo gerador completo;
- Grande amplitude de tamanhos e potências, o que atende aos mais diversos projetos de aproveitamento hidrelétrico;

- Moto-bombas, com acoplamento direto, reduzem as perdas por transmissão.

Pelo fato das bombas hidráulicas não serem fabricadas especificamente para a geração de energia, impõe algumas dificuldades ao convertê-las para turbinas. Como, por exemplo, não ter um sistema de regulação de vazão, o que impossibilita manter a velocidade (rotação) da BFT quando a vazão diminui. A inexistência desse sistema faz com que o equipamento opere com potência constante.

5 Metodologia

5.1 Método de construção

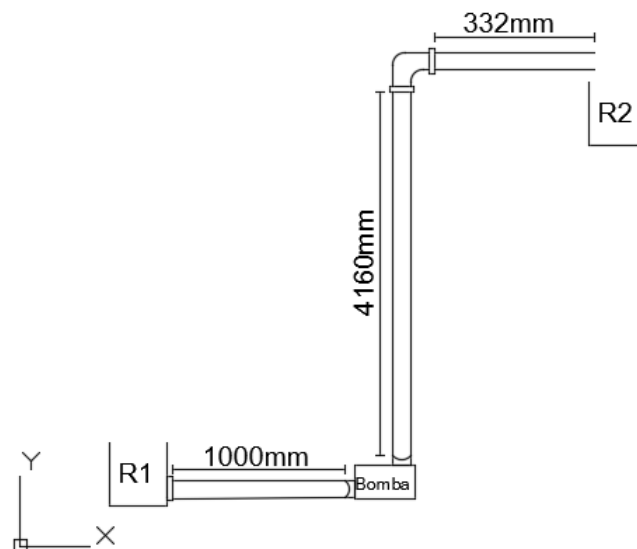
Partindo do método científico que consiste em observar um fenômeno, estudá-lo através de uma bibliográfica já existente, realizar testes, experimentos e fazer novas observações, adquiri-se novos conhecimentos que nos levam a uma explicação de como tal fenômeno acontece.

Supõem-se que invertendo o sentido do fluxo do fluido de trabalho, uma bomba de fabricação comercial pode atuar como turbina para a geração de energia mecânica.

Por meio dessa observação, foi realizada uma pesquisa exploratória da bibliografia já existente, levantando dados que corroboravam com as suposições iniciais. Após a verificação e da constatação, junto à bibliografia de Chapallaz, Eichenberger e Fischer (1992) e Viana (2017), viu-se a possibilidade de converter uma bomba em turbina, e do fato de que bombas hidráulicas são comercializadas em conjunto de motores de indução elétrica, passou-se a realizar pesquisas sobre a utilização de motores de indução como geradores indutivos.

Realizou-se um experimento com a finalidade de obter as eficiências da BFB e da BFT. Para tal, confeccionou-se um sistema com dois reservatórios de água e uma tubulação interligando os dois reservatórios (Figura 7).

Figura 7 – Ensaio de bombeamento

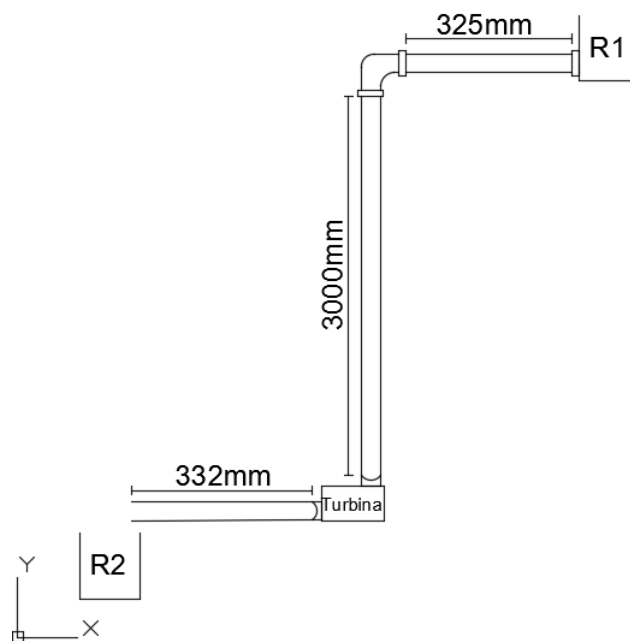


Fonte: Próprios Autores

Construiu-se o experimento com dois baldes de pvc, sendo que *R1* tem um volume de 40 l e nele foi feito um furo de 25,4 mm de diâmetro com uma distância da base de 1000 mm e conectado com um flange de pvc de mesmo diâmetro. Utilizou-se tubos e joelhos de 90° de pvc, ambos de 25,4 mm de diâmetro, (Figura 7) com o intuito de quantificar a vazão. Mediu-se quanto tempo a bomba levaria para bombear o fluido de trabalho do reservatório *R1* até o *R2*. Essa etapa foi repetida 5 vezes.

Para simular uma queda d'água utilizou-se os mesmo baldes, tubos, flange e joelhos, com tamanhos diferentes (Figura 8).

Figura 8 – Ensaio da turbina



Fonte: Próprios Autores

5.2 Materiais

Tabela 1 – Materiais

	Descrição	Qtd
1	Barra de tubos 6 m de PVC soldável 25,4 mm	1 uni.
2	Joelho PVC soldável de 25,4 mm	3 uni.
3	Flange PVC soldável de 25,4 mm	2 uni.
4	Adaptador PVC para bomba 25,4 mm	2 uni.
5	Balde de 40 l	1 uni.
6	Balde de 38 l	2 uni.
7	Manômetro 100 lbs	2 uni.
8	Bucha de redução 02x06 para manômetro	2 uni.
9	Bomba Periférica - modelo BP500	1 uni.

Fonte: Próprios autores

5.3 Descrição dos componentes

5.3.1 Moto Bomba

Foi utilizado uma bomba periférica modelo *BP500* do fabricante Intech Machine (Figura 9) para realizar os experimentos. Cuja ficha técnica se vê na tabela 2.

Figura 9 – Bomba Periférica - modelo *BP500*



Fonte: Próprios Autores

Tabela 2 – Bomba Periférica - modelo *BP500*

Descrição	Valores
Tensão	127 V
Potência do motor	1/2 HP - 0,37 KW
Rotação	3450 RPM
Altura manométrica máxima	26 m
sucção máxima	8 m
vazão máxima	33 l/m
Temperatura máxima da água	40°C
Temperatura máxima do ambiente	80°C
Massa	4,8 Kg

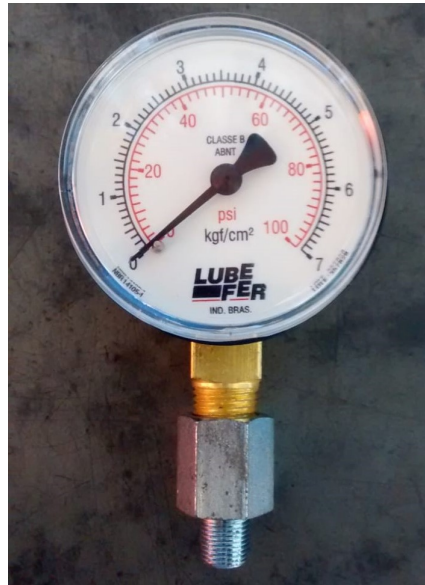
Fonte: Manual do usuário - Intech Machine - bomba periférica *BP500*

Foi garantido a estabilidade da bomba durante os testes, para suportar o peso da canalização de sucção. As conexões foram verificadas, a fim de identificar possíveis pontos de vazamento que poderiam prejudicar os resultados. E por fim, a tubulação e parte da bomba foram preenchidas com água para a correta operação.

5.3.2 Manômetro

Para posteriormente medir a pressão na bancada utilizou-se um manômetro de Bourdon (Figura 10).

Figura 10 – Manômetro de Bourdon



Fonte: Próprios Autores

Através da utilização do instrumento, é possível determinar a pressão interna do sistema. Para encontrar a localização ideal de fixação do manômetro é utilizada a seguinte relação [ÇENGEL; CIMBALA, 2015]:

$$\frac{Le}{D} = 4,4 \cdot Re^{\frac{1}{6}}$$

Onde Le representa o comprimento nominal da distância entre a bomba e o manômetro, D refere-se ao diâmetro da tubulação e Re o número de Reynolds. Realizando o cálculo, temos:

$$\frac{Le}{0,0253} = 4,4(1,6 \times 10^4)^{\frac{1}{6}} \Rightarrow Le = 0,559 \text{ m}$$

Portanto, a distância para instalação dos manômetros é de 0,6 m, tanto para a entrada da bomba, quanto para saída.

5.4 Análise estrutural

A escolha do perfil metálico para a construção das vigas e colunas da bancada se deu após uma análise estrutural que foi realizada levando em consideração: *i*) a simetria da bancada *ii*) a viga que mais recebe esforços. Fez-se duas hipóteses para apoiar a reservatório, a primeira em que ele é apoiado diretamente sobre as vigas 1 e 2, e a segunda em que é apoiado nas vigas 3 e 4 (Figura 11).

Para um reservatório de $0,4 \text{ m}^3$ cuja massa total da água é dada pela equação $m = \rho \cdot v$, onde m é a massa, ρ a densidade da água que equivale 997 kg/m^3 e v o volume. A massa total do reservatório desconsiderando o peso da suas paredes é de $398,8 \text{ kg}$ e que multiplicando pela gravidade temos o peso total de $3,9 \text{ kN}$.

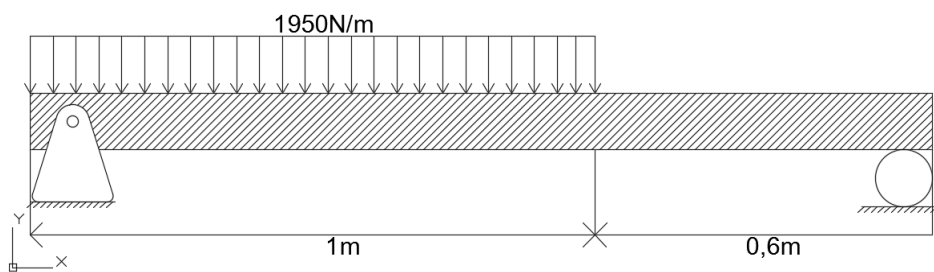
Para a primeira hipótese, os cálculos foram feitos para uma viga simplesmente apoiada, como isso, construiu-se um diagrama de corpo livre (Figura 12), e em seguida foram calculadas as reações nos apoios (Figura 13).

Figura 11 – Desenho esquemático da bancada



Fonte: Próprios Autores

Figura 12 – Viga simplesmente apoiada

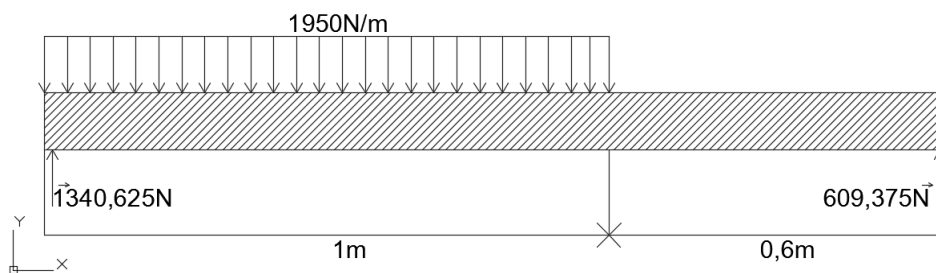


Fonte: Próprios Autores

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow A - 1950 \text{ N} \cdot 1 \text{ m} + B \cdot 1,6 \text{ m} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow A - 1950 \text{ N} \cdot 1 \text{ m} + B = 0$$

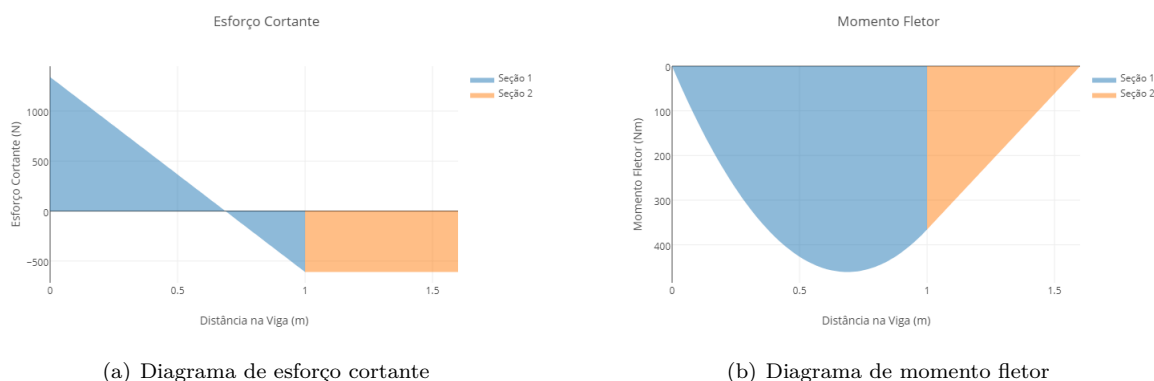
Figura 13 – Reações viga simplesmente apoiada



Fonte: Próprios Autores

Com a obtenção das funções de momento fletor e esforço cortante se construiu os seus gráficos (Figura 14)

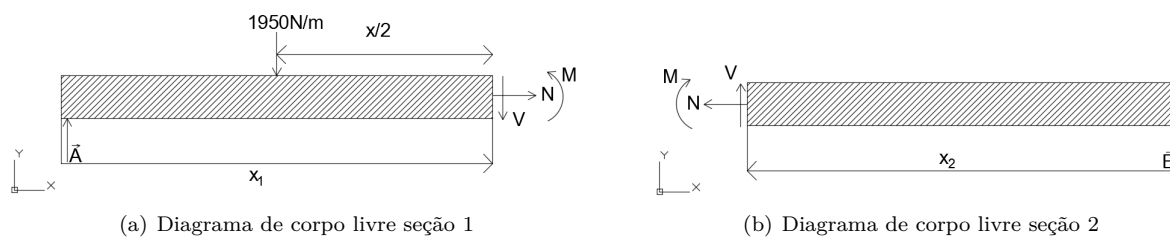
Figura 14 – Diagramas da viga 1 e 2



Fonte: Próprios Autores

Para obtenção da linha elástica dividiu-se a viga em duas seções, *i*) $0\text{ m} \leq x_1 \leq 1\text{ m}$ representada pela figura 15.a e outra de *ii*) $1\text{ m} \leq x_2 \leq 1,6\text{ m}$ representada pela figura 15.b.

Figura 15 – Diagrama de corpo livre seções 1 e 2



Fonte: Próprios Autores

$$\sum M = 0 \Rightarrow M(x_1) = -975x_1^2 + 1340,625x_1$$

$$\sum M = 0 \Rightarrow M(x_2) = -609,375x_2 + 975$$

Sabendo que $EI \frac{d^2v}{dx^2} = M(x)$ e, integrando uma vez as funções de momento encontramos a inclinação da linha elástica e integrando novamente encontramos a deflexão.

Para a seção 1 temos:

$$EI \frac{dv_1}{dx_1} = -325x_1^3 + 670,3125x_1^2 + c_1$$

$$EIv_1 = -81,25x_1^4 + 223,4375x_1^3 + c_1x_1 + c_2$$

Para a seção 2 temos:

$$EI \frac{dv_2}{dx_2} = -304,6875x_2^2 + 975x_2 + c_3$$

$$EIv_2 = -101,5625x_2^3 + 487,5x_2^2 + c_3x + c_4$$

Utilizando as condições de contorno $v_1 = 0$ em $x_1 = 0$ e $v_2 = 0$ em $x_2 = 0$ temos que $c_2 = 0$ e $c_4 = 0$. Utilizando duas condições de continuidade onde a seção 1 se encontra com a seção 2, isto é, $dv_1/dx_1 = dv_2/dx_2$ e $v_1 = v_2$ quando $x_1 = 1$ e $x_2 = 0,6$ temos que $c_3 = -353,4375$ e $c_1 = -223,4375$.

Para a seção 1 temos:

$$EI \frac{dv_1}{dx_1} = -325x_1^3 + 670,3125x_1^2 - 223,4375 \quad (1)$$

$$EIv_1 = -81,25x_1^4 + 223,4375x_1^3 - 223,4375x_1 \quad (2)$$

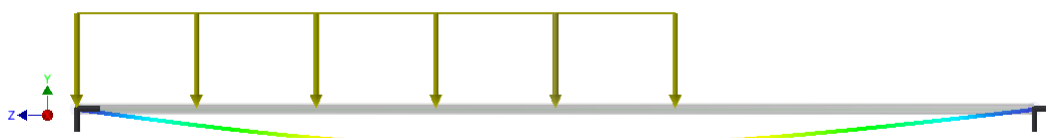
Para a seção 2 temos:

$$EI \frac{dv_2}{dx_2} = -304,6875x_2^2 + 975x_2 - 353,4375 \quad (3)$$

$$EIv_2 = -101,5625x_2^3 + 487,5x_2^2 - 353,4375x_2 \quad (4)$$

Devido as análises estruturais encontramos uma deflexão máxima na seção 1 da viga, como visto na figura 16, e para encontra-la zeramos a equação 1 de modo que a inclinação $dv_1/dx_1 = 0$, é onde está a deflexão máxima, para tal, utilizou-se do método numérico do ponto fixo que indicou três possíveis soluções, porém somente uma se encontra dentro do domínio da equação sendo $x = 0,71 \text{ m}$.

Figura 16 – Representação da deflexão nas vigas 1 e 2



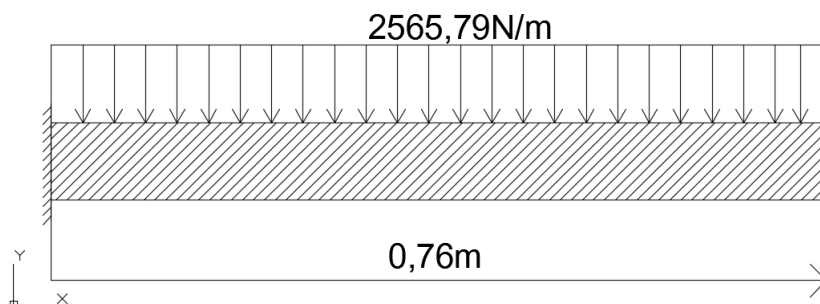
Fonte: Próprios Autores

Ao utilizar $x = 0,71 \text{ m}$ podemos encontrar a deflexão máxima usando a equação 2, o sinal negativo indica um deslocamento no sentido negativo do eixo y .

$$v_{máx} = \frac{-99,32 \text{ N} \cdot \text{m}^3}{EI}$$

Para a segunda hipótese, os cálculos foram realizados como base em uma viga engastada em ambos os lados. Para tal, foi construído um diagrama de corpo livre (Figura 17), e por conseguinte, calculado as reações nos apoios (Figura 18).

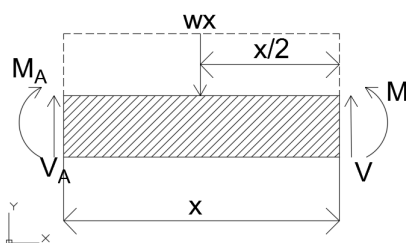
Figura 17 – Diagrama de corpo livre das vigas 3 e 4



Fonte: Próprios Autores

Para encontrar a função de momento utilizou-se o segmento da viga mostrado na figura 18.

Figura 18 – Segmento das vigas 3 e 4



Fonte: Próprios Autores

$$\sum M = 0 \Rightarrow M(x) = -\frac{wx^2}{2} + V_A x - M_A \quad (5)$$

Integrando duas vezes a função 5, obtivemos:

$$EI \frac{dv}{dx} = -\frac{wx^3}{6} + \frac{V_A x^2}{2} - M_A x + c_1 \quad (6)$$

$$EI v = -\frac{wx^4}{24} + \frac{V_A x^3}{6} - \frac{M_A x^2}{2} + c_1 x + c_2 \quad (7)$$

Utilizando as condições de contorno para $x = 0$ onde $v = 0$ e $dv/dx = 0$ conclui-se que $c_1 = 0$ e $c_2 = 0$.

Para $x = L$, $dv/dx = 0$, portanto:

$$V_A = \frac{wL}{3} + \frac{2M_A}{L} \quad (8)$$

e para $x = l$, $v = 0$

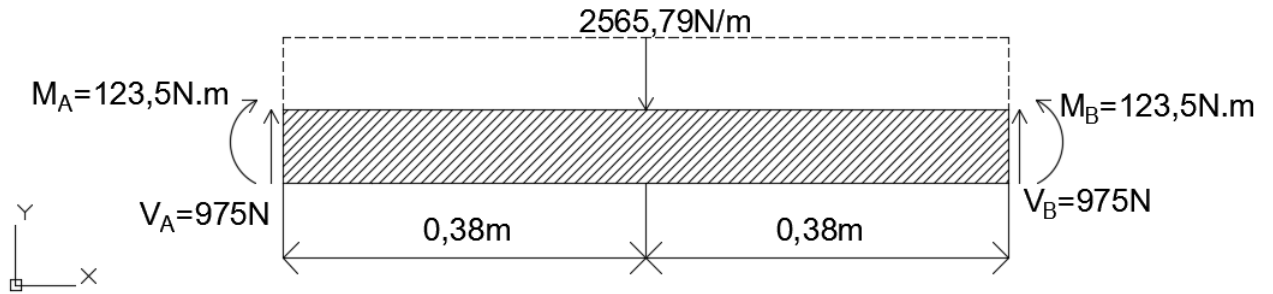
$$V_A = \frac{wL}{4} + \frac{3M_A}{L} \quad (9)$$

Igualando as equações 8 e 9 temos que:

$$wL3 + \frac{2M_A}{L} = \frac{wL}{4} + \frac{3M_A}{L} \tag{10}$$

Isolando M_A da equação 10 encontramos que $M_A = \frac{wL^2}{12}$ e $V_A = \frac{wL}{2}$ com isso calculamos as reações de apoio (Figura 19).

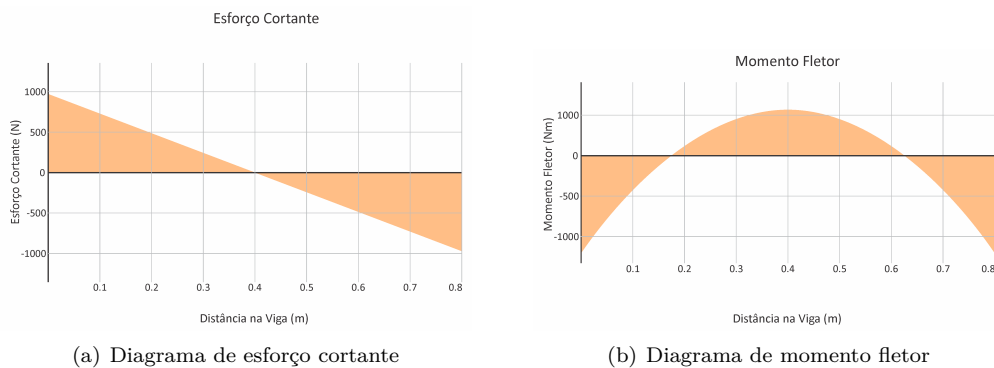
Figura 19 – Segmento das vigas 3 e 4



Fonte: Próprios Autores

Com a obtenção das funções de momento fletor e esforço cortante se construiu os seus gráficos (Figura 20)

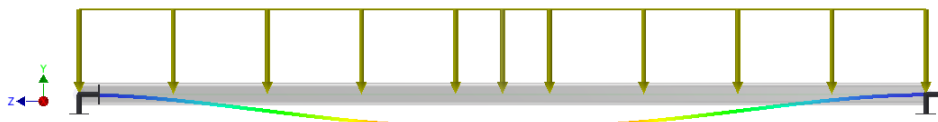
Figura 20 – Diagramas da viga 3 e 4



Fonte: Próprios Autores

Utilizando as equações 6 e 7 para encontrar a deflexão máxima obtivemos a linha neutra (Figura 21).

Figura 21 – Deflexão da linha elástica das vigas 3 e 4



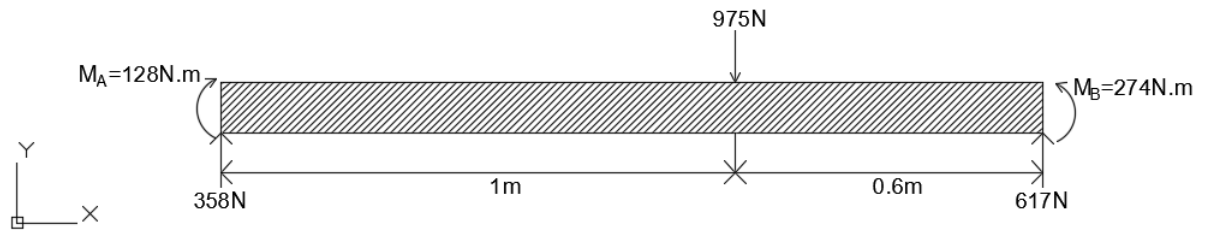
Fonte: Próprios Autores

Por simetria, definiu-se que a deflexão máxima se encontra quando $x = 0,4 \text{ m}$.

$$v = \frac{-2.94 \text{ N} \cdot \text{m}^3}{EI}$$

Como a viga 3 está soldada nas vigas 1 e 2, há reações conforme figura 22. A solução para encontrar os valores das reações se deu de forma análoga a das vigas 3 e 4.

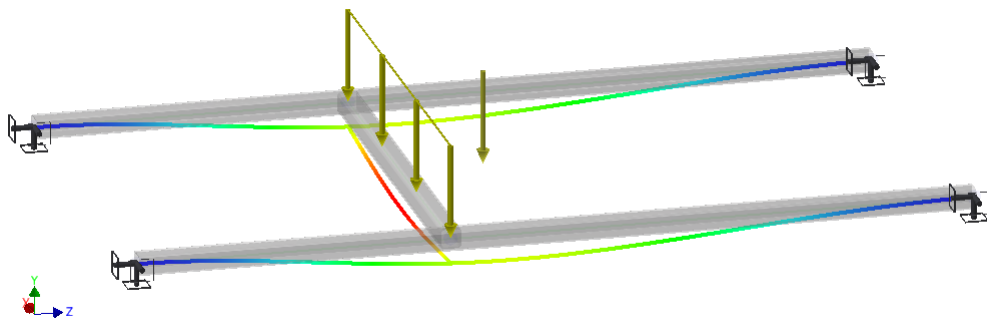
Figura 22 – Reações nas vigas 1 e 2



Fonte: Próprios Autores

Essas reações nas vigas 1 e 2 geram uma deflexão como mostrado na figura 23. Todos os cálculos foram feitos de forma análoga a primeira hipótese que foi feita para as vigas 1 e 2.

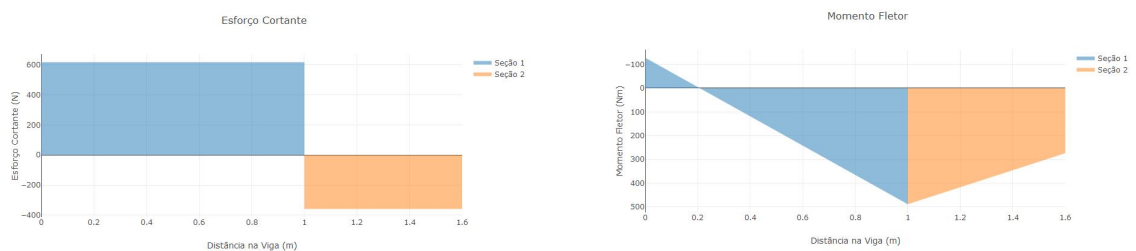
Figura 23 – Deflexão nas vigas 1, 2 e 3



Fonte: Próprios Autores

Com os dados foram construídos os gráficos de esforço cortante e momento fletor (Figura 24).

Figura 24 – Diagramas da viga 3 e 4



(a) Diagrama de esforço cortante

(b) Diagrama de momento fletor

Fonte: Próprios Autores

Como se pode observar no gráfico de momento fletor, a deflexão máxima se dá no $x = 1 \text{ m}$, com isso temos que seu valor é de:

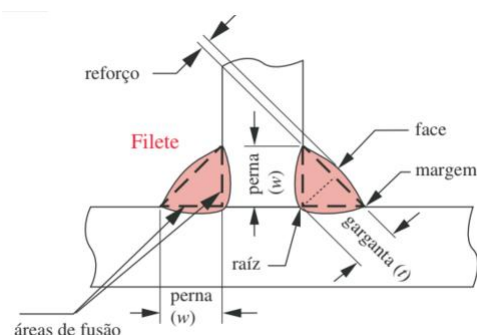
$$v = \frac{-38,81 \text{ N} \cdot \text{m}^3}{EI}$$

Em análise das duas hipóteses a menor deflexão e menor esforço foram na primeira hipótese. Por isso, ficou-se decidido adotá-lo.

5.4.1 Projeto de Solda

As regiões de solda, são em geral, regiões que merecem uma atenção especial ao se projetar equipamentos ou máquinas. Os filetes de solda são em geral nomeados de acordo a figura 25.

Figura 25 – Filete de solda



Fonte: Norton, 2013

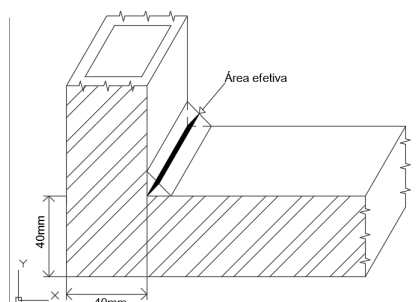
Utilizando o método apresentado por Norton, (2013) e levando em consideração que o carregamento na bancada é estático temos que:

$$f_s = \frac{V}{A_w} \quad f_b = \frac{M}{S_w}$$

Onde f_s é o cisalhamento direto, V o esforço cortante, A_w a área efetiva do cordão de solda, f_b flexão direta, M momento máximo e S_w momento de inércia.

Para dimensionar a solda levou-se em consideração o tipo perfil de aço utilizado como mostra a figura 26.

Figura 26 – Dimensões Tubo de aço



Fonte: Próprios Autores

Sabendo que o esforço cortante no local a ser soldado é de $F_{sc} = 1340$ e dimensionando a solda com 3 mm de perna, sua garganta fica com 2.12 mm, a área efetiva é de $84,84 \text{ mm}^2$, temos uma $f_s = 15,79 \text{ MPa}$

O processo de solda escolhido foi o TIG (*Tungsten Inert Gas*) por ser um processo menos agressivo ao material a ser soldado. O metal de adição, Vareta Titanium 2 da Tecbrás, tem um limite de escoamento de $\sigma = 275 \text{ MPa}$ e utilizando um $FS = 2$ a tensão admissível de escoamento cai pra $\sigma_{adm} = 137,5 \text{ MPa}$ e a tensão admissível de cisalhamento $\tau = 68,75 \text{ MPa}$, assim temos uma força resistente de projeto de $F_{Proj} = 5.832,75 \text{ N}$. Estando em conformidade para esforços de cisalhamento $F_{Proj} > F_{sc}$.

Quanto aos esforço solicitantes de flexão/tração, temos um momento fletor no local a ser soldado de $M = 123,500 \text{ N} \cdot \text{mm}$ e módulo de flexão de $W = 5.098,6 \text{ mm}^3$, assim obtivemos uma tensão solicitante de flexão $\sigma_{flex} = 24,22 \text{ MPa}$ e podemos considerar a tensão de tração na solda $\sigma_{tr} \approx \sigma_{flex}$. Multiplicando a tensão pela área efetiva temos uma força solicitante de flexão $F_{st} = 2.055,02 \text{ N}$. Estando em conformidade para os esforços de resistência a tração $F_{RT} > F_{ST}$.

5.5 Eficiência BFB

Para o cálculo da eficiência BFB foram considerados os seguintes parâmetros obtidos também através do experimento de bombeamento.

Foram bombeados 38 L de água com densidade $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$ entre os reservatórios, com tempo médio da vazão de aproximadamente 120 s. Com esses dados é possível o cálculo da vazão \dot{V} e \dot{m} .

Vazão volumétrica:

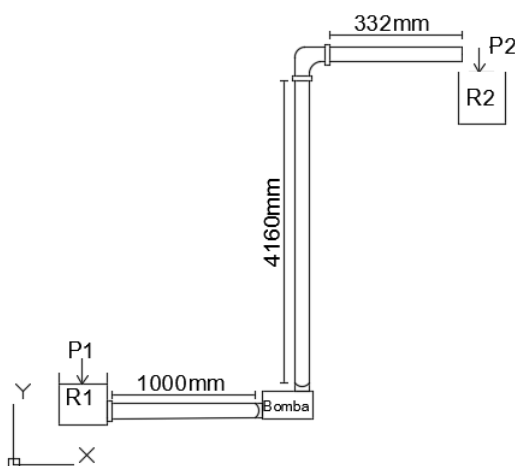
$$\dot{V}_{bomba} = 0,000316 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Vazão mássica:

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} \Rightarrow \dot{m} = 0,316 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Para o cálculo da eficiência da BFB são analisado partes do sistema dos reservatórios do experimento até a obtenção do resultado final.

Figura 27 – Dimensões Tubo de PVC



Fonte: Próprios Autores

Cálculo da velocidade V_1 e V_2 levando em consideração a área dos recipientes que são as mesmas.

$$V_{1,2} = \frac{\dot{V}}{A} \Rightarrow V_{1,2} = 0,0028 \frac{m}{s}$$

5.5.1 Perdas na tubulação

De acordo com Çengel e Cimbala (2015) o fluido do sistema de tubulação que passa através de diferentes conexões possui perdas irreversíveis hL_{total} . Na tubulação a perda de atrito e perda em componentes de conexões, que no caso analisado, é um joelho de 90 graus , uma reentrada e uma saída de canto vivo. Essa perda na tubulação é calculada da seguinte forma:

$$hL_{total} = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \sum K_L \right) \cdot \frac{1}{2g} \cdot (V^2)$$

A perda na tubulação devido alguns acessórios leva em consideração coeficientes correspondentes aos componentes que trazem perdas. No sistema de bombeamento analisado tem-se os seguintes componentes com suas respectivas perdas.[ÇENGEL; CIMBALA, 2015]

Joelho rosqueado $K_L = 0,9$, entrada reentrante $K_L = 0,8$ e saída de canto vivo $K_L = 1$. [ÇENGEL; CIMBALA, 2015]

$$K_L = \sum K_L \Rightarrow K_L = 2,7$$

O fator de fricção de Darcy f é utilizado para calcular a outra perda irreversível de carga em uma tubulação devido ao atrito. Esse fator de atrito se relaciona com o número de Reynolds R_e e com a rugosidade relativa.

$$hL_{total} = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \sum K_L \right) \cdot \frac{1}{2g} \cdot (V^2)$$

$$f = f\left(R_e, \frac{\epsilon}{D}\right)$$

Considerando o diâmetro da tubulação D , a viscosidade μ , densidade ρ e velocidade V da água, temos:

$$R_e = \rho \cdot \frac{V \cdot D}{\mu} \Rightarrow R_e = 1000 \cdot \frac{0,625 \cdot 0,0254}{1,0020 \cdot 10^{-3}} \Rightarrow R_e = 1,6 \cdot 10^4$$

De acordo com Çengel e Cimbala (2015) para $R_e > 4000$, observamos um escoamento turbulento na tubulação.

$$R_e = 1,6 \cdot 10^4 \Rightarrow R_e > 4000$$

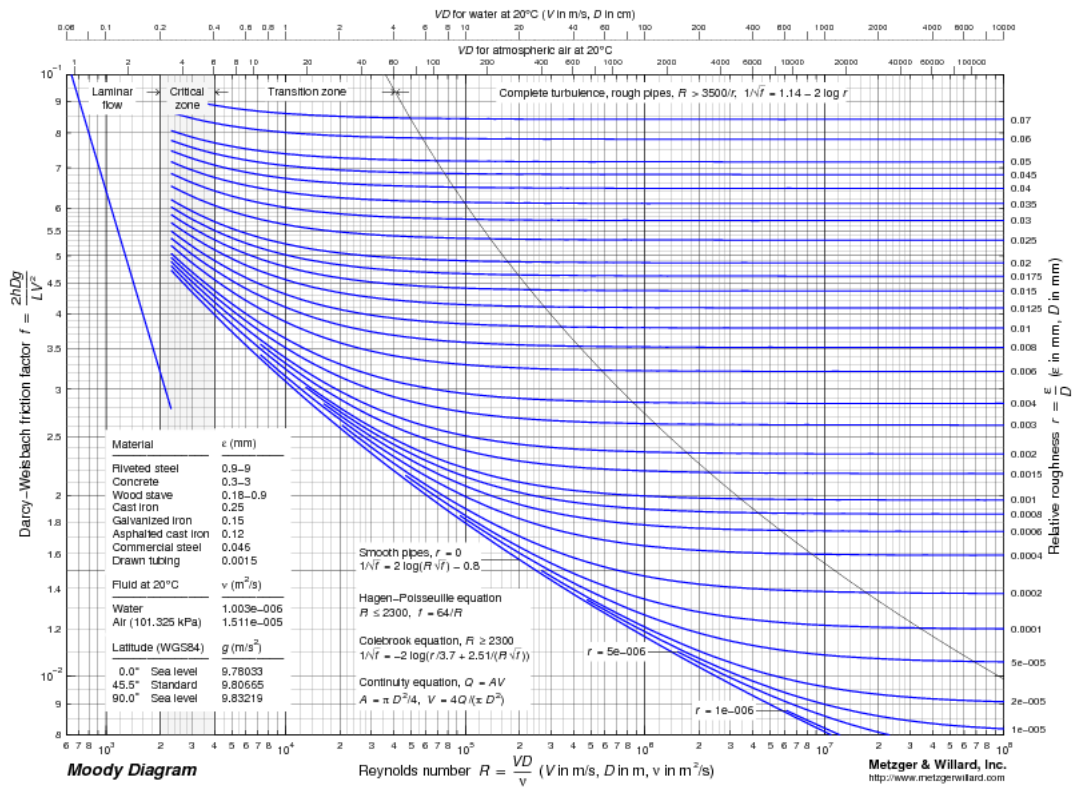
De acordo com Çengel e Cimbala (2015) a rugosidade equivalente dos tubos ϵ que no caso é de PVC, é igual 0 mm . Já o diâmetro é $25,3 \text{ mm}$.

$$f = f\left(R_e, \frac{\epsilon}{D}\right) \Rightarrow f = f(1,6 \cdot 10^4, 0)$$

O diagrama de Moody (Figura 28) é a representação gráfica em escala duplamente logarítmica do fator de atrito de Darcy em função do número de Reynolds e a rugosidade relativa de uma tubulação. [ÇENGEL; CIMBALA, 2015]

Para obtenção o fator de atrito de Darcy f , é preciso analisar os parâmetros encontrados no diagrama de Moody.

Figura 28 – Diagrama de Moddy



Fonte:Çengel e Cimbala (2015)

Encontrado o fator, $f = 0,0259$ de atrito é possível calcular a perda total na tubulação. Considerando diâmetro D e comprimento total da tubulação L :

$$hL_{total} = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \sum K_L \right) \cdot \frac{1}{2g} \cdot (V^2) \Rightarrow hL_{total} = 0,16 \text{ m}$$

5.5.2 Potência mecânica útil

Depois de calculada as perdas é possível calcular a potência mecânica útil que a bomba fornece para água, para posteriormente calcular a eficiência da bomba no sistema.

A equação da energia para escoamento em regime permanente do sistema mostrado na figura 28 pode ser descrita como uma balanço de energia mecânica. [ÇENGEL; CIMBALA, 2015]

$$\dot{E}_{mec,e} = \dot{E}_{mec,s} + \dot{E}_{mec,perda}$$

$$\dot{m} \left(\frac{P_1}{\rho} + \alpha_1 \cdot \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right) + \dot{W}_{bomba,u} = \dot{m} \left(\frac{P_2}{\rho} + \alpha_2 \cdot \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \right) + \dot{E}_{mec,perda} \quad (11)$$

Os parâmetros no Ponto 1 e 2 de acordo com a (Figura 27) são descritos na seguinte tabela:

Tabela 3 – Dados da equação 11.

Descrição	Símbolo	Unidade
Vazão volumétrica	\dot{m}	m^3/s
Pressão	$P_{1,2}$	Pa
Velocidade	$V_{1,2}$	m/s
Fator de correção da energia cinética	$\alpha_{1,2}$	
Densidade da água	ρ	kg/m^3
Gravidade	g	m/s^2
Distância da referência	$z_{1,2}$	m

Fonte: Próprios autores

Obtendo como resultado da equação a potencia mecânica útil da bomba:

$$\dot{W}_{bomba,u} = 0,125 W$$

5.5.3 Cálculo da eficiência

Depois que a carga da bomba útil e a potência de eixo do motor da bomba de $370W$ é conhecida, é possível calcular a eficiência $\eta_{bomba-motor}$ através da seguinte equação: [ÇENGEL; CIMBALA, 2015]

$$\dot{W}_{bomba,eixo} = \frac{\dot{W}_{bomba,u}}{\eta_{bomba}} \Rightarrow \eta_{bomba} = 33\%$$

5.6 Conversão de BFB para BFT

Através das pesquisas teóricas sobre BFT é preciso observar seguintes pontos para a conversão:

- O rendimento de uma BFT é inferior ou até mesmo igual ao da BFB.[VIANA, 2017]
- A BFT deve operar com vazão e queda superiores aos valores máximos da bomba, para se obter o mesmo rendimento.[VIANA, 2017]

O aumento de vazão e queda para BFT são necessários a fim de compensar as perdas internas da máquina, devido a inversão do fluxo. A consequência disso é o aumento da potência de eixo quando a bomba estiver funcionando como turbina. [VIANA, 2017]

Existem várias abordagens sobre o comportamento da conversão da bomba para turbina. Esses estudos visam a definição de padrões que possibilitam a seleção de BFTs para aplicação de de geração de energia elétrica.[VIANA, 2017]

O método desenvolvido por Viana e Nogueira (1990) é capaz de selecionar BFTs através de padrões que foram determinados em ensaios realizados em bombas de fabricantes nacionais.

Dada a altura de queda livre H_t e a vazão do projeto Q_t é possível calcular a rotação específica da máquina n_{qA} , que utiliza inicialmente a rotação $n_t = 3600 rpm$. Caso a rotação específica não seja encontrada dentro da faixa de $40 rps$ a $200 rps$, deve-se recalcular a n_{qA} utilizando n_t de $1800 rpm$. As rotações de $3600 rpm$ e $1800 rpm$ são adotadas prioritariamente por questões econômicas: quanto maior a rotação, menor o custo do grupo gerador.[MEDEIROS, 2004]

$$n_{qA} = \frac{n_t \cdot \sqrt{Q_t}}{(g \cdot H_t)^{\frac{3}{4}}} \cdot 10^3$$

Onde n_{qA} é rotação específica da bomba ou da BFT no Sistema Internacional, n_t a rotação da BFT *rps*, Q_t a vazão BFT em m^3/s , g a aceleração da gravidade em m/s^2 e H_t a altura da BFT *m*.

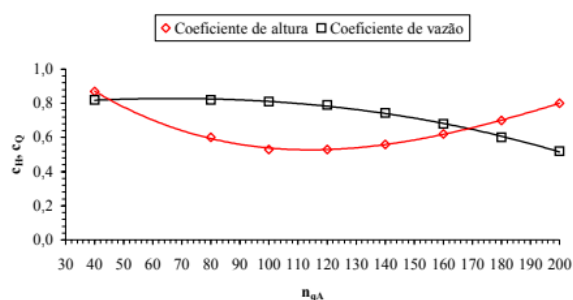
Para fins didáticos e respeitando os parâmetros de conversão de BFB para BFT, os seguintes valores são para mostrar como selecionar uma bomba para operar como turbina:

$$n_{qA} = \frac{60 \cdot \sqrt{0,01}}{(9,81 \cdot 30)^{\frac{3}{4}}} \cdot 10^3$$

$$n_{qA} = 84,45 \text{ rps}$$

Conhecida a rotação específica é possível a determinação dos coeficientes de altura e vazão através da figura 29.

Figura 29 – Coeficientes de altura e vazão



Fonte:Medeiros (2004)

Coeficiente de altura (c_h)=0,56 e Coeficiente de vazão (c_q)=0,82

Após a determinação dos coeficientes é possível calcular a altura e a vazão da bomba. [VIANA, 2017]

$$H_b = c_H \cdot H_t \Rightarrow 0,56 \cdot 30 \Rightarrow H_b = 16,8 \text{ m}$$

$$Q_b = c_Q \cdot Q_t \Rightarrow 0,82 \cdot 0,01 \Rightarrow Q_b = 0,0082 \frac{m^3}{s}$$

Onde H_b é altura da bomba que será utilizada como turbina *m*, C_h coeficiente de altura, H_t altura disponível no aproveitamento (BFT) *m*, Q_b é a vazão da bomba que será utilizada como turbina m^3/s , c_Q é o coeficiente de vazão e Q_t é a vazão disponível no aproveitamento (BFT) m^3/s .

É importante mostrar que os catálogos dos fabricantes não levam em conta rotações de 1800 *rpm* e 3600 *rpm*, pois as bombas operam abaixo dessa velocidade por volta de 1750 *rpm* e 3500 *rpm*. A fim de considerar essa rotação real é preciso fazer um ajuste na altura e na vazão da bomba utilizando a Lei de Semelhanças:

$$H_{ob} = \left(\frac{n_{ob}}{n_b}\right)^2 \cdot H_b \Rightarrow H_{ob} = \left(\frac{3450}{3600}\right)^2 \cdot 16,8 \Rightarrow H_{ob} = 15,43 \text{ m}$$

$$Q_{ob} = \frac{n_{ob}}{n_b} \cdot Q_b \Rightarrow Q_{ob} = \frac{3450}{3600} \cdot 0,0082 \Rightarrow Q_{ob} = 7,85 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

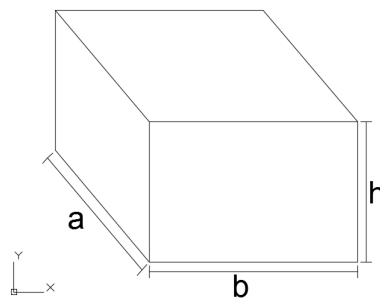
Onde H_{ob} é a altura referente à velocidade nominal da bomba encontrada no catálogo do fabricante em m , n_{ob} a velocidade nominal da bomba encontrada no catálogo do fabricante em rpm , n_b a velocidade da bomba 1800 rpm ou 3600 rpm , H_b a altura referente às velocidades de 1800 rpm ou 3600 rpm , Q_{ob} a vazão referente à velocidade nominal da bomba encontrada no catálogo do fabricante m^3/s , Q_b a vazão referente às velocidades de 1800 rpm ou 3600 rpm em m^3/s .

5.7 Otimização

5.7.1 Reservatório de água

Com o objetivo de diminuir os custos na fabricação do reservatório de água para o sistema, foi realizada uma análise onde ficou definido alguns parâmetros *i*) o reservatório deverá conter $0,4 m^3$ de água; *ii*) ficar apoiado nas colunas 1 e 2 (Figura 11); *iii*) ser um paralelepípedo para facilitar a construção; *iv*) uma vez apoiado nas colunas 1 e 2 o vão livre é de $0,8 m$, conseqüentemente o lado ' a ' (Figura 30) terá essa medida.

Figura 30 – Reservatório



Fonte: Próprios Autores

Sabendo que o volume interno do reservatório é dado por $V = a \cdot b \cdot h$ onde $V = 0,4 m^3$ e $a = 0,8 m$ temos que $h = 1/2b$. O preço para a construção do reservatório é diretamente composto pela área superficial das chapas de aço, e seu custo é em torno de $R\$70,00 m^2$.

Para encontrar a menor área superficial possível utilizamos $S = 2ah + 2bh + ab$, e substituindo o as restrições já apresentadas temos:

$$S = 2 \cdot \frac{4}{5} \cdot \frac{1}{2b} + 2 \cdot b \cdot \frac{1}{2b} + \frac{4b}{5} \Rightarrow S(b) = \frac{4}{5b} + 1 + \frac{4b}{5}$$

Sendo $S(b) \neq 0$, contudo $b \neq 0$. Utilizando o método da primeira derivada para encontrar o ponto de mínimo de $S(b)$:

$$S'(b) = \frac{4b^2 - 4}{5b^2}$$

Analisando $S(b)$ observamos que o mínimo absoluto é $S(b) = 1$, como isso, $b = 1 m$, $h = 0,5 m$ e $a = 0,8 m$. Dando uma área superficial de $2,6 m^2$ e um custo de $R\$ 182,00$ para a fabricação do reservatório.

6 Conclusão

A utilização do motor de indução como gerador para um sistema isolado mostra-se muito interessante, uma vez que se comparado com o gerador síncrono tem um baixo custo para aquisição, outra vantagem é que por ser uma máquina robusta necessita de pouca manutenção, tais vantagens podem ser maximizadas se o gerador de indução estiver interligado com a rede externa, visto que, neste caso o motor de indução trabalhando como gerador poderá ser excitado com a energia reativa advinda própria rede, dispensando assim o banco de capacitores e a regulação de tensão que será determinado pela sistema. É importante salientar que o gerador de indução, para fornecer energia reativa ao sistema, deve operar acima da sua velocidade síncrona.

Os resultados obtidos tanto experimentalmente como teoricamente mostraram que para a conversão de uma bomba em turbina, é necessário que ela opere com o dobro de vazão e altura. Na Bomba Periférica - modelo BP500, utilizada para o experimento, é necessário uma altura manométrica mínima de 52 m e uma vazão mínima de 0,011 m^3/s , mas pelo recursos de altura e vazão disponíveis, não foi possível realizar o teste da conversão (BFT). Como sugestão, para a continuação do trabalho será necessário obter uma BFB com características superiores para que possa acionar a BFT e haja trabalho e geração de energia.

O estudo teórico mostrou que a utilização de BFT's para o aproveitamento de micro e pequenos recursos hidroenergéticos para substituir turbinas convencionais mostra-se bastante satisfatório em função do seu baixo custo de aquisição e manutenção se comparado com turbinas convencionais do tipo Pelton ou Francis.

Realizados estes procedimentos, seleciona-se a bomba, através dos catálogos de fabricantes, que oferece o melhor rendimento possível, que, para a turbina será o mesmo da bomba, na mesma rotação.

Para projetar uma bancada para geração de eletricidade com a conversão de BFB para BFT foi feito um experimento de bombeamento para entender o comportamento de uma BFB. Com o resultado do experimento de bombeamento, é possível observar que a eficiência da mesma está baixa se comparada a uma eficiência padrão de bombas, que operam em média de 40%.

Para montagem da bancada será utilizada uma bomba para bombeamento da água, que estará no reservatório, essa bomba precisará ter no mais que o dobro da potência se comparada à bomba que será utilizada como turbina.

Referências

- ALVEZ, D. D. S. *Contribuição para o estudo e a aplicação de bombas funcionando como turbinas na geração descentralizada*. Dissertação (Mestrado) — Escola de Engenharia da UFMG, 2010. Citado na página 6.
- ANEEL - AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. : Big - banco de informações de geração. Brasília, 2019. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.cfm>>. Acesso em: 08 Abril 2019. Citado na página 6.
- ÇENGEL, Y.; CIMBALA, J. *Mecânica dos fluidos: Fundamentos e aplicação*. 3. ed. [S.l.]: Mc-Graw Hill Brasil, 2015. Citado 7 vezes nas páginas 7, 8, 9, 15, 24, 25 e 26.
- CHAPALLAZ, J.-M.; EICHENBERGER, P.; FISCHER, G. *Manual on pumps used as turbines*. [S.l.]: Vieweg Braunschweig, Germany, 1992. Citado 4 vezes nas páginas 2, 10, 11 e 12.
- DÍEZ, P. F. Turbinas hidráulicas. *Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética. Universidad de Cantabria, Espanha*, 1996. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 9.
- DOMÍNGUEZ, U. S. *Máquinas hidráulicas*. [S.l.]: Editorial Club Universitario, 2013. Citado na página 8.
- FRANCISCO, A. M. S. *Motores de Indução Trifásicos*. [S.l.]: Editora ETEP, 2006. Citado na página 10.
- MEDEIROS, D. d. M. A utilização de bombas operando como turbina e geradores de indução na geração de energia elétrica. Citado na página 27.
- MEDEIROS, D. de M. *A utilização de bombas operando como turbinas e geradores de indução na geração de energia elétrica*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Itajubá, 2004. Citado 3 vezes nas páginas 11, 26 e 27.
- MICHELS, A.; CAUS, T. R. *Energia hidrelétrica: eficiência na geração*. 2014. Monografia (Especialização) Universidade Federal de Santa Maria. Citado na página 9.
- NORTON, R. L. *Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada*. 4. ed. [S.l.]: Bookman Editora, 2013. Citado na página 22.
- TSUTUYA, M. T. *Abastecimento de água*. 1. ed. [S.l.]: Departamento de Engenharia Hidráulica e Sanitária da Escola Politécnica a Universidade de São Paulo, 2006. Citado na página 10.
- VIANA, A. N. C. *Bombas Funcionando como Turbinas*. [S.l.]: SYNERGIA, 2017. Citado 4 vezes nas páginas 2, 12, 26 e 27.
- VIANA, A. N. C.; NOGUEIRA, F. J. H. Bombas de fluxo operando como turbinas—procedimento de seleção. *Universidade Federal de Itajubá, SciELO Brasil*, 1990. Citado na página 26.
- VILANOVA, M. R. N. *Estudo de Grupos Moto-bomba Operando como Grupos Geradores em Microcentrais hidrelétricas*. Dissertação (Mestrado) — UNIFEI, 2008. Citado 2 vezes nas páginas 6 e 11.