

**UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS
UNIDADE DE GRADUAÇÃO ACADÊMICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

LAERCIO HENRIQUE SCHUH

GERAÇÃO DE ENERGIA COM O USO DO PARAFUSO DE ARQUIMEDES

São Leopoldo

2019

LAERCIO HENRIQUE SCHUH

GERAÇÃO DE ENERGIA COM O USO DO PARAFUSO DE ARQUIMEDES

Trabalho de conclusão apresentado como requisito final para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica na Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander

São Leopoldo

2019

Dedico este trabalho à Carmen, minha mãe. Sua dedicação para dar a melhor educação a seus filhos apesar de todas as dificuldades me orgulha ao chegar neste momento.

AGRADECIMENTOS

Pela orientação ao longo do projeto, agradeço ao Professor Paulo Roberto Wander;

À minha esposa, Débora, pela paciência e motivação nas horas dedicadas a este projeto, e que não me deixou desanimar;

Aos meus colegas da CORSAN, em especial ao Jonatan, Daniel e Aurio, que apoiaram e estiveram juntos na etapa de construção e ensaio da turbina de Arquimedes, apontando ideias para que esse projeto se concretizasse;

À CORSAN, por oportunizar o desenvolvimento deste trabalho e de incentivar a formação acadêmica de seus empregados;

Aos meus professores e colegas da Unisinos que estiveram comigo ao longo de destes dez anos de jornada de curso, pelo conhecimento adquirido e amizades construídas;

Aos meus professores do ensino de base, pelo conhecimento e principalmente pela formação como pessoa e profissional.

RESUMO

O estudo de geração de energia com uso do parafuso de Arquimedes vem do interesse da aplicação de tecnologias alternativas que possam suprir a demanda energética de pequenas localidades, visto que o Brasil possui um enorme potencial hidroelétrico. Os principais atributos desta tecnologia são: a sua utilização em quedas d'água de 5 a 15 m, a não necessidade de reservatório de acumulação e a menor agressividade ao meio ambiente, pois sua geometria e característica de operação permitem a passagem de peixes pelo canal da turbina. Desta forma, o objetivo deste trabalho é a construção de um protótipo em escala laboratorial de uma turbina de Arquimedes a fim de estudar os efeitos da variação de vazão sobre a eficiência do modelo, o intervalo em que ela possui melhor rendimento e a relação dos parâmetros de vazão e velocidade de rotação no desempenho da mesma. A metodologia prevê o uso de ferramentas de projeto e manufatura para construção do protótipo e ensaios com o parafuso a uma inclinação de 27° com o plano horizontal. As vazões do experimento variaram de 21% a 185% da vazão nominal de projeto, onde foram coletadas amostras de rotação em diferentes torques gerados a partir da utilização do sistema de frenagem do eixo motriz com um elemento de atrito e contrapeso, semelhante ao freio de Prony, e medição da rotação através de tacômetro digital por foto. Os resultados mostram a versatilidade da tecnologia uma vez que o protótipo utilizado é eficiente para um intervalo que varia de 53% a 115% da vazão nominal, apresenta estabilidade rotacional para determinadas faixas de vazão e indica que a vazão e a rotação têm relação direta na eficiência no intervalo de 84 a 149% da vazão de projeto. Fora desta faixa, as perdas hidráulicas têm forte influência sobre o rendimento.

Palavras chave: Geração de energia. CGH. Turbina de Arquimedes. Eficiência.

ABSTRACT

The study of Archimedes screw power generation comes from the interest of applying alternative technologies that can supply the energy demand of small localities, since Brazil has a huge hydroelectric potential. The main features of this technology are: its use in waters below 5 to 15 m, without the need for accumulation reservoir and less aggressiveness in the environment, because its geometry and operating resources use the passage of fish through the turbine channel. Thus, the objective of this work is to construct a laboratory scale prototype of an Archimedes turbine and study the effects of leakage variation on an efficiency model, the range at which it performs best, and the relationship of leakage and velocity tests of rotation at the same yield. An estimated methodology use of design and manufacturing tools for prototype construction and screw testing at a 27 ° inclination with horizontal plane. As leaks from selected experiments from 21% to 185% of the nominal design leakage, where torsion filters were collected in different torques generated from the use of the drive axle braking system, with a friction and counterweight element with Prony brake assistance, and using tracking through the digital photo tachometer. The results show the versatility of the technology since the prototype is efficient over a range of 53% to 115% of nominal leakage, has rotational performance for leakage ranges and indicates leakage and related statistics directly over a range of 84 to 149% of the project leak. Outside this range, as hydraulics have a strong influence on performance.

Keywords: Power generation, CGH, Archimedes Turbine, Efficiency.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Perfil de uma usina hidrelétrica	22
Figura 2: Campo de aplicação das turbinas Francis, Kaplan e Pelton	23
Figura 3: Parafuso de Arquimedes descrito por Vitruvius	29
Figura 4: Exemplo do parafuso de Arquimedes com três entradas	30
Figura 5: Representação básica da turbina de Arquimedes.....	31
Figura 6: Distribuição de AST pela potência instalada na Europa.....	34
Figura 7: Relação do ângulo de inclinação e o acúmulo de energia nos baldes.....	36
Figura 8: Relação entre o número de filetes com o aumento de energia potencial...	37
Figura 9: Curvas de geração de potência em função da altura e vazão	37
Figura 10: Curva comparativa do rendimento de máquinas hidráulicas.....	39
Figura 11: Estudo prático relacionando a eficiência com o torque	40
Figura 12: Relação da vazão em função do ângulo de inclinação	46
Figura 13: Relação da velocidade de rotação em função do diâmetro externo.....	47
Figura 14: Modelo de carregamento do eixo do parafuso	56
Figura 15: Cúpula de leitura do hidrômetro	58
Figura 16: Representação do freio de Prony.....	59
Figura 17: Representação do funcionamento do tacômetro ótico	60
Figura 18: Montagem da turbina	62
Figura 19: Vista frontal do parafuso de Arquimedes	63
Figura 20: Vista 3D do parafuso e parafuso manufaturado.....	63
Figura 21: Projeto do parafuso dividido para a impressão	64
Figura 22: Diagrama do momento fletor do eixo	65
Figura 23: Diagrama da flecha de deflexão.....	66
Figura 24: Modelo em 3D e eixo manufaturado	66
Figura 25: Montagem da calha em tubo PVC.....	67
Figura 26: Modelo em 3D e mancal de rolamento manufaturado.....	68
Figura 27: Suporte metálico da turbina	68
Figura 28: Montagem do protótipo no tanque decantador.....	69
Figura 29: Representação do freio aplicado no protótipo.....	70
Figura 30: Montagem do freio e a balança usada para aferição das massas	71
Figura 31: Tacômetro ótico utilizado para o ensaio.....	71
Figura 32: Ajuste do ângulo inclinação de 27° do conjunto.....	73

Figura 33: Turbina operando com 1,41 l/s.....	75
Figura 34: Gráfico de Eficiência x Torque para diversas vazões.....	76
Figura 35: Gráfico relacionando a Rotação x Torque para diversas vazões	77
Figura 36: Gráfico de Eficiência x Vazão para cada torque aplicado	78
Figura 37: Gráfico de Vazão x Rotação para cada torque aplicado	80
Figura 38: Gráfico de Eficiência x Rotação para cada torque aplicado	81

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Panorama da distribuição das fontes de energia no Brasil.....	25
Tabela 2: Potencial hidrelétrico brasileiro em cada estágio (em MW).....	26
Tabela 3: Consumo de energia elétrica por região no Brasil (em GWh)	26
Tabela 4: Pesquisa com a capacidade das turbinas de Arquimedes na Europa.....	34
Tabela 5: Pesquisa com a capacidade, dimensão de turbina e tempo de instalação	34
Tabela 6: Comparação das turbinas para curva de potência de 100 kW	38
Tabela 7: Valores definidos para a geometria do parafuso helicoidal	62
Tabela 8: Forças atuantes sobre o eixo	64
Tabela 9: Valores das massas e do torque calculado	73
Tabela 10: Parâmetros pré-estabelecidos para o ensaio	73
Tabela 11: Potência hidráulica disponível para cada vazão.....	74
Tabela 12: Resultados do ensaio com os piores rendimentos	79
Tabela 13: Análise de velocidade de rotação dos gráficos de Torque	81
Tabela 14: Resultados do ensaio com melhor desempenho.....	82

LISTA DE SIGLAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
AST	Archimedian Screw Turbine
BIG	Banco de Informações de Geração da ANEEL
CGH	Central Geradora Hidrelétrica
CORSAN	Companhia Riograndense de Saneamento
ETA	Estação de Tratamento de Água
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia
PCH	Pequena Central Hidrelétrica
PVC	Policloreto de Vinila

LISTA DE SÍMBOLOS

P_{hidr}	Potência nominal de geração (W)
Q_n	Vazão nominal (m^3/s)
H	Altura de queda de água (m)
$\gamma_{\text{água}}$	Peso específico da água (N / m^3)
n	Velocidade de rotação (RPM)
P_u	Potência útil (kW)
n_t	Rendimento total (adimensional)
H_u	Altura de queda efetiva (m)
E	Potencial de geração de energia (kWh)
E_{anual}	Potencial de geração de energia em um ano (kWh)
q	Fator de vazão (adimensional)
D	Diâmetro externo do parafuso (m)
Q	Vazão útil (m^3 / s)
δ	Relação de diâmetros do parafuso (adimensional)
d	Diâmetro interno (m)
σ	Relação entre passo e diâmetro externo (adimensional)
S	Passo do parafuso (m)
β	Ângulo de inclinação do parafuso (deg)
a	Número de hélices do parafuso (adimensional)
L	Comprimento do parafuso (m)
Q_l	Vazão de vazamento de fuga (m^3 / s)
s_{sp}	Folga entre o parafuso e a calha (m)
P_{mec}	Potência mecânica (kW)
T	Torque ($N.m$)
ω	Velocidade angular (rad / s)
P_{vh}	Potência hidráulica (cv)
P_n	Potência nominal (cv)
e	Fator de perda por atrito (adimensional)
P_{vl}	Perda de potência por vazamento de fuga (cv)
Q_l	Vazão de vazamento (m^3 / s)

P_{va}	Perda de potência na saída do fluido (kW)
n_{mec}	Eficiência do conjunto mecânico (adimensional)
l_2	Fator de atrito por vazamento (adimensional)
P_A	Potência requerida para o acionamento ($c\upsilon$)
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Máxima tensão normal de flexão (MPa);
$M_{m\acute{a}x.}$	Momento fletor máximo ($N \cdot mm$)
I	Momento de inércia da geometria transversal (mm^4)
c	Distância entre a linha neutra e a extremidade da seção
S_y	Tensão de escoamento do material (MPa)
υ	Deflexão do material (mm)
F_q	Carga aplicada (N)
E	Módulo de elasticidade do material (MPa)
x	Distância do ponto de deflexão (mm)
l	Comprimento da barra (mm)
$F_{contrapeso}$	Força do peso fixado no cordão (N)
R_{eixo}	Raio do eixo (m)
$D_{cord\~{a}o}$	Diâmetro do cordão (m)
$m_{\acute{a}gua}$	Massa de água (kg)
$m_{parafuso}$	Massa do parafuso (kg)
d_{eixo}	Diâmetro do eixo (m)

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 JUSTIFICATIVA.....	18
1.2 OBJETIVOS.....	19
1.2.1 Objetivos gerais	19
1.2.2 Objetivos específicos	19
1.3 DELIMITAÇÃO DO TEMA	19
2 REFERENCIAL TEÓRICO	21
2.1 GERAÇÃO DE ENERGIA HIDRELÉTRICA.....	21
2.2 POTENCIAL HIDRO ENERGÉTICO DO BRASIL.....	24
2.3 GERAÇÃO DE ENERGIA EM PEQUENA ESCALA NO BRASIL	27
2.4 VANTAGENS DA GERAÇÃO EM PEQUENA ESCALA	28
2.5 PARAFUSO DE ARQUIMEDES	29
2.5.1 História	29
2.5.2 Funcionamento	30
2.5.3 Vantagens e panorama mundial de aplicação da tecnologia	32
2.5.4 Características e eficiência	35
2.5.5 Projeto e dimensionamento	41
2.5.5.1 Requisitos de projeto	41
2.5.5.2 Determinação da vazão	41
2.5.5.3 Diâmetro externo	42
2.5.5.4 Diâmetro interno	43
2.5.5.5 Relação entre o passo e o diâmetro externo	43
2.5.5.6 Número de entradas do parafuso	44
2.5.5.7 Ângulo de Inclinação.....	45
2.5.5.8 Velocidade de rotação	46

	14
2.5.5.9 Vazão de vazamento entre a calha e as lâminas.....	47
2.5.5.10 Determinação da eficiência.....	48
2.5.5.11 Cálculo da potência requerida de acionamento do parafuso	52
3 METODOLOGIA.....	53
3.1 DIMENSIONAMENTO DO PROTÓTIPO.....	53
3.1.1 Projeto e dimensionamento do parafuso helicoidal	53
3.1.2 Dimensionamento do eixo	55
3.1.3 Estrutura.....	57
3.2 METODOLOGIA APLICADA AO ENSAIO.....	57
3.2.1 Eficiência da turbina.....	57
3.2.2 Medição de vazão	58
3.2.3 Medição de torque	59
3.2.4 Medição de rotação do eixo	60
4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DE RESULTADOS	61
4.1 PROJETO E CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO.....	61
4.1.1 Dimensionamento do parafuso helicoidal.....	62
4.1.2 Eixo metálico.....	64
4.1.3 Tubo e conexão de PVC	66
4.1.4 Mancais de rolamento	67
4.1.5 Estrutura metálica de suporte	68
4.1.6 Bomba centrífuga linhas de sucção e recalque	69
4.1.7 Medição de vazão	70
4.1.8 Medição de torque	70
4.1.9 Medição da rotação	71
4.1.10 Custo do protótipo.....	72
4.2 REALIZAÇÃO DO ENSAIO	72
4.3 ANÁLISE DE RESULTADOS.....	75

	15
4.3.1 Análise sob o aspecto do aumento de torque.....	76
4.3.2 Análise de eficiência sob o aspecto da vazão do parafuso	77
4.3.3 Análise sob aspecto da velocidade de rotação.....	80
5 CONCLUSÃO	83
5.1 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	83
6 REFERÊNCIAS	85

1 INTRODUÇÃO

A eletricidade é um fator fundamental para o desenvolvimento da humanidade na era moderna. Sua invenção permitiu a conservação dos alimentos, a iluminação artificial e a criação de novas máquinas e equipamentos. Seu índice de consumo indica o desenvolvimento econômico de uma nação.

A energia elétrica, do ponto de vista físico, são cargas elétricas negativas (elétrons) que se deslocam através de um condutor, normalmente metálico, devido à diferença de potencial entre as suas extremidades. É gerada através do movimento rotatório de uma turbina transformando a energia cinética do movimento do eixo em eletricidade num gerador. Suas principais fontes são a energia térmica, eólica, hídrica e solar. Dentre as fontes mais utilizadas, a energia proveniente dos cursos d'água é a segunda de maior relevância: atualmente 17% de toda energia elétrica produzida no mundo vem desta fonte. Já no Brasil é a maior fonte, com um percentual que chega a 65% no ano de 2016. (EPE, 2016).

A geração de energia hidrelétrica depende de algumas condições inerentes aos cursos d'água: vazão e altura de queda, que pode ser visto na equação 1, que fundamenta a potência nominal de geração de energia elétrica (SOSNOSKI, 2015):

$$P_{hidr} = \gamma_{\text{água}} \cdot Q \cdot H \quad (W) \quad (1)$$

Onde:

P_{hidr} = potência nominal de geração (W);

Q_n = vazão nominal (m^3/s);

H = queda de água (m);

$\gamma_{\text{água}}$ = peso específico da água (N/m^3).

Além disso, a viabilidade das usinas hidrelétricas está ligada à eficiência de seus equipamentos. A turbinas Kaplan e Francis, usadas tanto para baixos quanto a elevados níveis de queda, e a turbina Pelton, apropriada para alturas acima de 200m, são as mais utilizadas, porém, nenhuma é eficiente para alturas inferiores a 10m de queda para geração de energia (ANEEL, 2003).

Atualmente, a geração de energia elétrica se resume às grandes hidrelétricas, sendo a China, Canadá e o Brasil os países com o maior número de instalações de grande porte. Porém, segundo Wolke (2019), os novos empreendimentos deste porte enfrentam uma série de problemas: não há muitos locais com esse potencial de exploração e principalmente, há entraves ambientais devido aos prejuízos causados pela grande área alagada dos reservatórios destas usinas. Há ainda o prejuízo socioeconômico causado às comunidades que vivem nas regiões próximas. Outro dado que mostra o desgaste deste modelo indica que até a década de 90, o estoque máximo de energia nos reservatórios das grandes hidrelétricas suportava períodos de seca de até 3 anos sem a contribuição de outras fontes de energia. Já em 2017, esse valor é estimado em 4 meses.

Desta forma, afim de explorar o potencial hídrico disponível sem gerar tantos impactos negativos, vêm ganhando destaque os empreendimentos de porte menor, chamados de centrais geradoras hidrelétricas, quando a capacidade de geração é de até 5 MW, e pequenas centrais hidrelétricas, quando a potência de geração explorada é de 5 a 30 MW (ANEEL, 2012). Elas se destacam devido às suas características: não necessitam de grandes vazões e quedas d'água, se adequando geralmente na faixa de 5 a 15m, não necessitam de grandes reservatórios e seu licenciamento é mais ágil. A finalidade deste tipo de usina é gerar eletricidade às pequenas comunidades, em locais afastados dos centros urbanos, ou ainda para uso particular em empresas e áreas rurais.

Assim exposto, uma alternativa para gerar energia hidrelétrica em pequena escala é o parafuso de Arquimedes. Concebido para elevar a água, sua autoria é atribuída à Arquimedes de Siracusa, filósofo e matemático grego que viveu entre 287 e 212 a.C. Constituído por uma geometria helicoidal, ele é colocado sob uma calha ou dentro de um tubo onde é rotacionado livremente. A extremidade inferior do parafuso está submersa na água a ser elevada ao reservatório superior a medida que é aplicado um torque ao parafuso. Os primeiros relatos de sua utilização foram na drenagem de navios e na irrigação na bacia do Rio Nilo. Já para a geração de energia, o parafuso tem seu movimento invertido: a água percorre o trajeto do reservatório superior ao inferior aproveitando a energia potencial da água na queda. Ao mesmo tempo, ele está acoplado a um gerador fixado na parte superior da instalação para geração de energia elétrica proveniente da energia mecânica gerada no eixo.

No início dos anos 2000, surgiram as primeiras usinas de geração de energia com uso do parafuso de Arquimedes. Trabalhos recentes indicam que seu uso é quase que restrito aos países da Europa, destacando-se a Alemanha e o Reino Unido com o maior número de usinas, com uma capacidade de geração que varia de 1 a 140 KW (LASHOFER *et al.*, 2012).

Estudos ainda indicam que suas características favorecem a utilização mesmo com vazões de descarga reduzidas, partindo de 20% de sua vazão nominal, além da adaptação a pequenos desníveis: 3 m até 15m, pois sua eficiência está ligada à baixa inclinação do parafuso, entre 22° e 35° (NAGEL, 1968). Além disso, não requer grandes áreas de alagamento e permite a passagem de peixes por sua estrutura, sendo assim mais adequada ambientalmente (LUBITZ *et al.*, 2013)

A utilização do parafuso de Arquimedes como turbina é uma tecnologia recente, por isso há muitas pesquisas voltadas à eficiência do equipamento, cujos estudos estão voltados à variação de parâmetros construtivos como: ângulo de inclinação do parafuso, vazão de entrada, número de filetes e ângulo de geometria da hélice.

1.1 JUSTIFICATIVA

O motivo pelo qual este trabalho tem a sua relevância é mostrar a viabilidade técnica deste tipo de usina para pequenas localidades ou empresas que consigam explorar os cursos d'água, considerando a grande capacidade hídrica do país. O parafuso de Arquimedes aproveita a variabilidade das condições do local, cujas características se apresentam abaixo:

- É utilizado em quedas d'água de até 15 metros;
- Suporta variações de vazão mantendo a eficiência;
- Robusta, podendo a água conter partículas que não prejudicam a sua operação;
- Construção e operação simplificada comparada com as outras usinas de geração de energia;
- Vida útil elevada;
- Preserva a fauna aquática e promove a oxigenação do leito.

Assim exposto, não há ainda no Brasil registros do uso do parafuso de Arquimedes como turbina de geração, ficando restrito seu uso a elevação de fluidos e partículas sólidas, principalmente na área de tratamento de esgotos.

Dessa maneira, esta pesquisa visa investigar a eficiência desta tecnologia com a variação de vazão de entrada da turbina, pois este parâmetro é dependente da sazonalidade do local e do clima. Sendo assim, fundamentais para avaliar a viabilidade de um projeto deste tipo de usina.

Portanto, é importante o estudo de alternativas para dar suporte ao setor elétrico, como a construção de micro usinas elétricas, aproveitando o potencial hídrico brasileiro, rico em rios e lagos, os quais possuem no mínimo pequenas quedas d'água ou represas onde se possa aproveitar a energia potencial da água para movimentar geradores de energia.

1.2 OBJETIVOS

Os objetivos deste trabalho estão divididos em objetivos gerais e objetivos específicos.

1.2.1 Objetivos gerais

Avaliar a eficiência do parafuso de Arquimedes de forma experimental a partir da construção de um protótipo onde será analisada a eficiência num programa em que ocorre a variação de vazão de água do sistema.

1.2.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos são:

- Caracterizar o modelo mais eficaz de parafuso de Arquimedes para as condições vazão de água e rotação do eixo motriz;
- Avaliar a relação de dependência entre os parâmetros de vazão e rotação do parafuso no desempenho da turbina.

1.3 DELIMITAÇÃO DO TEMA

O protótipo a ser criado para a experiência limita-se a averiguar a eficiência nas condições de variabilidade da vazão de alimentação da turbina para uma determinada inclinação. Não serão investigados outros parâmetros da geometria do parafuso,

como o ângulo da hélice, número de filetes, e a relação dos diâmetros interno e externo. Para esses valores, será adotado valores teóricos unicamente para montagem de um protótipo. Além disso, não será analisada a condição de inundação da extremidade inferior do parafuso, condição esta que ficará emergível para o escoamento da água.

Do ponto de vista matemático, será analisada apenas a potência hidráulica e mecânica gerada nos testes afim de elaborar as curvas de eficiência com a variação da vazão de entrada da água e aplicação variável de torque. Neste caso, as perdas de carga geradas pelo atrito dos equipamentos e do contato da água serão desconsideradas.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

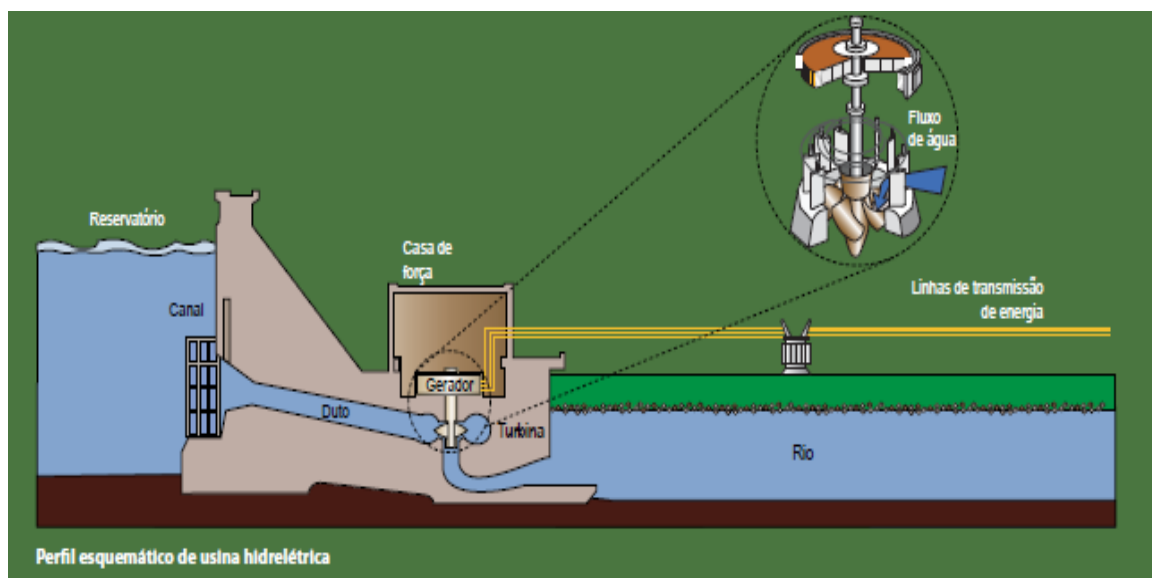
Neste capítulo serão abordados os temas relativos a geração de energia hidrelétrica, sua definição, características, capacidade hidro energética brasileira e vantagens da geração hidrelétrica de pequeno porte. Na segunda parte será esmiuçado a literatura relativa ao parafuso criado por Arquimedes: a história, funcionamento, vantagens e projeto de dimensionamento.

2.1 GERAÇÃO DE ENERGIA HIDRELÉTRICA

A produção de energia hidrelétrica depende da integração da vazão do rio, a quantidade de água disponível em determinado período de tempo, além dos desníveis do relevo, seja eles naturais, como as quedas d'água, ou artificiais, com a construção de barragens para o represamento dos cursos d'água, formando um reservatório de acumulação de energia potencial hidráulica. (ANEEL, 2008).

Junto à barragem há sistemas de captação e adução de água formados por túneis e condutos metálicos que têm a função conduzir a água até a casa de força, onde se encontram as turbinas, que são constituídas por uma série de pás ligadas a um eixo conectado ao gerador. Com o movimento giratório, as turbinas convertem a energia cinética do movimento da água em energia mecânica, que conseqüentemente é convertida em energia elétrica através de geradores de eletricidade acoplados ao eixo. Os geradores são compostos por um rotor (imã) que gira no interior de uma bobina (estator), gerando uma corrente elétrica. Em seguida, esta energia produzida irá para as subestações onde será transmitida aos centros de consumo. Ao passar pela turbina a água é conduzida ao leito natural a jusante por canais de fuga. Por fim, a barragem ainda possui vertedouros, cuja função é permitir a saída de água sempre que a quantidade for maior que a necessária para o armazenamento ou geração de energia (ANEEL, 2008). A Figura 1 mostra o esquema de uma usina hidrelétrica.

Figura 1: Perfil de uma usina hidrelétrica



Fonte: ANEEL (2008, p.2)

A aplicação do tipo de turbina no projeto de usinas hidrelétricas depende dos valores prefixados da descarga Q , da queda disponível H e do número de rotações n . Para esse conjunto de valores, deve-se procurar um rendimento máximo n_t . Conforme as circunstâncias, uma turbina pode ser solicitada a operar com valores diversos de Q , H e n . Por isso, quando da escolha da turbina deve-se conhecer o comportamento do rendimento total quando ocorre a variação de uma dessas grandezas (MACYNTIRE, 1983).

As grandezas que caracterizam o funcionamento de uma turbina são:

- Queda disponível H , expressa em metros;
- Descarga Q , expressa em $m^3 \cdot s^{-1}$;
- Velocidade n , dada em RPM ;
- Momento resistente útil M , em $kgf \cdot m$;
- A potência útil P_u , em kW ;
- Rendimento total n_t ;

Ainda segundo (MACYNTIRE, 1983), não é possível estabelecer uma expressão simples que traduza os efeitos da dependência das grandezas mencionadas, sendo necessária a aplicação experimental para calcular a eficiência total. Com os ensaios de laboratório e o estudo da similaridade geométrica e hidrodinâmica é possível analisar como varia a vazão, rotação da turbina e potência

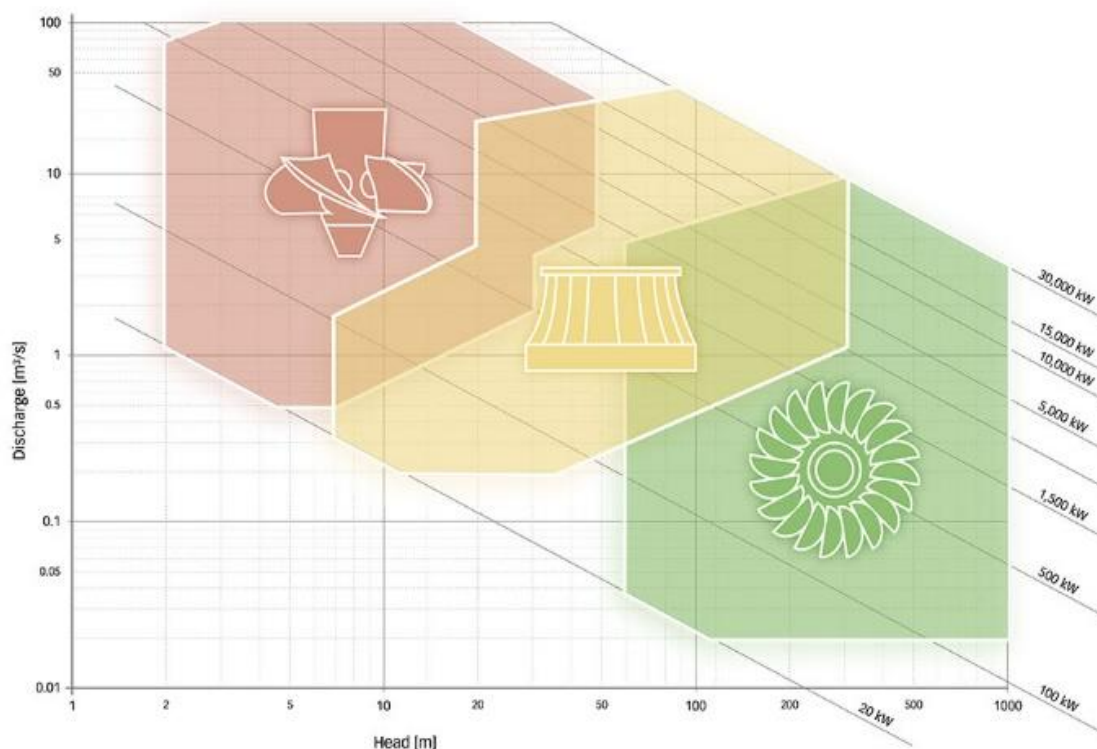
com a queda H ; analisar como varia o rendimento em função do número de rotações, da vazão e da potência; como é o comportamento de turbinas geometricamente semelhantes sob a mesma queda; e como se comporta as turbinas geometricamente semelhantes sob quedas diferentes.

As usinas hidrelétricas normalmente utilizam três tipos de turbina, conforme as condições e demandas impostas ao local (MACYNTIRE, 1983):

- Turbina Francis: de reação e ação total centrípeta, se adapta a baixas e elevadas alturas de queda;
- Turbina Kaplan: turbina axial a hélice, utilizada para quedas de 10m a 70m;
- Turbina Pelton: turbina de ação tangencial, aplicada para quedas de 200m a 1500m.

A Figura 2 traz graficamente o campo de aplicação das três turbinas citas em função da vazão de descarga e altura de queda.

Figura 2: Campo de aplicação das turbinas Francis, Kaplan e Pelton



Fonte: Niederle (2018).

A potência nominal não considera as perdas de carga provocadas pela turbina e altura útil da planta, equivalente altura efetiva de queda (SOSNOSKI, 2015). Então, a potência útil é relacionada com um fator de eficiência, conforme equação 2:

$$P_u = n_t \cdot Q \cdot H_u \cdot g \cdot \rho_{\text{água}} \quad (2)$$

Onde:

n_t = rendimento total de geração (adimensional).

H_u = queda efetiva (m).

Já o cálculo da energia gerada deve ser representado pela integração de potência útil ao longo de um intervalo de tempo. Assim, é possível comparar a produção de energia com a demanda de consumo (SOSNOSKI, 2015). A equação 3 demonstra a capacidade de geração de energia.

$$E = \int_{t_1}^{t_0} n_t \cdot Q \cdot H_u \cdot g \cdot \rho_{\text{água}} \quad (3)$$

Onde:

E = potencial de geração de energia (kWh).

Conforme Sosnoski (2015), os estudos de potencial hídrico de determinado local são avaliados normalmente para um período mínimo de um ano, o que pode ser visto na equação 4:

$$E_{\text{anual}} = E \cdot 8760 \text{ (kW)} \quad (4)$$

Sendo:

E_{anual} = potencial de geração de energia em um ano (kW/ano);

2.2 POTENCIAL HIDRO ENERGÉTICO DO BRASIL

Com relação às instalações hidrelétricas de pequeno porte, o Banco de Informações de Geração - BIG (ANEEL, 2018), relativo ao 4º trimestre de 2018, mostra que há instaladas 427 PCH's em todo o território brasileiro, com uma capacidade instalada de aproximadamente 5157 MW. Ainda há 696 centrais geradoras de energia hidrelétrica, com potência instalada de 695 MW. A Tabela 1 mostra o panorama da

distribuição das fontes de energia geradas no país, mostrando ainda a grande dependência das grandes usinas hidrelétricas, com um percentual de 60,1% da capacidade total da matriz energética no ano de 2018.

Tabela 1: Panorama da distribuição das fontes de energia no Brasil

Tipo	Quantidade	% do total	Potência instalada (kW) ^{1/}	% do total
Usina Hidrelétrica de Energia – UHE	217	3,0	98.286.811	60,1
Pequena Central Hidrelétrica – PCH	427	5,9	5.157.380	3,2
Central Geradora Hidrelétrica – CGH ^{2/}	696	9,7	695.138	0,4
Central Geradora Undi-elétrica - CGU	1	0,0	50	0,0
Usina Termelétrica de Energia – UTE	3001	41,7	41.337.216	25,3
Usina Termonuclear – UTN	2	0,0	1.990.000	1,2
Central Geradora Eolielétrica – EOL	585	8,1	14.390.293	8,8
Central Geradora Solar Fotovoltaica – UFV ^{3/}	2273	31,6	1.797.580	1,1
Total	7.202	100	163.654.468	100

Fonte: ANEEL (2018).

Observa-se ainda pela Tabela 1 que, dividindo a potência instalada pelo número de instalações, a potência média nas instalações de PCH é de 12 MW por unidade, enquanto que as centrais geradoras hidrelétricas tem uma média de quase 1 MW por unidade.

Outro fator que demonstra a importância dos recursos hídricos é quando se verifica o potencial a ser explorado no país. Conforme Eletrobrás (2018), a matriz hídrica representa um total de 246 GW de potência, sendo 107,4 GW a capacidade instalada e em operação. O país possui ainda aproximadamente 95,2 GW de potência a ser explorada em locais com estudo técnico: locais inventariados, com viabilidade, em fase de projetos e em construção. Há ainda uma estimativa de potencial hidrelétrico de 43 GW para locais sem estudos técnicos. A Tabela 2 traz detalhadamente o potencial hídrico no país.

Tabela 2: Potencial hidrelétrico brasileiro em cada estágio (em MW)

<i>Região</i>	<i>Total Estimado (MW)</i>	<i>Inventário (MW)</i>	<i>Viabilidade (MW)</i>	<i>Projeto Básico (MW)</i>	<i>Construção (MW)</i>	<i>Operação (MW)</i>	<i>Total Geral (MW)</i>
Norte	26.851,39	35.315,44	3.144,00	910,47	30,00	32.297,37	98.548,67
Nordeste	639,18	2.446,51	6.991,90	424,36	0,00	11.579,88	22.081,83
Sudeste	4.018,40	9.444,86	3.119,10	1.199,00	56,35	25.885,43	43.723,14
Centro-Oeste	8.496,56	16.157,45	480,00	1.153,32	774,76	12.820,55	39.882,64
Sul	3.612,50	9.410,07	1.902,83	1.737,44	503,97	24.837,64	42.004,45
Total	43.618,03	72.774,33	15.637,83	5.424,59	1.365,08	107.420,87	246.240,73

Fonte: Eletrobrás (2018).

Se tratando de demanda de energia elétrica, a Tabela 3 mostra o consumo energético do Brasil no período de 2012 a 2016. Ela mostra que quase metade do consumo do país se concentra na região sudeste, com 49,9%, seguidos da região Sul e Nordeste, com 17,8% e 17,4% respectivamente (EPE, 2016).

Tabela 3: Consumo de energia elétrica por região no Brasil (em GWh)

Região	2012	2013	2014	2015	2016	Δ% (2016/2015)	Part. % (2016)
Brasil	448.176	463.134	474.823	464.976	460.829	-0,9	100
Norte	29.098	30.209	32.364	33.413	34.071	2,0	7,4
Nordeste	75.610	79.694	80.746	79.979	80.147	0,2	17,4
Sudeste	235.259	240.084	242.513	234.712	229.970	-2,0	49,9
Sul	77.491	80.393	84.819	82.012	82.063	0,1	17,8
Centro-Oeste	30.718	32.755	34.381	34.860	34.579	-0,8	7,5

Fonte: EPE (2016, p.86).

Conforme Aneel (2005, p.43) apesar da tendência de crescimento da geração de energia por outras fontes devido a restrições ambientais e socioeconômicas da fonte hídrica, e aos avanços da tecnologia no aproveitamento de fontes não convencionais, tudo indica que a energia hidráulica continuará sendo por muitos anos a principal fonte de geração de energia elétrica no país. Embora os maiores potenciais ainda existentes estejam em regiões com fortes restrições ambientais e distantes dos principais centros consumidores, estima-se que, nos próximos anos, pelo menos 50%

da necessidade de expansão da capacidade de geração seja de origem hídrica. Assim, torna-se fundamental a adoção de políticas de estímulo à geração de energia elétrica descentralizada como fonte alternativa, onde as hidrelétricas de pequeno porte terão um papel importante a desempenhar.

2.3 GERAÇÃO DE ENERGIA EM PEQUENA ESCALA NO BRASIL

Conforme Resolução Normativa n° 482, de 17 de abril de 2012 (BRASIL, 2012), a classificação destes empreendimentos segue a escala de capacidade de potência de geração de energia e obedece aos seguintes critérios:

- Microgeração distribuída: central geradora de energia elétrica, com potência instalada menor ou igual a 75 kW e que utiliza fontes de energia hidráulica, solar, eólica, biomassa ou cogeração qualificada, seguindo as normas da Aneel;

- Mini geração distribuída: central geradora com capacidade de gerar energia elétrica superior a 75 kW e menor ou igual a 5 MW, para fontes com base em energia hidráulica, solar, eólica, biomassa ou cogeração qualificada;

Normalmente, as centrais geradoras de pequeno porte são utilizadas de forma descentralizada e de forma complementar a rede principal de distribuição (FREITAS, 2012). Para Eletrobrás (2000), a adequabilidade do local para a implantação de uma pequena central hidrelétrica deve atender aos seguintes requisitos:

- a) preferencialmente num local com queda natural acentuada que, aliada à altura da barragem, nestes casos normalmente baixa, proporcionará a queda bruta aproveitável;

- b) ombreiras nas margens do rio e boas condições de fundação para a estrutura;

- c) aspectos ambientais devem ser avaliados de forma a permitir a caracterização dos possíveis impactos do empreendimento sobre a região.

O projeto básico deste tipo de empreendimento deve atender, desde o registro até a aprovação pela Aneel, a legislação vigente para obter a autorização da exploração do aproveitamento hídrico. As condições legais e institucionais têm como referências a Constituição da República Federativa do Brasil, de 1988, o “Código de Águas” - Decreto n° 24263/34, a Lei 8987/1995, a Lei 9427/1996 – que institui à Aneel e a legislação complementar. Para o desenvolvimento do projeto básico, o empreendimento deve atender a Resolução Normativa 395/1998 da Aneel, com o

escopo mínimo das diretrizes da Eletrobrás, que englobam os métodos e dimensionamento das hidrelétricas de pequeno porte (Eletrobrás, 2000). Dentro do projeto básico devem constar o levantamento hídrico, com um projeto da capacidade de geração, como também o custo do empreendimento, cuja viabilidade é analisada com esses dados (FREITAS, 2012).

A partir de 2003, o governo federal, através da Aneel, regulamentou o projeto desses pequenos empreendimentos de modo a incentivar a exploração do potencial hídrico do país. Entre os benefícios, permite que a energia gerada entre no sistema principal de distribuição sem que o empreendedor pague as taxas pelo uso da rede de transmissão e distribuição. Além disso, as PCH's são dispensadas de remunerar os Estados e municípios pelo uso dos recursos hídricos (FREITAS, 2012).

2.4 VANTAGENS DA GERAÇÃO EM PEQUENA ESCALA

Para as pequenas hidrelétricas, Costa (2017) cita que elas são adequadas para substituir a fonte termoeletrica, que historicamente possui a finalidade de atender os sistemas isolados. Assim, contribui para a redução dos gases estufas e ao combate do aquecimento global. Freitas (2012) comenta que este tipo de instalação resulta num impacto ambiental menor, pois são utilizados rios de pequenos a médio portes que tenham desníveis significativos em seu percurso para gerar potência hidráulica necessária. As áreas alagadas com o represamento são menores.

Conforme Castro *et al.* (2009), comparando as PCH's com as grandes hidrelétricas, o tempo de construção é menor, permitindo a rápida expansão da capacidade de geração. Outra vantagem citada é a capacidade de a indústria nacional fornecer atualmente a tecnologia necessária para construção das PCH's.

Quando se trata de competitividade, Castro *et al.* (2009) relata que esses projetos hídricos possuem geralmente alto capital de investimento e reduzido custo de operação, fazendo com que o custo se torne atraente comparado com a geradoras térmicas. Porém, o custo específico das grandes hidrelétricas é menor comparado às de pequeno porte, sendo o custo de investimento do kW instalado numa hidrelétrica de grande porte em torno de R\$ 2500, enquanto que uma pequena central hidrelétrica possui um custo de investimento superior a R\$ 4000 por kW instalado.

Para Freitas (2012), comparado com outras fontes renováveis, os projetos de PCH's são mais confiáveis pois o levantamento hidro energético do rio é feito para um

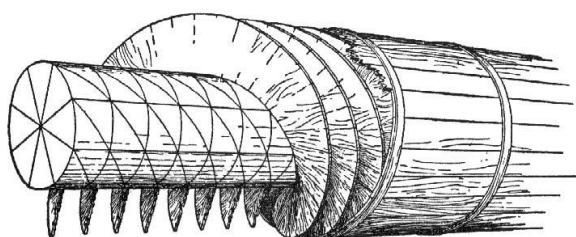
período de até 100 anos. Já o aproveitamento eólico, por exemplo, o levantamento de dados é mais recente.

2.5 PARAFUSO DE ARQUIMEDES

2.5.1 História

O parafuso atribuído a Arquimedes de Siracusa, físico grego que viveu no século III a.C, tinha como função desde a sua invenção o bombeamento de água para irrigação e aplicações de drenagem. Sua fundamentação teórica também está inserida nas grandes máquinas transportadoras em parafuso. A Figura 3 representa o dispositivo na forma descrita pelo engenheiro romano Vitruvius, em sua obra “De Architectura”, datada do século I d.C. A obra traz detalhes construtivos do parafuso que o fizeram um invento muito utilizado até os dias atuais (RORRES, 2000).

Figura 3: Parafuso de Arquimedes descrito por Vitruvius



Fonte: Rorres (2000, *apud* Vitruvius, 1960).

O parafuso de Arquimedes utilizado como turbina para geração de energia, em que o sentido do fluxo é invertido, foi patenteada em 1991 por Karl-agosto Radlik. O primeiro AST (Turbina de Parafuso de Arquimedes) foi testada na Universidade Técnica em Praga, entre 1995 e 1997. Já a primeira AST para geração de energia foi instalada no rio Eger, em Aufhausen, na Alemanha, com uma capacidade de geração de aproximadamente 4 kW (LASHOFER *et al.*, 2012).

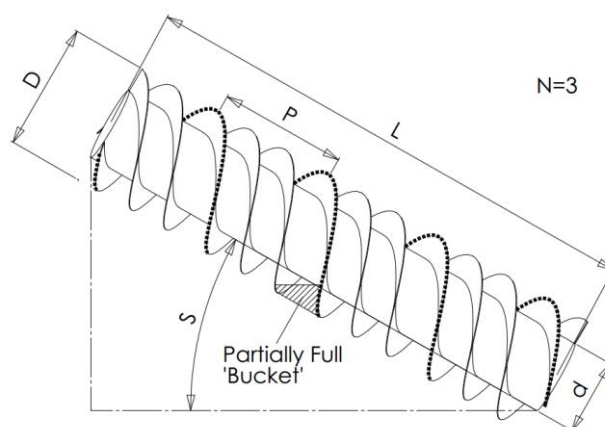
No ano 2000 iniciou a operação comercial também na Alemanha, em Hammelburg, no rio Fränkische Saale. Já são mais de 400 instalações deste tipo em todo o mundo, baseado em dados de fabricantes e de pesquisas na área (LASHOFER *et al.* (2012). Já Erinofardi *et al.* (2016) cita que a turbina do parafuso de Arquimedes

teve sua pesquisa iniciada pelo ano 2000, sendo que no Reino Unido há dados de utilização desde 2004/2005.

2.5.2 Funcionamento

Conforme Lubitz *et al.* (2013), o parafuso de Arquimedes possui a geometria semelhante a um parafuso convencional, onde superfícies helicoidais são enroladas ortogonalmente a superfície de um cilindro interno que funcionam como uma passagem (caminho para o fluido). A Figura 4 mostra o perfil do helicoidal da lâmina.

Figura 4: Exemplo do parafuso de Arquimedes com três entradas



Fonte: Lubitz *et al.* (2013).

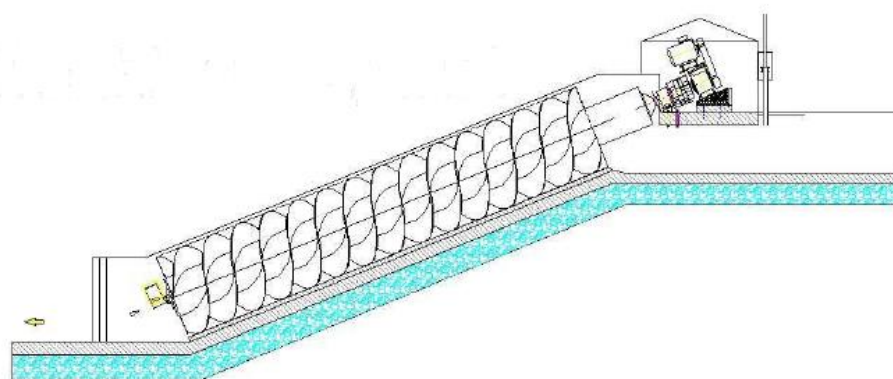
O parafuso é fixado em suas extremidades através de elementos rolantes (mancais de rolamento ou deslizamento) para ter o movimento de rotação livre. O parafuso então é posicionado sobre uma calha cilíndrica ou um tubo, sendo que há uma pequena folga entre a lâmina helicoidal e a parede da calha para se evitar a perda de carga por fuga de água. Quando usado como bomba, o parafuso é rotacionado, retraindo a água sobre duas passagens consecutivas. Esta área delimitada por duas passagens juntamente com a calha é chamada de “balde”, onde a água contida é levantada através dos baldes à medida que o parafuso é rotacionado com a aplicação de força mecânica no eixo. A extremidade inferior deve estar inundada no reservatório inferior para ocorrer a elevação de água (LUBITZ *et al.*, 2013). A altura de queda geralmente se encontra na faixa de 3 a 8 metros (NIEDERLE, 2018)

Rorres (2000) define assim o funcionamento da então bomba de Arquimedes: quando o parafuso é inclinado, baldes de água são formados entre as lâminas

helicoidais a partir do reservatório inferior. Quando o parafuso é rotacionado estes baldes se deslocam para cima carregando a água contida neles e esvaziando-os no reservatório superior. Quando operado manualmente, é aplicado um torque através da manivela.

Para operar como turbina, o parafuso de Arquimedes deve operar no sentido inverso: o fluido é transportado do reservatório superior para o reservatório inferior. A inclinação correta do parafuso promove a aceleração da água por gravidade, forçando o parafuso girar devido ao contato da água sobre as helicoides (NIEDERLE, 2018). O eixo do parafuso então está acoplado a uma polia, multiplicador de velocidade ou gerador onde a energia mecânica é convertida em energia elétrica, conforme Figura 5.

Figura 5: Representação básica da turbina de Arquimedes



Fonte: Fishtek (2007).

Com relação a rotação do parafuso de Arquimedes, Rorres (2000, *apud* Nagel, 1968, p.37) afirma que operando como bomba, o volume de água recalcado aumenta se a velocidade aumentar. Porém, ele condiciona a um limite prático visto a partir de experiências de campo, onde a velocidade de rotação não deve ser maior que $50 / D^{2/3}$, sendo esta relação medida em RPM e o diâmetro externo D em metros. Verificou-se turbulência e a não formação dos baldes com velocidades muito superiores a essa condição. Conforme Niederle (2018), o parafuso apresenta uma baixa rotação, entre 24 a 60 RPM, resultando num elevado torque e exigindo cuidados especiais na determinação do material do eixo devido às tensões de cisalhamento que atuam sobre o eixo. Essa limitação de rotação acarreta na necessidade de multiplicação da rotação de entrada no gerador: ou através de uma relação mecânica

de ampliação ou um gerador com muitos polos, o que não é vantajoso pelo alto custo requerido.

2.5.3 Vantagens e panorama mundial de aplicação da tecnologia

Esta seção apresenta as vantagens do Parafuso de Arquimedes na geração de energia. Além disso, apresenta um panorama do desenvolvimento comercial deste dispositivo em usinas de geração de energia.

Lubitz (2013, *apud* WILLIAMSON, 2014) cita em seu trabalho que em comparação com outras tecnologias, as turbinas de parafuso têm maior potencial de aplicação em locais com desníveis inferiores a 5 metros quando comparado às turbinas de reação convencionais. Esta eficiência é mantida inclusive quando esta altura é próxima de zero.

Ainda Lubitz (2013) comenta mais uma vantagem comparada com as outras tecnologias: a preservação de peixes e a possibilidade da passagem de pequenos detritos pela turbina de Arquimedes sem causar danos ao dispositivo e não prejudicar os peixes, sendo inclusive utilizado na indústria de piscicultura para deslocar os peixes. Em estudo na Califórnia, verificou-se que mais de 98% de peixes da espécie salmão juvenil sobreviveram na passagem pelo parafuso (BORTHWICK *et al.*, 2000).

Em estudo realizado pela empresa Fishtek Consultorig para a empresa Mann Power Consulting Limited, localizadas no Reino Unido, uma turbina de Arquimedes foi instalada no rio Dart daquele país e monitorada durante um ano, sendo que o resultado mostrou que peixes pesando entre 10g-4400g e com tamanho entre 8cm-63cm não sofreram danos quando a velocidade de rotação não foi superior a 31 RPM. Apenas a espécie smolt, um pequeno tipo de salmão selvagem, teve um percentual de 1,4% que apresentaram danos. O teste foi realizado com uma turbina de diâmetro externo de 2,2m e comprimento de 11m, numa inclinação de 22°, sendo que foram monitorados a passagem de mais de 1000 peixes pela turbina (FISHTEK, 2007).

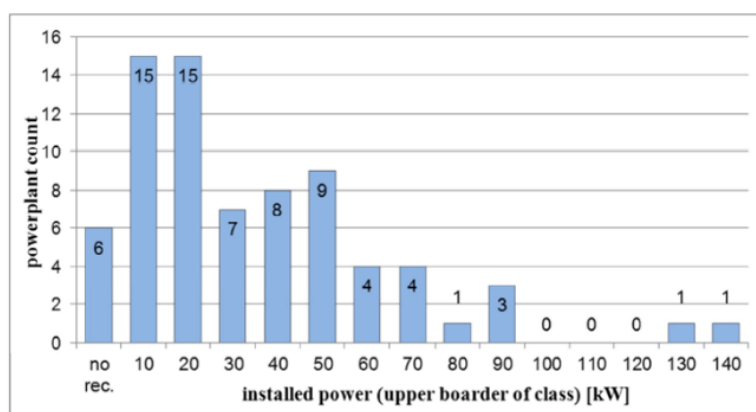
Erinofardi *et al.* (2017) afirma que a turbina de Arquimedes se torna vantajosa por ter um custo de implantação notavelmente mais barato que outro tipo de turbina, pois ela não precisa de guia de palheta ou conduto forçado, telas de bloqueio e sistemas para desviar os peixes. Também comenta que o sistema é de baixa manutenção e possui uma vida útil de no mínimo 30 anos, tendo como ponto crítico de manutenção a caixa de ampliação da rotação.

Além disso, a turbina de Arquimedes apresenta adaptabilidade a diferentes vazões a montante e a jusante mantendo a eficiência de geração de energia, tornando-se viável economicamente para capacidades mesmo mínimas, a partir de 1 kW. Outra vantagem citada é a redução de custo com a eliminação de resíduos, uma vez que é necessário apenas gradeamentos para retenção de partículas grandes. Além disso, o parafuso de Arquimedes melhora a qualidade da água a jusante do local, promovendo a oxigenação através da agitação da água. São elencados uma série de vantagens desta tecnologia (RITZ, 2019):

- O dispositivo se ajusta automaticamente a frequência da rede, dispensando regulador, por se tratar de geração de baixa potência;
- Eficiência superior a 85% para fluxo de água igual ou maior a 40% da vazão projetada;
- Estrutura robusta, resistente ao desgaste, funcionando sem interrupção;
- Não requer limpeza e exige mínima manutenção;
- Dispensa filtro mecânico fino;
- Obras subterrâneas reduzidas;

Trazendo um panorama do uso desta tecnologia, Lashofer *et al.* (2012) cita em seu trabalho que foram contabilizadas 74 usinas que utilizam o parafuso de Arquimedes como tecnologia para gerar energia, sendo 71 localizados na Europa. Ao todo, foram documentadas 30 usinas na Alemanha, 18 no Reino Unido, 14 na Áustria e 4 na Itália. Com uma usina, apareceram Luxemburgo, Irlanda, França Suíça e República Tcheca. A Figura 6 distribui esse quantitativo na forma de um histograma de capacidade de potência. Verifica-se a maior quantidade de usinas de pequena proporção, entre 10 e 50 kW. Porém, este quadro de distribuição estaria mudando, pois haveria a tendência de um aumento de usinas com capacidade superior a 100 kW.

Figura 6: Distribuição de AST pela potência instalada na Europa



Fonte: Lachofer *et al* (2012).

Outra informação levantada foram os dados construtivos das usinas verificadas. A pesquisa com os parâmetros de capacidade da planta, vazão e altura de queda são mostrados na Tabela 4, em valores máximos, mínimos e médios, enquanto que a Tabela 5 mostra também a pesquisa de dimensão da turbina e o tempo de instalação da usina.

Tabela 4: Pesquisa com a capacidade das turbinas de Arquimedes na Europa

Parâmetro	Min.	Máx.	Média	Mediana	Contagem
P (kW)	1,00	140	35,1	25,5	71
Q (m ³ /s)	0,10	6,00	1,86	1,80	71
H (m)	1	6,00	2,54	2,50	72

Fonte: Lachofer *et al* (2012).

Tabela 5: Pesquisa com a capacidade, dimensão de turbina e tempo de instalação

Parâmetro	Min.	Máx.	Média	Mediana	Contagem
P. elétrica (kW)	4,0	140	39,4	33,0	31
Q (m ³ /s)	0,25	5,00	1,97	1,97	31
H (m)	1,00	6,00	2,54	2,50	31
P hidro (kW)	6,62	181,49	50,32	47,09	31
D (m)	1,00	3,60	2,15	2,15	30
S/D (1)	0,86	1,25	1,01	1,00	29
d/D (1)	0,30	0,52	0,47	0,48	29
ΔT de instalação (mês)	1	40	6,5	4,0	31

Fonte: Lachofer *et al* (2012).

O tempo médio para construção das AST's pesquisadas foi de 4 meses. Esse período curto deve-se principalmente ao uso de calhas de aço pré-fabricadas. A central geradora mais antiga observada na pesquisa, a qual entrou em operação no ano de 2000, utilizava calha de concreto. Três AST's com diâmetros inferiores a 1,6m tinham a concepção da calha em tubo fechado (LACHOFER *et al.*, 2012).

Quanto às características técnicas das plantas pesquisadas, dois terços das instalações utilizaram uma relação de passo e diâmetro (S/D) igual a 1, com desvio padrão de $\pm 3\%$. Este valor também é recomendado pelo autor Nagel (1968, p.33) na concepção de bombas parafuso. Já a proporção entre o diâmetro interno e o diâmetro externo (d / D), o valor encontrado foi próximo de 0,5, o que é muito próximo ao que recomenda Nagel (1968, p.30). De outra forma, este parâmetro também difere em situações especiais de montagem, quando foi verificado um ângulo de inclinação (β) maior e fluxo constante alterado no projeto do diâmetro externo (LACHOFER *et al.*, 2012).

2.5.4 Características e eficiência

Esta seção mostra características do parafuso de Arquimedes quando voltado para a eficiência do equipamento, resultado de estudos científicos.

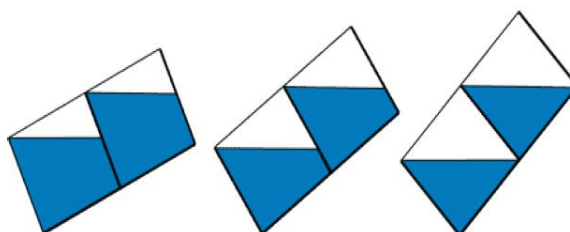
Rosly *et al.* (2016) mostrou que o vazamento entre a lâmina helicoidal e a calha diminui a eficiência do parafuso. Assim, diminuindo o declive fará com que a diferença de carga entre os baldes diminua vazão de fuga. Como resultado, haverá um aumento de eficiência quando a inclinação for baixa. No seu estudo em simulação hidráulica da turbina de Arquimedes obteve uma eficiência teórica máxima de 81% para um parafuso com duas lâminas e três voltas de hélice, concluindo que o número de hélices é um parâmetro mais importante para a eficiência comparado com o número de lâminas.

Para Frizon *et al.* (2015), deve-se considerar também a deflexão do material do cilindro, a qual será influenciada pelo comprimento do parafuso e pelo material do mesmo. Assim, ela recomenda uma folga entre 4 e 8 mm, e para que esta seja uniforme, deve-se cuidar para que a deflexão do parafuso seja a mínima possível.

A pesquisa de Erinofardi *et al.* (2017) mostra que o aumento da inclinação do parafuso incrementa a velocidade de rotação, porém diminui seu torque. Seu estudo variando o ângulo de inclinação realizado com um protótipo tendo a aplicação de um

freio de Prony com dinamômetro e uma vazão fixa em 1,2 l/s, indicou o melhor resultado para uma inclinação de 22° com uma eficiência de 49%, enquanto que para uma inclinação de 30° esse valor decaiu para 30%. Frizon *et al.* (2015) também se refere à inclinação do eixo do parafuso como um fator fundamental à eficiência de rotação. Para ele, quanto menor o ângulo de inclinação do eixo com o plano horizontal, maior será o preenchimento dos baldes e maior será a energia potencial contida então no parafuso. No entanto, nem sempre o ângulo ideal poderá ser aplicado, dependerá também das condições do local a ser instalado. Para isso, o autor recomenda que a inclinação deve ser relacionada com o comprimento do parafuso para o ajuste no local de instalação, considerando a resistência do material do parafuso para que não ocorra uma deflexão no eixo que comprometa o seu funcionamento. A Figura 7 mostra a relação da inclinação do parafuso com a energia potencial nos baldes. Verifica-se uma área molhada maior na inclinação menor do parafuso de Arquimedes. Nuernbergk e Rorres (2013) apontam a partir de seus experimentos que a máxima eficiência da turbina de Arquimedes corresponde ao preenchimento máximo dos baldes, convergendo também a torque máximo de não stol.

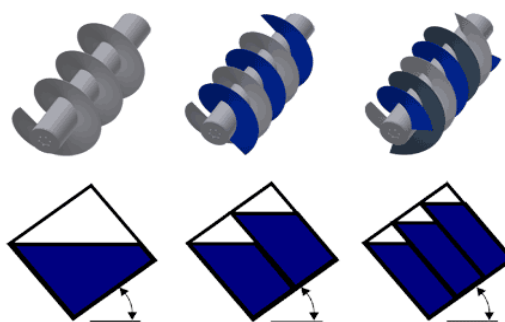
Figura 7: Relação do ângulo de inclinação e o acúmulo de energia nos baldes



Fonte: Frizon *et al.* (2015).

Além disso, a eficiência está relacionada com o número de filetes das hélices do parafuso. O preenchimento eficaz dos baldes entre os passos da helicóide aumenta com o número de filetes, porém, um número maior de filetes encarecerá o valor do parafuso. Por isso, Frizon *et al.* (2015) afirma que o número de filetes dependerá da exigência do projeto. Normalmente para parafusos menores o acréscimo de filetes é compensado com o aumento do rendimento. A Figura 8 mostra a relação do aumento do número de filetes com o aumento da energia potencial no parafuso, gerando um maior torque no eixo.

Figura 8: Relação entre o número de filetes com o aumento de energia potencial

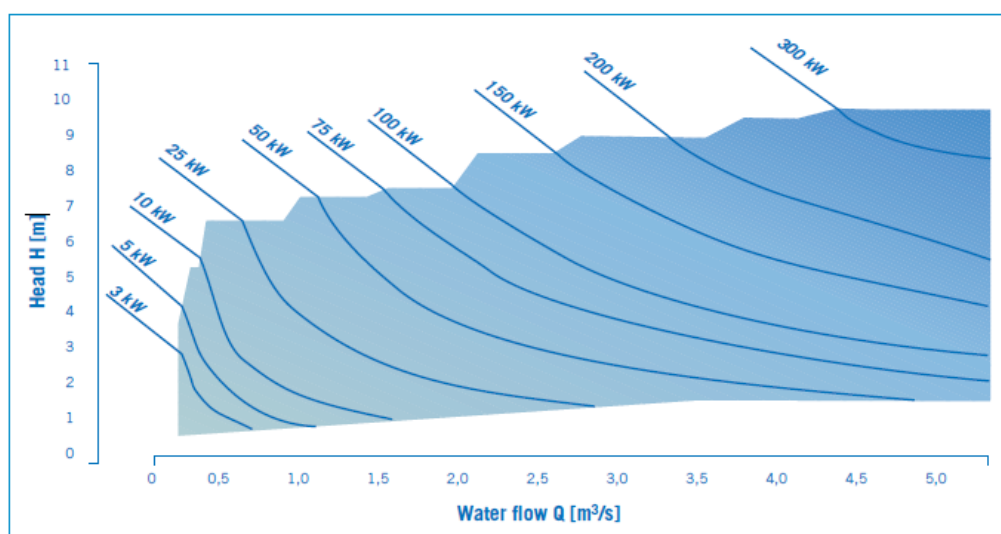


Fonte: Frizon *et al* (2015).

Outro parâmetro associado à eficiência é o passo helicoidal. Ele afeta a capacidade do parafuso, mas a sua escolha no projeto normalmente segue o fator econômico do que a eficiência do mesmo, pois ele poderá encarecer o projeto se for muito pequeno ou muito grande, dependendo da rotação desejada. Por isso, Frizon *et al.* (2015) afirma que para o passo deve-se analisar a relação custo/benefício no projeto.

A Figura 9 mostra a capacidade de geração da turbina de Arquimedes relacionando a altura de queda efetiva do dispositivo com a vazão na calha, em teste realizados pela fabricante do equipamento RITZ-ATRO, da Alemanha. Segundo a empresa, com uma queda de 10m e um vazão aproximada de 4,5 m³/s é possível gerar aproximadamente 300 kW de potência elétrica (RITZ, 2019).

Figura 9: Curvas de geração de potência em função da altura e vazão



Fonte: RITZ (2019).

Relacionando a Figura 2, que traz as curvas de potência em função da vazão e altura de queda das turbinas Kaplan, Francis e Pelton, com a Figura 9, que mostra a curva de potência em função dos mesmos parâmetros para a turbina de Arquimedes, a Tabela 6 compara as características necessárias para cada turbina para uma curva de geração de potência de 100 kW. Nota-se que a altura de queda da turbina de Arquimedes é semelhante à aplicada na turbina Kaplan.

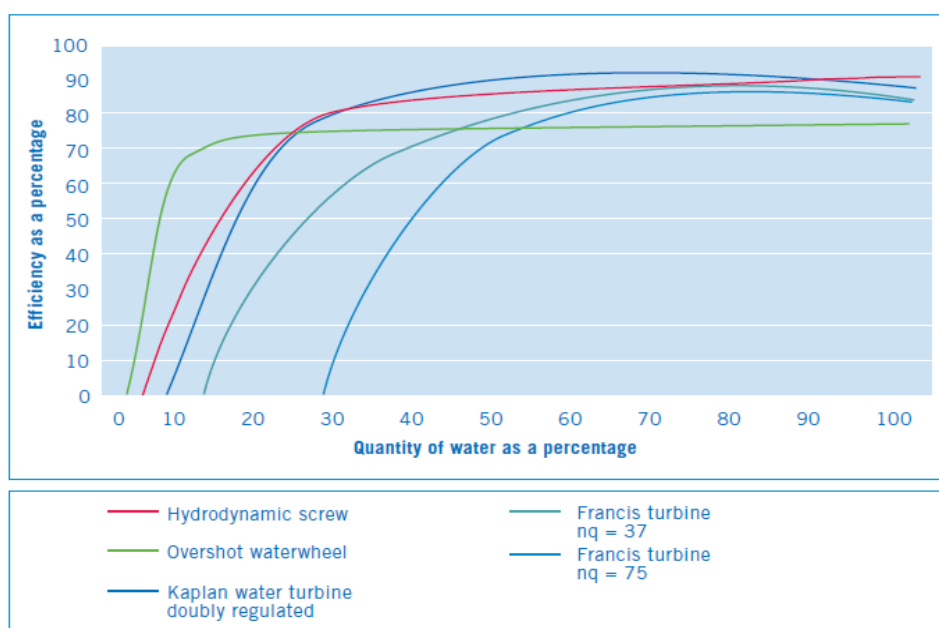
Tabela 6: Comparação das turbinas para curva de potência de 100 kW

Turbina	Altura de queda (m)	Vazão necessária (m³/s)
Kaplan	5	1,1
Francis	30	0,5
Pelton	100	0,1
Parafuso de Arquimedes	6	2,5

Fonte: Elaborada pelo autor.

Já a Figura 10 também traz um estudo da empresa alemã RITZ-ATRO, agora relacionando a eficiência da turbina com a variação de vazão, comparando com as turbinas Francis, Kaplan e Pelton. Observa-se que a turbina de Arquimedes possui um rendimento semelhante comparada com a turbina Kaplan, onde com 20% da vazão a eficiência da turbina é de aproximadamente 60%. Com a vazão máxima, a eficiência gira em torno de 90%, o que mostra que o parafuso de Arquimedes tem alto rendimento inclusive a baixas vazões (RITZ, 2019).

Figura 10: Curva comparativa do rendimento de máquinas hidráulicas

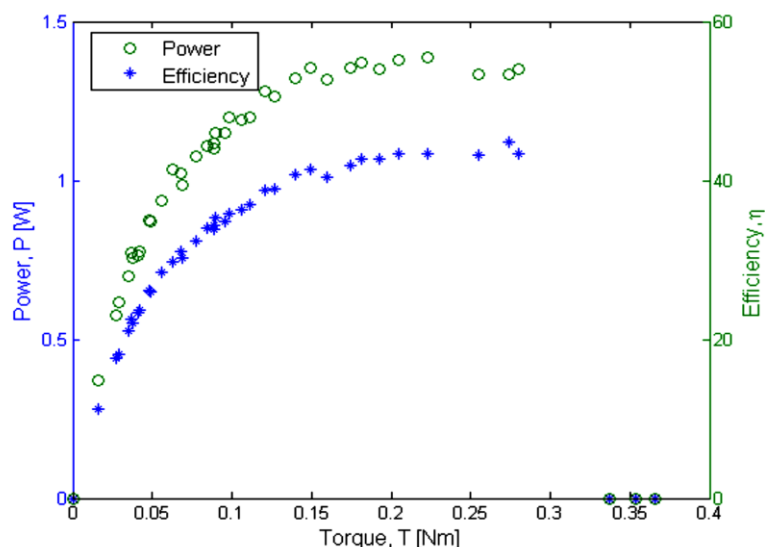


Fonte: RITZ (2019).

Outros autores também fizeram trabalhos voltados para eficiência da turbina de parafuso de Arquimedes. Erinofiaridi *et al.* (2016) criou um modelo simplificado do dispositivo que idealiza as lâminas helicoidais como açudes em movimento, e comparou este modelo com a roda de pressão hidrostática. Ele concluiu que a eficiência do parafuso é uma função da geometria do parafuso com as perdas mecânicas, sendo que a eficiência aumenta com o incremento do número de passagens (baldes) e a diminuição do ângulo de inclinação β .

Lubitz *et al.* (2013) cita que, examinando a potência em função da velocidade de rotação em seus testes, verificou que a rotação varia muito pouco próximo da faixa onde a potência é máxima, mesmo aumentando a altura de queda. Quando testado para vazões menores, observou que a potência diminui gradativamente até que a vazão seja insuficiente para girar a turbina. Numericamente, o estudo verificou que a eficiência diminui lentamente para 50% do fluxo projetado, sendo que abaixo deste valor a eficiência cai bruscamente. Assim, concluiu que as turbinas de Arquimedes são relativamente tolerantes a mudanças de vazão mantendo uma boa eficiência. A Figura 11 mostra a relação entre eficiência e torque com o parafuso totalmente emergido no reservatório inferior num ensaio laboratorial, com resultados entre 20% e 40% de rendimento (LUBITZ *et al.*, 2013).

Figura 11: Estudo prático relacionando a eficiência com o torque



Fonte: Lubitz *et al.* (2013).

Por outro lado, o impacto da profundidade do reservatório inferior influencia na eficiência da turbina de Arquimedes. Lubitz *et al* (2013) verificou a queda de desempenho no protótipo quando a água aumentou acima do ponto médio do parafuso na saída do reservatório inferior. Os resultados apontaram que a eficiência de pico era relativamente constante nas diversas profundidades verificadas, sugerindo que a maior influência sobre o rendimento, quando ocorre uma mudança na profundidade do reservatório inferior, deve-se à diminuição da altura total. Foi testado também a inundação da extremidade inferior do reservatório para verificar os graus de redução de velocidades de rotação que o parafuso atinge, e o efeito da redução de vazão. Os resultados do seu trabalho apontaram que, com o nível aumentado do reservatório inferior, a velocidade de rotação é cada vez menor, o que limita a quantidade de água que passa pelo parafuso. Assim, a potência máxima extraída diminui acentuadamente quando o nível do reservatório inunda o fim do parafuso, ou seja, a potência cai rapidamente quando o nível do reservatório inferior está acima do ponto médio da saída do parafuso.

Quanto a sua aplicabilidade, muitas turbinas de Arquimedes comerciais utilizam caixas de velocidade e geradores síncronos, limitando a sua operação, pois este tipo de instalação é feito em córregos e sem reservatório a montante, limitando-se a diferença de nível a jusante e a montante, pois não há reservatório de acumulação.

Por isso, a importância de se verificar o comportamento da turbina quanto a essa variação de vazão (LUBITZ *et al.*, 2013).

2.5.5 Projeto e dimensionamento

Esta seção traz a pesquisa referente ao dimensionamento do parafuso de Arquimedes como bomba de fluidos. A referência básica foi encontrada no livro “Archimedian Pump Handbook” de Gerald Nagel, de 1968. Este livro aborda especificamente o projeto de bombas de parafuso de Arquimedes.

2.5.5.1 Requisitos de projeto

Conforme Nagel (1968, p.22), para o projeto de uma bomba com o parafuso de Arquimedes, há algumas variáveis que são indispensáveis para um bom projeto deste dispositivo. Os parâmetros elencados a seguir devem ser as principais características a serem estudadas quando se planeja instalar uma bomba de parafuso, sendo que quanto maior o número informações, maior será a possibilidade de calcular os efeitos da interdependência entre elas:

- a) ângulo de inclinação;
- b) diâmetro externo;
- c) diâmetro interno;
- d) passo;
- e) número entradas helicoidais;
- f) comprimento total;
- g) velocidade de rotação;
- h) o comprimento útil do parafuso com os filetes;
- i) as condições de inundação do reservatório inferior;
- k) as condições de saída de água no reservatório superior.

2.5.5.2 Determinação da vazão

O conceito básico para determinação da vazão é calcular o volume unitário de água contido na fronteira (volume controlado) entre dois filetes adjacentes e a

superfície da calha. Durante cada revolução do parafuso o volume de cada balde é movido para o balde superior até chegar na área de descarga no reservatório superior. Portanto, a vazão depende deste volume unitário do balde, do número de entradas helicoidais do parafuso e da sua velocidade de rotação. Além disso, outros fatores influenciam esta vazão, como o ângulo de inclinação, a relação entre os diâmetros, a relação entre o passo e o diâmetro externo e as perdas por vazamento entre a calha e o parafuso, todos sendo necessários para calcular o fator de vazão q (Nagel, 1968, p.22). A equação 5 define a vazão nominal:

$$Q_n = q \cdot n \cdot D^3 \quad (5)$$

Onde:

Q_n : vazão nominal (m^3/s);

q : fator de vazão (adimensional);

n : rev/min (RPM);

D : diâmetro externo do parafuso (m).

Nagel (1968, p.23) mostra em seu trabalho que há valores pré-determinados do fator q em função do ângulo de inclinação. Entre ângulos de 22° e 35° , o valor de q varia entre 0,00507 e 0,00324 (Nagel, 1968, p.109). Ainda pode-se assumir um incremento de 15% da vazão nominal na vazão efetiva devido as perdas pela equação acima, conforme mostra a equação 6:

$$Q = 1,15 \cdot q \cdot n \cdot D^3 \quad (6)$$

Sendo:

Q : vazão útil (m^3/s).

2.5.5.3 Diâmetro externo

Partindo da equação 5, conhecida a vazão nominal, o fator de vazão q e a velocidade de rotação do projeto, pode-se obter o diâmetro externo conforme a equação 7:

$$D = \sqrt[3]{\frac{Q_n}{q.n}} \quad (7)$$

Onde:

D : diâmetro externo do parafuso (m).

2.5.5.4 Diâmetro interno

Segundo Nagel (1968, p.29), o diâmetro interno é um parâmetro importante de projeto pois ele responde ao mesmo tempo pela performance mecânica e hidráulica do parafuso. Do ponto de vista mecânico, ao eixo é atribuído a resistência mecânica necessária para suportar uma deflexão admissível, sendo o projeto dependente do material utilizado, do diâmetro e da espessura do eixo. Conseqüentemente, o comprimento e a altura projetados também são afetados pela deflexão do eixo. Do ponto de vista hidráulico, o diâmetro interno influencia na determinação do volume unitário de água de cada balde. Além disso, evita que a água retorne para o balde inferior devido ao ponto de ataque da lâmina com o eixo. Para a eficiência de vazão do parafuso, é necessário determinar a relação entre o diâmetro interno e externo que exija a menor quantidade de material e o maior volume de preenchimento de água nos baldes. Nagel (1968, p.30) afirma que a relação de diâmetros deve ser um valor entre 0,45 e 0,55 para gerar melhores resultados de eficiência, conforme equação 8:

$$\delta = \frac{d}{D} = 0,45 \text{ a } 0,55 \quad (8)$$

Sendo:

δ : relação de diâmetros do parafuso (adimensional);

d : diâmetro interno (m);

D : diâmetro externo (m).

2.5.5.5 Relação entre o passo e o diâmetro externo

Conforme Nagel (1968, p.30), não é possível estabelecer uma equação simples que preenche o volume do balde entre as lâminas adjacentes e relacionar isso com o passo e o diâmetro externo do parafuso. Há outras variáveis envolvidas, como número de entradas, inclinação do parafuso e relação de diâmetros que impossibilitam esse cálculo. O melhor método para determinar o passo é combinar os métodos gráficos, a partir de ensaios de vazão aplicados em diversas geometrias de parafuso, com o método matemático, e determinar os valores ótimos por tentativa e erro. A relação citada é definida por σ , conforme equação 9:

$$\sigma = \frac{S}{D} \quad (9)$$

Onde:

σ : relação entre passo e diâmetro externo (adimensional);

S : passo do parafuso (m).

Do ponto de vista prático, Nagel (1968, p.31) sugere a aplicação da faixa de valores abaixo em função do ângulo de inclinação β :

$$\beta < 30^\circ \quad S = 1,2D \quad (10)$$

$$\beta = 30^\circ \quad S = D \quad (11)$$

$$\beta > 30^\circ \quad S = 0,8D \quad (12)$$

Ainda assim, com a possibilidade da geração de inúmeras geometrias de parafuso, normalmente utiliza-se o valor de $\sigma = 1$. Além disso, comenta que passos maiores reduzem a chance de bloquear a passagem do parafuso por partículas sólidas, assim como eixos mais resistentes permitem o aumento de seu comprimento (Nagel, 1968, p.33).

2.5.5.6 Número de entradas do parafuso

Para Nagel (1968, p.33), o parafuso de Arquimedes varia de 1 a 3 o número de entradas denominadas com a letra a . Comparando apenas este valor, sem alterar

outros parâmetros, o livro estabelece a relação abaixo entre vazão e número de entradas do parafuso:

$$Q_{a=1} = 0,64 \quad (13)$$

$$Q_{a=2} = 0,8 \quad (14)$$

$$Q_{a=3} = 1,0 \quad (15)$$

A relação acima indica que o parafuso com três entradas é o mais utilizado, pois a referência da vazão nominal é igual a 1. Já com duas entradas terá uma vazão de 80%, e comparado com o parafuso de uma entrada, este terá uma vazão de 64%. Portanto, cada redução de entrada gera um decréscimo de aproximadamente 20%. Além disso, o uso do parafuso com três entradas cria as condições de menor influência da variação dos níveis de água nos reservatórios sobre o rendimento. Outro dado revela que o impacto na lâminas, vibração e alto carregamento nos rolamentos está associado à redução do número de entradas do parafuso. Já o número de entradas reduzido tem a vantagem do espaço entre lâminas adjacentes, reduzindo o risco de bloqueio pelo transporte de sólidos. (Nagel, 1968, p.33).

2.5.5.7 Ângulo de Inclinação

Este ângulo é formado pela inclinação do parafuso em relação ao plano horizontal. É recomendado a utilização de um ângulo β entre 22° e 30° Nagel (1968, p.34). Dessa forma, o comprimento do parafuso está relacionado com o ângulo β , conforme mostra a equação 16:

$$L = \frac{H}{\text{sen } \beta} \quad (16)$$

Sendo:

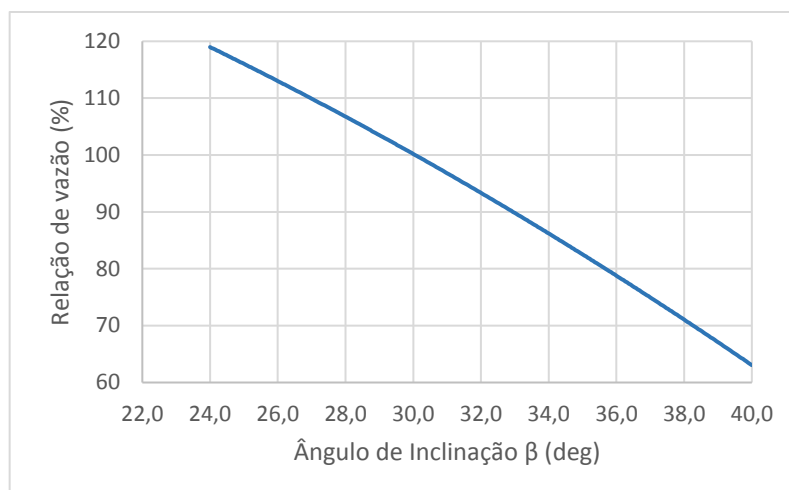
β : ângulo de inclinação do parafuso (deg);

H : altura de queda (m);

L : comprimento do parafuso (m).

A Figura 12 mostra a relação de vazão em função da inclinação, considerando como referência 100% da vazão para um ângulo de 30°. Há um aumento de vazão para ângulos menores que 30° e um decréscimo para ângulos superiores a 30°.

Figura 12: Relação da vazão em função do ângulo de inclinação



Fonte: Nagel (1968, p.35).

2.5.5.8 Velocidade de rotação

A equação 17 determina a velocidade máxima de rotação do parafuso conforme estudos práticos. Ela considera que as câmaras entre lâminas adjacentes estão todas preenchidas perfeitamente, sem que houvesse retorno de água pelo parafuso. (Nagel, 1968, p.36).

$$n = \frac{50}{\sqrt[3]{D^2}} \quad (17)$$

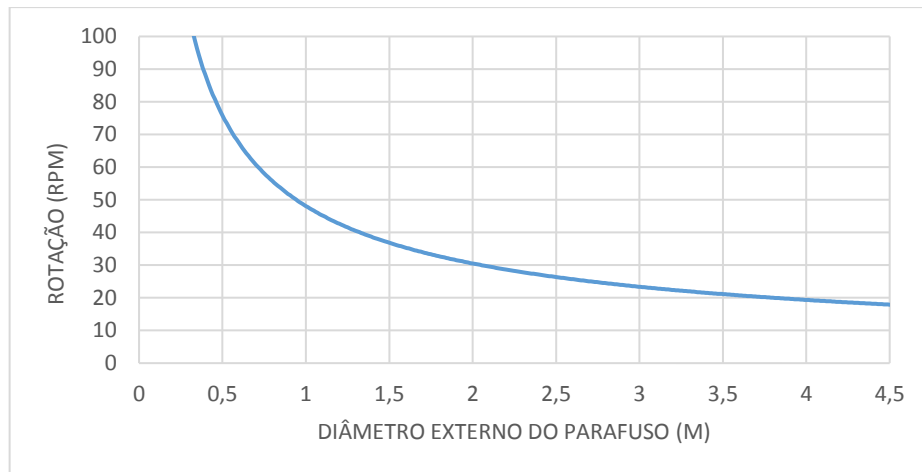
Sendo:

n : velocidade de rotação (RPM);

D : diâmetro externo do parafuso (m).

A Figura 13 mostra relação da velocidade de rotação em função do tamanho do diâmetro. Verifica-se que a variação do diâmetro acima de 1m mantém a velocidade de rotação consideravelmente constante. Nagel (1968, p.37) afirma que a velocidade não deve superior a velocidade que satisfaça a equação 17.

Figura 13: Relação da velocidade de rotação em função do diâmetro externo



Fonte: Nagel (1968, p.38).

2.5.5.9 Vazão de vazamento entre a calha e as lâminas

Nagel (1968, p.26) afirma que a vazão de vazamento é influenciada pelo coeficiente de atrito μ e a espessura da folga s_{sp} . Ele afirma ainda que essa vazão é considerada uniforme para cada balde do parafuso. A equação 18 estima a vazão de vazamento:

$$Q_l = 2,5 \cdot s_{sp} \cdot D \cdot \sqrt{D} \quad (18)$$

Onde:

Q_l : vazão de vazamento (m^3/s);

s_{sp} : folga entre o parafuso e a calha (m);

D : diâmetro externo (m).

Dessa forma, Nagel (1968, p.27) afirma que a folga não pode exceder a condição da equação 19. Na prática, afirma que essa vazão pode variar de 3 a 12% da vazão total. Os altos valores estão relacionados a um diâmetro pequeno e um alto valor de ângulo de inclinação.

$$s_{sp} = 0,0045 \cdot \sqrt{D} \quad (19)$$

2.5.5.10 Determinação da eficiência

Conforme Nagel (1968, p.45), há vários fatores que influenciam a eficiência do parafuso operando como bomba, seja eles:

- Perdas mecânicas: nos rolamentos e na transmissão mecânica;
- Perdas hidráulicas: devido ao atrito nas lâminas, no eixo e na calha, e devido ao impacto na entrada e saída do parafuso;
- Perdas de vazamento: devido ao vazamento de água na folga entre a borda da lâmina do parafuso e a calha;
- Perdas na descarga: devido a energia cinética presente na água durante a saída do parafuso.

Para Nagel (1968, p. 45), o atrito nos rolamentos e nas bordas das lâminas exigem menor cuidado quando os métodos de manufatura e lubrificação forem corretos. O fator de maior prevenção é evitar a penetração de sujeira no parafuso e a sua rotação dentro do parafuso, gerando perdas na transmissão. As perdas de transmissão basicamente se resumem às perdas de contato nas engrenagens. O método usual de conectar a força mecânica à transmissão do parafuso é através de correias V, tendo a vantagem de absorver as vibrações que podem surgir no acionamento do conjunto. Geralmente a eficiência mecânica do parafuso tende a ser na faixa de 0,9 na prática, dependendo da redução da transmissão do conjunto.

A potência mecânica disponível na turbina de Arquimedes pode ser determinada através do torque e a velocidade angular (ERINOFIARDI *et al.*, 2017). A equação 20 mostra a equação de potência mecânica:

$$P_{mec} = T \cdot \omega = T \cdot \frac{2\pi n}{60} \quad (20)$$

Onde:

P_{mec} : potência mecânica (kW);

T : torque (N.m);

ω : velocidade angular (rad/s).

Os efeitos do atrito devido às perdas hidráulicas são importantes para o dimensionamento da potência requerida. A resistência do fluido ocorre quando a

superfície que está mergulhada emerge. Aumenta ao quadrado com a velocidade e proporcionalmente com a área molhada, sendo uma função relacionada ao número de Reynolds. O atrito gerado devido ao contato da água com os componentes do parafuso aumenta com altas velocidades. Por isso, é recomendado que a vazão e rotação não ultrapasse a recomendada. (Nagel, 1968, p.46). A equação 21 resulta na potência necessária para superar as resistências hidráulicas (Nagel, 1968, p.47).

$$P_{vh} = \frac{1000.Q.H}{75} \quad (21)$$

Sendo:

P_{vh} : potência hidráulica (cv);

Q : vazão do parafuso (m^3/s);

H : altura de queda (m).

A equação 22 também possibilita o cálculo da potência hidráulica em função da geometria do parafuso e da potência nominal:

:

$$\frac{P_{vh}}{P_n} = e \cdot n^2 \cdot D \cdot \frac{L}{H} \quad (22)$$

Onde:

P_n : potência nominal (cv);

e : fator de perda de atrito (adimensional);

n : velocidade (RPM);

D : diâmetro externo (m);

L : comprimento do parafuso (m);

H : altura de queda (m).

.

Já a perda de potência por fuga P_{vl} é definida como uma potência adicional para levantar a água perdida nos vazamentos e pode ser expressa pela equação 23. Esse tipo de perda pode ser desconsiderado quando a vazão de saída não sofre os efeitos das perdas de vazamento (Nagel, 1968, p.47).

$$P_{vl} = \frac{Q_l \cdot H}{75} \quad (23)$$

Sendo:

P_{vl} : perda de potência por fuga de vazamento (cv);

Q_l : vazão de vazamento (m^3/s).

As perdas na saída do fluido do parafuso são causadas pela elevada condição de turbulência, que pode ter seus efeitos minimizados com um projeto adequado na saída do parafuso. Nagel (1968, p.47) afirma que com essa turbulência não é possível recuperar a energia cinética. A equação 24 define que as perdas de descarga decrescem conforme a vazão de saída aumenta (Nagel, 1968, p.48).

$$\frac{P_{va}}{P_n} = 14,1 \cdot \frac{S^2 \cdot n^2}{H} \cdot 10^{-6} \quad (24)$$

Sendo:

P_{va} : potência perdida na saída do fluido (kW);

P_n : potência nominal (kW);

S : passo do parafuso (m);

n : velocidade (RPM);

H : altura de queda (m).

A eficiência n_t da turbina de Arquimedes, então, é a relação entre a potência mecânica e a energia hidráulica disponível na água. Ela pode ser determinada relacionando a eficiência mecânica n_{mec} com a soma da potência nominal e as potências requeridas hidráulicamente, por vazamento e pela descarga da vazão no reservatório superior, conforme equação 25 (Nagel, 1968, p.48):

$$\frac{n_{mec}}{n_t} = 1 + \frac{P_{vh}}{P_n} + \frac{P_{vl}}{P_n} + \frac{P_{va}}{P_n} \quad (25)$$

O cálculo também pode ser realizado diretamente com a inserção dos parâmetros de cada equação de perda de carga, conforme equação 26, onde l_2 é o

fator de atrito por vazamento. Assim, a eficiência efetiva pode ser determinada projetando as perdas no dimensionamento (Nagel, 1968, p.48).

$$\frac{n_{mec}}{n_t} = 1 + e \cdot n^2 \cdot D \cdot \frac{L}{H} + \frac{l_2}{n \cdot D} + 14,1 \cdot \frac{S^2 \cdot n^2}{H} \cdot 10^{-6} \quad (26)$$

Sendo:

n_t : eficiência da turbina de Arquimedes;

n_{mec} : eficiência do conjunto mecânico;

e : fator de perda de atrito (adimensional);

n : velocidade (RPM);

H : altura de queda (m);

D : diâmetro externo (m);

L : comprimento do parafuso (m);

l_2 : fator de atrito por vazamento (adimensional);

S : passo do parafuso (m).

A eficiência da turbina parafuso pode ser simplificada, quando é desconsiderado as perdas mencionadas acima, relacionando a potência mecânica gerada e a energia hidráulica disponível na água, conforme a equação 27:

$$n_t = \frac{P_{mec}}{P_{vh}} \quad (27)$$

Resumindo a discussão sobre a eficiência da bomba de parafuso de Arquimedes, conclui-se que para um parafuso pequeno, os aumentos das perdas por vazamento em grande parte são compensados pela redução das perdas de descarga de vazão. Esta consideração é válida também para a não utilização do parafuso em altas velocidades. Já para baixas alturas de queda, a perda por atrito e por descarga no reservatório tem um grande efeito adverso na eficiência do parafuso, principalmente para parafusos de maior porte (Nagel, 1968, p.50).

Há uma considerável dispersão de valores para uma análise de perda de carga individual para geometrias de parafuso diferentes, mas esta diferença é anulada quando a análise é de forma global, pois uma diferença é compensada pela outra. Sendo assim, as perdas totais se mantêm sensivelmente constantes e as eficiências

para geometrias diferentes são praticamente iguais. Além disso, o uso de um valor de eficiência mecânica de 90% permite a uso de tolerâncias no projeto, sendo totalmente justificado o uso deste valor prático. Portanto, não há grandes diferenças de eficiência para um parafuso de Arquimedes de grande porte para um de menor valor (Nagel, 1968, p.50).

2.5.5.11 Cálculo da potência requerida de acionamento do parafuso

A potência requerida para acionamento da bomba de Arquimedes pode ser calculada conforme a equação 28, conhecida a vazão e a altura de projeto (Nagel, 1968, p.51).

$$P_A = \frac{1,1.Q.1000.H}{75.n_t} \quad (28)$$

Sendo:

P_A : *potência requerida para o acionamento (cv).*

O valor de 1,1 da equação representa um fator de potência para romper a inércia da massa ao iniciar o movimento. O acionamento é facilitado porque o parafuso está sem água. Normalmente não é possível manter a corrente de elétrica de consumo estável durante o processo, devido tanto aos ciclos de imersão das extremidades do parafuso como também do impacto das extremidades superiores das lâminas com a água no reservatório inferior. Esse fato ocorre com maior frequência em parafusos com menor número de entradas e baixo desnível (Nagel, 1968, p.51).

3 METODOLOGIA

Este capítulo visa apresentar os métodos empregados para a construção do protótipo da turbina de Arquimedes, assim como a metodologia para a execução do ensaio, na qual visa obter curvas de eficiência para a geração de energia a partir da amostra de dados de rotação e torque, tendo com parâmetro de variação a vazão de entrada da turbina.

3.1 DIMENSIONAMENTO DO PROTÓTIPO

O protótipo para realização do experimento foi baseado em trabalhos desenvolvidos por Lubitz *et al.* (2013) e Erinofardi *et al.* (2017), e construído em escala laboratorial, o que permite a utilização de pequenas vazões e uma estrutura suporte montada com materiais de fácil aquisição, ajustável, leve e de fácil transporte.

O protótipo é constituído por um parafuso helicoidal, eixo metálico, elementos rolantes, tubos e conexões para operar como uma calha, estrutura de suporte da turbina e um sistema de alimentação de água. A metodologia aplicada prevê o dimensionamento inicial do parafuso seguindo as equações de Nagel (1968), para posterior dimensionamento dos elementos de apoio. É utilizada a ferramenta de desenho em AutoCAD Inventor 2017 para a manufatura e montagem das peças.

3.1.1 Projeto e dimensionamento do parafuso helicoidal

Alguns parâmetros da geometria do parafuso são atribuídos a fim de facilitar a montagem do conjunto com materiais prontos e de geometria definida. Desta forma, parte-se da atribuição de valor do diâmetro externo do parafuso devido a necessidade de uma tolerância pequena na montagem com a calha suporte. Em seguida, calcula-se os demais parâmetros da geometria do parafuso helicoidal. Portanto, os parâmetros são dimensionados conforme abaixo:

a) Velocidade de rotação: definido o diâmetro externo D , define-se a rotação pela equação 17:

$$n = \frac{50}{\sqrt[3]{D^2}}$$

b) Vazão nominal: definida pela equação 5, sendo que para o fator q foi atribuído o valor de 0,004155, resultado da interpolação de valores tabelados vistos em Nagel (1968, p.109) para o ângulo de 27°.

$$Q_n = q \cdot n \cdot D^3$$

c) Vazão útil de projeto: considerando a vazão nominal com o acréscimo de 15%, conforme equação 6, uma vez que as perdas mecânicas, hidráulicas e de fuga não são mensuradas.

$$Q = 1,15 \cdot q \cdot n \cdot D^3$$

d) Diâmetro interno: seu valor é estipulado pela relação da equação 8, onde $\delta = 0,45$ a $0,55$. Assim, será utilizado uma relação de 0,5 do diâmetro externo.

$$d = 0,5 \cdot D$$

e) Passo do parafuso: Como o ensaio trabalha com diferentes ângulos de inclinação, a relação entre passo e diâmetro externo σ será igual a 1, conforme expõe Nagel (1968) em seu trabalho como um valor prático. Então, seguindo a equação 9, tem-se para o passo do parafuso:

$$S = D$$

f) Número de entrada helicoidais: Rosly *et al.* (2016) afirma que o número de hélices influencia no rendimento do parafuso com o seu aumento. Nagel (1968) mostra que um parafuso com três hélices é favorável para o rendimento da turbina, melhora o preenchimento dos baldes, gera menor impacto sobre as lâminas e menor vibração. Por isso, para o ensaio é atribuído um valor de $a = 3$, conforme equação 15.

g) Folga entre a lâmina helicoidal e a calha: será determinada pela equação 19, para que na montagem se evite o contato entre o parafuso e a calha.

$$s_{sp} = 0,0045 \cdot \sqrt{D}$$

Ao mesmo tempo, é possível estimar a vazão de vazamento teórica do modelo através da equação 18:

$$Q_l = 2,5 \cdot s_{sp} \cdot D \cdot \sqrt{D}$$

h) Comprimento do parafuso: valor atribuído para atender a capacidade de diferença de altura do suporte. O comprimento é definido pela relação trigonométrica do seno visto na equação 16.

$$L = \frac{H}{\text{sen } \beta}$$

3.1.2 Dimensionamento do eixo

Um eixo metálico deve ser projetado para dar sustentação ao helicoidal, fixar os elementos rolantes e disponibilizar área de contato para coleta de dados do ensaio. A verificação do dimensionamento é simplificada através do modelo de carregamento por flexão pura em vigas, cuja a tensão normal máxima que ocorre nas fibras mais externas do material é expressa pela equação 29 (NORTON, 2013).

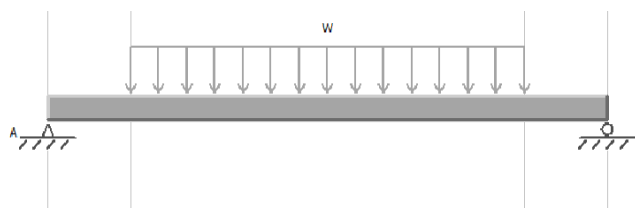
$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{I} \cdot c \quad (29)$$

Onde:

- $\sigma_{m\acute{a}x}$: máxima tensão normal de flexão (MPa);
- $M_{m\acute{a}x}$: Momento fletor máximo (N.mm);
- I : momento de inércia da geometria transversal (mm^4);
- c : distância máxima entre a linha neutra e a extremidade da seção (mm).

Além disso, é verificada a flecha de deflexão do eixo pois é requisito de projeto que se mantenha a folga entre a calha e o parafuso, uma vez que essa deflexão poderia gerar contato entre as superfícies do parafuso e a calha, ocasionando uma perda mecânica. O modelo a ser adotado para o carregamento no eixo é mostrado na Figura 14, com a força peso uniformemente distribuída pela soma da massa de água que preenche o volume superior do parafuso e a própria massa do parafuso.

Figura 14: Modelo de carregamento do eixo do parafuso



Fonte: Elaborada pelo autor.

Em geral, materiais dúcteis e isotrópicos submetidos a carregamentos estáticos são limitados pelas suas tensões de cisalhamento, que segundo a teoria de falha de Von Mises, equivale a 57,7% da tensão normal de escoamento do material. Assim, é possível verificar o diâmetro mínimo pelo momento de inércia da seção transversal do eixo, uma vez que é sabido o momento máximo da viga e a tensão de cisalhamento teórica do material a partir da tensão normal de escoamento, conforme expresso pela equação 30 (NORTON, 2013).

$$0,577 \cdot S_y = \frac{M_{m\acute{a}x.}}{I} \cdot c \quad (30)$$

Sendo:

- S_y : tensão de escoamento do material (MPa);

Já a equação 31 verifica a flecha de deflexão da barra para qualquer ponto da seção x do carregamento (Morilla, 2019):

$$v = \frac{q}{24EI} (x^4 - 4l^3x + 3l^4) \quad (31)$$

Sendo:

- v : deflexão do material (mm);

- q : carga aplicada (N);
- E : módulo de elasticidade do material (MPa);
- I : momento de inércia (mm^4);
- x : distância do ponto de deflexão (mm);
- l : comprimento da barra (mm).

3.1.3 Estrutura

Para a montagem da estrutura serão utilizados processos de fabricação mecânica como corte, soldagem por eletrodo revestido e furação. É aplicado também a seleção de materiais seguindo os requisitos de resistência mecânica e requisitos dimensionais, como por exemplo: a seleção do material do parafuso, do eixo, dos mancais e dos rolamentos.

3.2 METODOLOGIA APLICADA AO ENSAIO

Para alcançar os objetivos do projeto deve-se seguir uma metodologia de ensaio em que os procedimentos e os parâmetros fixos se mantenham constantes ao longo de todos os testes, variando apenas a vazão e a aplicação de diferentes torques. O protótipo permite uma observação do escoamento da água e a coleta de dados de velocidade de rotação e torque. Portanto, é possível mensurar a potência mecânica gerada, comparando-a com a potência hidráulica da turbina. Ademais, perdas mecânicas estimadas do atrito dos rolamentos, hidráulicas em razão do impacto e do atrito da água sobre as lâminas, e perdas por fuga de vazamento na calha não são avaliadas no ensaio.

3.2.1 Eficiência da turbina

A eficiência da turbina de Arquimedes é calculada pela razão da energia mecânica produzida e a energia hidráulica disponível para movimentar o parafuso. Portanto, serão coletadas no ensaio grandezas de forma direta, como vazão e rotação, e indiretas, através da força para gerar o torque. A potência mecânica então é aplicada pela equação 20. Já a potência hidráulica é conhecida através da medição das grandezas de vazão Q e altura de queda H , aplicando a equação 1. Assim, para

cada ensaio a eficiência será conhecida pela equação 27, conforme é mostrado a seguir:

$$n_t = \frac{P_{mec}}{P_{vh}} = \frac{T \cdot \omega}{\gamma_{\acute{a}gua} \cdot Q \cdot H}$$

3.2.2 Medição de vazão

A medição da vazão de entrada é realizada por um hidrômetro, dispositivo que é instalado junto da tubulação e tem a função de registrar o volume de água que passa por ele. Os hidrômetros mais comuns têm uma hélice ou turbina na qual se posiciona um ou mais jatos de água movimentando-a. Após esse contato, o girar da hélice registra o movimento em um totalizador que indicará a quantidade em litros ou metros cúbicos. A Figura 15 mostra a cúpula do hidrômetro, padronizada pelo INMETRO (Instituto Nacional de Metrologia). Para o ensaio, a vazão instantânea é medida cronometrando o volume de água acumulado em determinado período de tempo.

Um cuidado necessário para sua correta medição é observar suas condições de operação: instalação adequada, sua correta seleção para a faixa de vazão a ser operada, falta de manutenção e erro de leitura.

Figura 15: Cúpula de leitura do hidrômetro

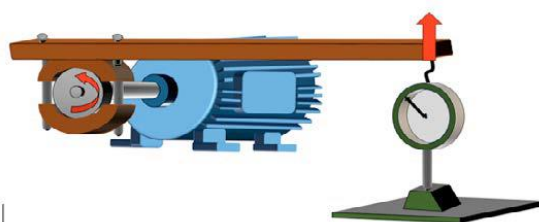


Fonte: Dwiler (2019).

3.2.3 Medição de torque

Em virtude das baixas potências dimensionadas, foi utilizado o conceito do freio de Prony para a medição do torque, na qual duas sapatas pressionam o eixo conforme a aplicação de uma força peso apoiada num braço de alavanca, mostrado na Figura 16. O torque então é relacionado pela multiplicação do comprimento da alavanca pela força peso (Borges *et al.*, 2015).

Figura 16: Representação do freio de Prony



Fonte: Borges *et al.* (2015).

Na metodologia aplicada, utiliza-se normalmente um cordão como elemento de atrito sobre o eixo. Na extremidade do cordão há um contrapeso responsável por mensurar a força de atrito, que pode ser equiparada ao torque para frear o eixo. Portanto, a equação 32 representa o torque aplicado, conforme mostra Oliveira (2017):

$$T = F_{\text{contrapeso}} \cdot (R_{\text{eixo}} + D_{\text{cordão}}) \quad (32)$$

Sendo:

T : torque (Nm);

$F_{\text{contrapeso}}$: força do peso fixado no cordão (N);

R_{eixo} : raio do eixo (m);

$D_{\text{cordão}}$: diâmetro do cordão (m).

Nesta metodologia onde não há o uso de um dinamômetro, se faz necessário o uso de pesos com uma massa conhecida. Para isso, é utilizada a balança de precisão, equipamento utilizado em laboratório, cuja característica apresenta alta sensibilidade reprodutibilidade.

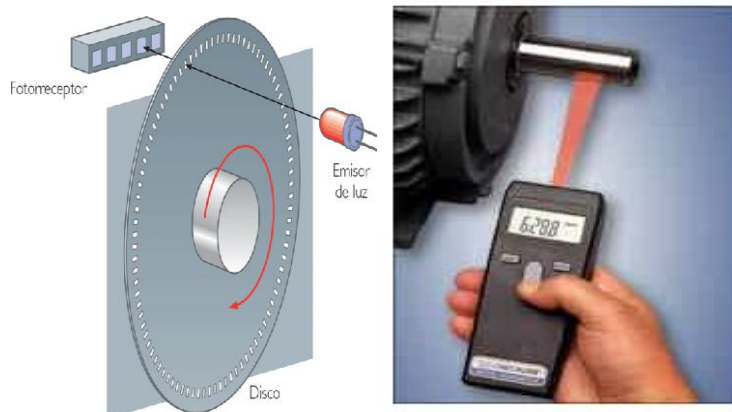
3.2.4 Medição de rotação do eixo

A variável de velocidade angular ω é calculada a partir da velocidade de rotação do eixo n , como mostra a equação 33. O tacômetro ótico é o instrumento portátil utilizado para realizar essas medições de forma rápida e com alta exatidão na superfície de objetos em rotação sem contato. Ele detecta o movimento através de um pequeno pedaço de fita reflexiva colada no objeto em rotação, o qual serve como referência.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (33)$$

A Figura 17 mostra o funcionamento deste equipamento comparando-o com o tacômetro fotoelétrico, onde uma fonte emite um sinal de luz ao fotorreceptor, refletindo-a para o equipamento (Bertol *et al.*, 2019).

Figura 17: Representação do funcionamento do tacômetro ótico



Fonte: Bertol *et al.* (2019).

4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DE RESULTADOS

Este capítulo visa apresentar os materiais e processos construtivos empregados para a análise de eficiência do parafuso de Arquimedes como turbina de geração de potência.

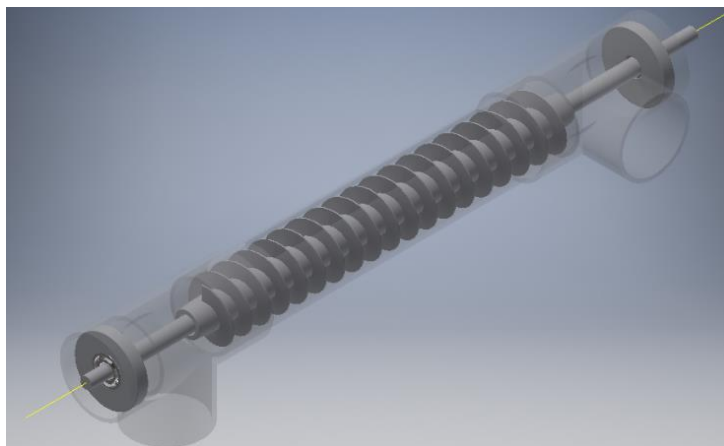
4.1 PROJETO E CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO

A ideia concebida para a construção do modelo de teste partiu da manufatura do parafuso helicoidal por impressão 3D, em material polimérico a fim de proporcionar leveza. O helicoidal foi encaixado num eixo metálico, o qual ficou biapoiado sobre mancais de rolamento para que o parafuso pudesse girar livremente dentro da calha.

Já a alimentação de água se dá numa das extremidades do tubo, num nível mais elevado, e escoar pelo tubo até o nível inferior, preenchendo os espaços dos baldes, ou seja, área formada entre as hélices, e gerando uma força motriz resultado da força cinética da água sobre as hélices do parafuso. A saída da água se dá livremente pela abertura inferior do tubo.

Todo o protótipo foi projetado no software Autocad Inventor 2017. Ele contém além da turbina uma estrutura metálica de suporte capaz de gerar diferentes inclinações ao conjunto, uma bomba centrífuga para recalcar a água e um hidrômetro para a aferição das vazões, um mecanismo com roldana para a medição de torque através da frenagem do eixo com cordão de tecido sintético e contrapeso. A bomba manterá o fluxo constante, assim, a variável vazão será controlada através do ajuste de uma válvula gaveta de 1" instalada na linha de recalque, sendo a vazão aferida a cada teste. A Figura 18 mostra o projeto elaborado no software, onde os tubos e conexões em PVC foram ocultadas para melhor visualização do parafuso.

Figura 18: Montagem da turbina



Fonte: Elaborada pelo autor.

4.1.1 Dimensionamento do parafuso helicoidal

Partiu-se da atribuição de valor do diâmetro externo do parafuso, definido em $D = 0,094 \text{ m}$, em função da utilização do tubo de PVC marrom DN 100 como calha do conjunto, pois seu diâmetro interno é de 98 mm. A Tabela 7 mostra o resultado do dimensionamento do parafuso helicoidal baseado nas equações demonstradas no capítulo anterior, sendo que foram atribuídas três helicoides a sua geometria a fim de melhorar a performance da turbina. Todos os demais elementos do conjunto são projetados para atender os requisitos desta turbina.

Tabela 7: Valores definidos para a geometria do parafuso helicoidal

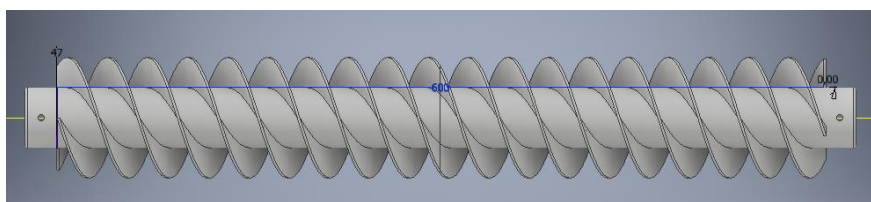
Diâmetro externo	$D = 94 \text{ mm}$
Diâmetro interno	$d = 47 \text{ mm}$
Velocidade de rotação	$n = 241,85 \text{ RPM}$
Vazão nominal	$Q_n = 0,0008347 \text{ m}^3/\text{s}$
Vazão útil de projeto	$Q = 0,000959 \text{ m}^3/\text{s}$
Passo	$P = 94 \text{ mm}$
Número de hélices	$a = 3 \text{ helicoides}$
Folga entre parafuso e tubo	$s_{sp} = 1,38 \text{ mm}$
Comprimento do parafuso	$L = 600 \text{ mm}$
Número de filetes	$N^\circ \text{ filetes} = 20$
Comprimento total da impressão	$L_{total} = 650 \text{ mm}$

Fonte: Elaborada pelo autor.

Devido a sua complexidade de manufatura e dimensões reduzidas, e com objetivo de diminuir os efeitos do peso parafuso, optou-se pela impressão 3D para confecção do mesmo. Dentre os materiais, foi escolhido o ABS junto ao fabricante, tendo este uma resistência máxima em tração de 41,4 MPa (NORTON, 2013, p.994). O ABS possui um tempo de deformação maior, sendo um material dúctil. Por isso, ele se torna um material interessante quanto a tenacidade.

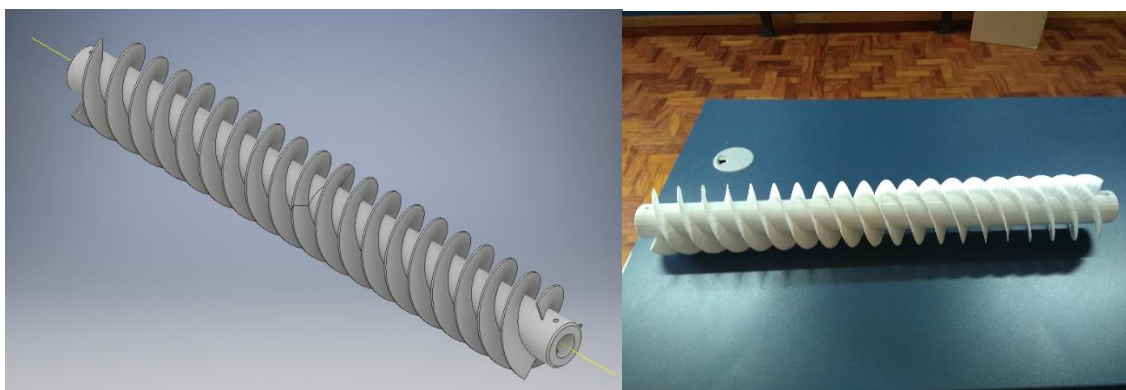
A característica da peça pronta é de ser um material extremamente leve e de estrutura interna porosa, tendo a vantagem a sua facilidade para lixar. O acabamento superficial apresentou elevada rugosidade, principalmente nas hélices devido a necessidade de se criar uma estrutura suporte para a fixação da resina durante a impressão das mesmas. Esse processo também acaba por utilizar o dobro de resina para a manufatura de elementos aéreos, como é o caso das hélices. As Figuras 19 e 20 trazem o parafuso em desenho CAD assim como a peça já manufaturada.

Figura 19: Vista frontal do parafuso de Arquimedes



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 20: Vista 3D do parafuso e parafuso manufaturado

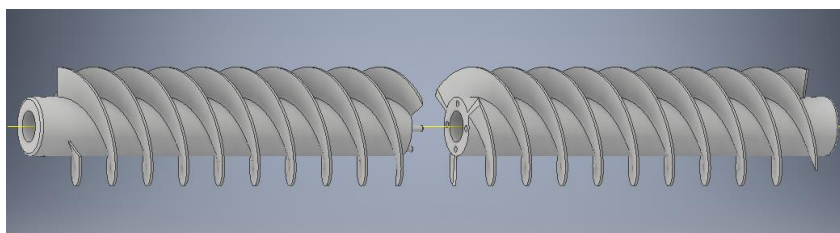


Fonte: Elaborada pelo autor.

Uma restrição da impressão 3D foi a necessidade de dividir o parafuso em duas partes pois o tamanho das impressoras não atendia o comprimento de 650 mm, conforme mostra a Figura 21. Com isso, houve a inserção de pinos de encaixe

macho/fêmea nas duas metades para um perfeito encaixe das lâminas. O processo de união das partes foi feito por colagem com cola plástica epóxi. Além disso, houve dificuldade quanto a precisão dimensional do furo do eixo no parafuso, que apresentou diâmetro de 24 mm, um milímetro menor ao projetado. Também foram colocados dois furos passantes nas extremidades do helicóide afim de fixá-lo ao eixo com um conjunto porca parafuso M5.

Figura 21: Projeto do parafuso dividido para a impressão



Fonte: Elaborada pelo autor.

4.1.2 Eixo metálico

Inicialmente foi verificado o diâmetro mínimo do componente pela análise de tensão por flexão do material. Para isso, a carga F_q distribuída ao longo do eixo é igual ao peso da água mais o próprio peso do helicoidal. Esta massa de água corresponde ao volume da metade superior do tubo de PVC ao longo de 922 mm do comprimento do eixo. A Tabela 8 mostra o valor da força atuante sobre o eixo.

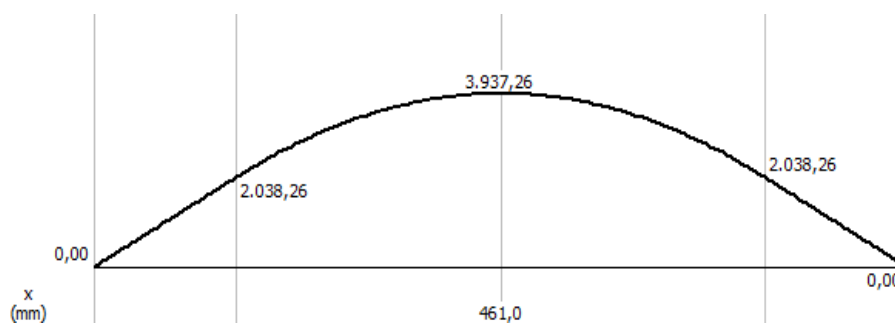
Tabela 8: Forças atuantes sobre o eixo

Massa de água	$m_{\text{água}} = 3,47 \text{ kg}$
Massa do parafuso ABS	$m_{\text{parafuso}} = 0,5 \text{ kg}$
Força F_q	$q = 38,95 \text{ N}$
Força F_q distribuída ao longo do eixo	$q = 0,0422 \text{ N/mm}$
Comprimento do eixo	$L = 922 \text{ mm}$

Fonte: Elaborada pelo autor.

Utilizando o software MDSolids 4.0 para o modelo de viga biapoiada com carga distribuída, o momento máximo sob as condições impostas é de $M_{\text{máx.}} = 3927,26 \text{ N}\cdot\text{mm}$, conforme diagrama de momento fletor da Figura 22:

Figura 22: Diagrama do momento fletor do eixo



Fonte: Elaborada pelo autor.

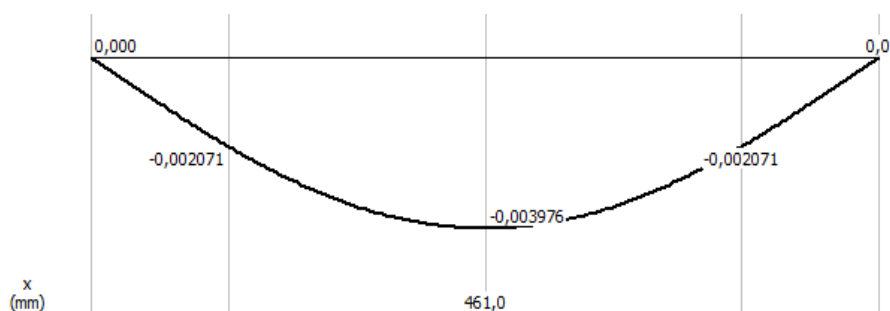
E expandindo a equação 30, é possível verificar o diâmetro mínimo do eixo, onde a resistência ao escoamento em tração é de $\sigma = 179 \text{ MPa}$ para o aço ABNT 1010 laminado a quente (NORTON, 2013):

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{máx.}}}{\pi \cdot 0,577 \cdot 179}} = 7,29 \text{ mm}$$

Apesar da verificação apontar a necessidade de um diâmetro de 7,29 mm, optou-se pela utilização de um eixo maior, com a colocação de rolamentos maiores, e também pela necessidade de haver uma área maior de contato para o cordão gerar o atrito e para a colagem da fita reflexiva do tacômetro. Assim, o projeto foi desenhado com um diâmetro de 24 mm para o apoio do parafuso helicoidal, e de 20 mm nas extremidades. Essas extremidades possuem 180 mm e 50 mm de comprimento, sendo a primeira medida sobressalente a uma extremidade do tubo.

Para esse diâmetro de 24 mm foi calculada então a deflexão do eixo. Utilizando o software MDSolids 4.0, foi encontrado uma flecha $\nu = 0,003976 \text{ mm}$, valor bem abaixo da folga necessária entre a hélice e a calha de PVC. A Figura 23 mostra o diagrama de deflexão:

Figura 23: Diagrama da flecha de deflexão



Fonte: Elaborada pelo autor.

Já a Figura 24 traz o modelo desenhado no Inventor 2017 e ao lado o componente já usinado. Verifica-se a presença de furos passantes de 5,5 mm que foram colocados coincidentes com os furos de fixação do parafuso. O comprimento total do mesmo é de 1152 mm.

Figura 24: Modelo em 3D e eixo manufacturado



Fonte: Elaborada pelo autor.

4.1.3 Tubo e conexão de PVC

Foram utilizados tubos e conexões de PVC na função de calhas de escoamento da água devido a sua perfeita geometria, facilidade de corte e adaptabilidade com outros componentes. Para simular a calha, foi utilizado um tubo de PVC marrom, utilizado no abastecimento público de água, DN 100, com diâmetro interno de 98,0 mm. O conjunto de PVC montado ficou com um comprimento total de 1090 mm. A face superior do tubo foi cortada em 300 mm para que pudesse ser visualizada o movimento da turbina no ensaio. A necessidade de ter o eixo passante nas

extremidades e o não contato dos rolamentos com água fez com que se utilizasse dois TÊES nas extremidades cujo diâmetro interno é de 110 mm. Assim a água entraria lateralmente sem que houvesse o contato com os rolamentos, causando o travamento dos mesmos. A Figura 25 demonstra como foi idealizado a calha com o tubo de PVC.

Figura 25: Montagem da calha em tubo PVC

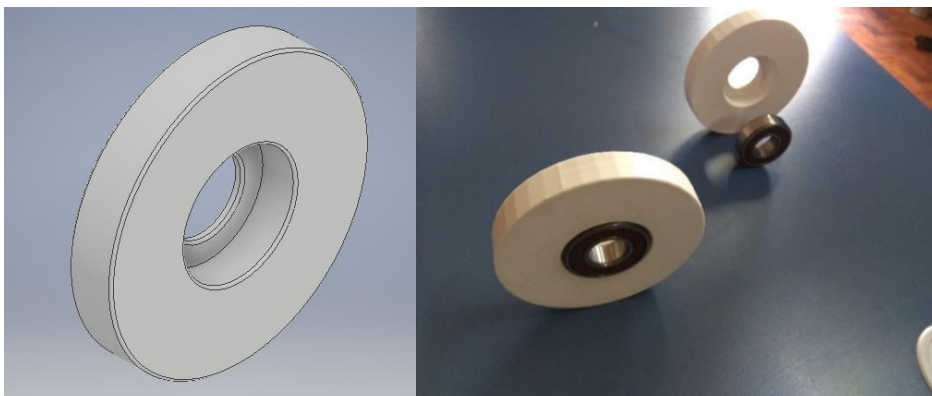


Fonte: Elaborada pelo autor.

4.1.4 Mancais de rolamento

Foram utilizados dois rolamentos de esfera 6204 DDU, de diâmetro interno de 20 mm e externo de 47 mm, com vedação de borracha, ideal para ambientes com umidade, da marca NSK, e acoplados em mancais de rolamento manufaturados também em impressão 3D. Este mancal impresso é acoplado dentro da bolsa dos TÊES de PVC, tendo então um diâmetro externo de 110 mm. O furo para o rolamento foi projetado em 47 mm, e a sua espessura total é de 18 mm. A Figura 26 mostra o modelo em CAD e o conjunto pronto.

Figura 26: Modelo em 3D e mancal de rolamento manufactured

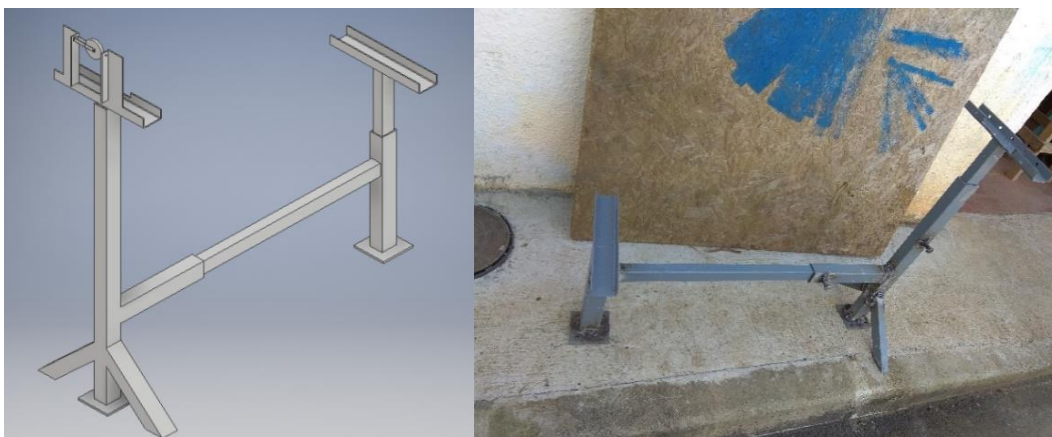


Fonte: Elaborada pelo autor.

4.1.5 Estrutura metálica de suporte

A estrutura suporte da turbina de Arquimedes foi projetada e confeccionada com tubo quadrado Metalon de 30x40 mm e 40x50 mm, retalhos estes disponíveis nas dependências da empresa, conforme Figura 27. Foi soldada com eletrodo revestido E6013. Ainda prevê o ajuste da altura nas extremidades e o comprimento total através do encaixe dos tubos e fixação com parafuso cuja a porca foi soldada nos tubos maiores. Isso permitiu o ajuste de diferentes ângulos de inclinação do conjunto em relação ao plano horizontal. Na extremidade superior foram soldadas duas cantoneiras para fixação da roldana e um parafuso, necessários para a colocação do cordão que realiza o atrito no semieixo inferior.

Figura 27: Suporte metálico da turbina



Fonte: Elaborada pelo autor.

4.1.6 Bomba centrífuga linhas de sucção e recalque

Uma bomba centrífuga foi utilizada para alimentar o parafuso a vazão constante mediante o ajuste da mesma numa válvula de bloqueio. A linha de recalque e sucção foram montadas com materiais cedidos pela oficina do setor da empresa, em tubos e conexões de aço galvanizado e PVC. A entrada de água na turbina é no diâmetro de 75 mm a fim de desacelerar a velocidade do fluido. A saída de água pelo TÊE inferior da turbina de se dá em tubo de 50 mm, com escoamento livre para o tanque decantador da ETA.

Sendo assim, o circuito da água inicia pela sucção negativa da bomba no decantador, tendo uma válvula de pé para manter a tubulação de PVC DN 50 com água. Passando pela bomba, a linha de recalque possui uma válvula de bloqueio para regulagem da vazão, e em seguida há um hidrômetro para a medição do volume. Por fim, o recalque é conectado à entrada da turbina, onde há o escoamento e movimento do parafuso, sendo descartada novamente ao decantador pelo TÊE inferior, fechando o ciclo do sistema.

Quanto à moto bomba, sua característica apresenta ligação monofásica, de potência de 1cv, da marca WEG. A montagem do protótipo é mostrada na Figura 28.

Figura 28: Montagem do protótipo no tanque decantador



Fonte: Elaborada pelo autor.

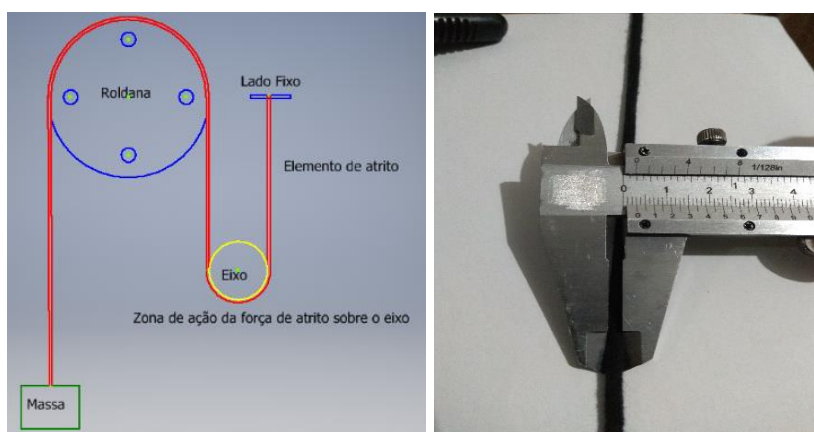
4.1.7 Medição de vazão

Na linha de recalque da bomba foi acoplado entre flanges um hidrômetro cuja a vazão máxima é de 30 m³/h, e a mínima de 0,6 m³/h, sendo apropriado para o teste, que prevê vazões na faixa de 0,72 a 7 m³/h. A cada ensaio o volume é cronometrado para regular a vazão desejada.

4.1.8 Medição de torque

No cavalete superior do suporte, onde o eixo sobressai ao tubo de PVC, foram soldadas duas cantoneiras e nelas fixadas de um lado um parafuso e de outro uma roldana com a função de tracionar tangencialmente o cordão ao eixo da turbina. Desta forma, uma extremidade do cordão é fixada ao parafuso e a outra extremidade está livre para a colocação dos pesos, conforme mostra modelo da Figura 29. Já as massas foram pesadas numa balança de precisão. O torque é encontrado numa relação direta desta massa peso com o raio de ação da força sobre o eixo, ou seja, o raio do eixo mais o diâmetro do cordão de 3mm.

Figura 29: Representação do freio aplicado no protótipo



Fonte: Elaborada pelo autor.

A Figura 30 mostra a construção do freio no eixo e a balança utilizada para a aferição das massas. É uma balança eletrônica da marca Marte, modelo AL 500C, cuja a capacidade de medida é de 500g, sua sensibilidade e reprodutibilidade são de 0,001g, tendo uma cúpula para proteção das interferências do ambiente. Essa balança

pertence ao laboratório de tratamento de água da CORSAN – Companhia Riograndense de Saneamento, de Campo Bom.

Figura 30: Montagem do freio e a balança usada para aferição das massas



Fonte: Elaborada pelo autor.

4.1.9 Medição da rotação

A medição de torque é realizada com um tacômetro foto/contato digital modelo MDT-2238A, da marca Minipa, específico para medição de rotação de eixos, cujas características são: faixa de medida de 2,5 a 99999 RPM, resolução de 0,1 RPM, precisão de 0,05% + 1D. Para a medição, é colada uma fita refletiva no eixo sob uma fita escura para evitar interferências da reflexão do eixo metálico. A Figura 31 mostra a colocação da fita no eixo e o equipamento utilizado, o qual foi cedido pela CORSAN para os ensaios.

Figura 31: Tacômetro óptico utilizado para o ensaio



Fonte: Elaborada pelo autor.

4.1.10 Custo do protótipo

O projeto teve custos com a manufatura em impressão 3D do parafuso e dos mancais dos rolamentos, da usinagem do eixo de aço e da aquisição de dois rolamentos NSK 6204 DDU. As demais peças, equipamentos e ferramentas para a construção foram cedidas ou emprestadas pela CORSAN, assim como o espaço para a construção e local para a realização dos testes. Desta forma, os custos incidiram da seguinte maneira:

- Impressão do parafuso helicoidal e dos mancais em 3D: R\$ 652,00;
- Usinagem de eixo ABNT 1010: R\$ 135,00;
- 2 Rolamentos 6204 DDU: 39,40;
- CUSTO TOTAL: R\$ 826,40.

4.2 REALIZAÇÃO DO ENSAIO

Nesta seção são apresentados os procedimentos e os resultados do ensaio baseado nos objetivos propostos. O experimento foi realizado nas CORSAN, no município de Campo Bom, pois oferecia melhores condições para o ensaio com vazões na faixa de 1 l/s. A configuração do protótipo partiu do ajuste do ângulo de inclinação β de 27° com relação ao plano horizontal, e em seguida o ajuste da vazão desejada. Assim, com a passagem de água pela turbina e o movimento do eixo, são coletadas as rotações sem carga e para cada carga gradativamente, onde o peso é fixado na extremidade livre do cordão. A Figura 32 mostra o ajuste angular do parafuso.

Figura 32: Ajuste do ângulo inclinação de 27° do conjunto



Fonte: Elaborada pelo autor.

A vazão foi variada de 21% a 185 % da vazão útil de projeto, sendo que o torque aplicado para cada peso não varia, conforme a equação 32. Já a potência hidráulica é o resultado da equação 1, sendo a altura ΔH mensurada da entrada de água do tubo até o bocal livre na saída inferior. Para cada condição de vazão da turbina foram testadas seis massas diferentes para coletar a medida de rotação. Para vazões entre 0,2 a 0,51 l/s, a frenagem total do eixo ocorreu antes da colocação do peso 6. As Tabelas 9 e 10 trazem a aferição e torque gerado pelos pesos e os parâmetros iniciais, respectivamente.

Tabela 9: Valores das massas e do torque calculado

Massa peso pré-estabelecida			Torque (N.m)	
Peso 1	261,639	g	Torque 1	0,0334
Peso2	417,07	g	Torque 2	0,0532
Peso 3	603,13	g	Torque 3	0,0769
Peso 4	864,769	g	Torque 4	0,1103
Peso 5	995,722	g	Torque 5	0,1270
Peso 6	1257,361	g	Torque 6	0,1604

Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 10: Parâmetros pré-estabelecidos para o ensaio

Parâmetros iniciais estabelecidos		
Comprimento da turbina	1,090	m
Altura cavalete superior	0,915	m
Altura cavalete inferior	0,420	m
$h \Delta$ (m)	0,490	m

Vazão de projeto	0,00095	m ³ /s
Ângulo de Inclinação β	27°	deg
Folga entre hélice e a calha	1,9	mm
Raio de torque	0,013	m
Altura hidráulica	0,56	m
Peso específico da água	9810	N/m ³
Temperatura da água	21	°C

Fonte: Elaborada pelo autor.

E a Tabela 11 demonstra as vazões aplicadas para geração das curvas de eficiência com a potência hidráulica disponível para cada vazão calculada com a equação 1.

Tabela 11: Potência hidráulica disponível para cada vazão

Q (m ³ /s)	P_{hidr} (W)
0,0002	1,0983
0,00031	1,7024
0,00042	2,3065
0,00051	2,8008
0,00061	3,3500
0,00072	3,9540
0,0008	4,3934
0,00091	4,9975
0,00101	5,5466
0,00112	6,1507
0,0012	6,5901
0,0013	7,1392
0,00141	7,7433
0,00152	8,3474
0,00176	9,6654

Fonte: Elaborada pelo autor.

Com relação ao comportamento do fluxo de água no parafuso, o preenchimento dos baldes pareceu adequado para vazões entre 0,61 e 1,3 l/s sem a aplicação de carga. Fora do intervalo dessas vazões, o volume de água toma preferencialmente as laterais do parafuso, o escoamento é turbulento e não há um preenchimento uniforme dos baldes quando a vazão é superior, enquanto que numa vazão inferior a 44% da vazão de projeto o preenchimento dos baldes ficou prejudicado pela queda de rotação. Também foi possível observar que elevados torques limitam a passagem de água em

função da redução de rotação. A Figura 33 mostra o comportamento turbulento na vazão de 1,41 l/s já com aplicação de carga.

Figura 33: Turbina operando com 1,41 l/s



Fonte: Elaborada pelo autor.

Com relação às dificuldades encontradas, foi verificada uma flexão no tubo de PVC em ângulos menores que 30° , justificado pela mudança do centro de gravidade e fazendo com que um maior volume de água se concentrasse no plano horizontal. Como consequência, a turbina raspava no tubo, sendo necessário então a colocação de um calço na parte inferior do tubo. Outro fator que contribuiu para esse problema foi a montagem com tubo e TÊE de bolsa em PVC, cuja encaixe apresenta uma pequena folga. Para corrigir esse problema, foi colocado um apoio sob a base inferior do tubo. Esse problema corrobora com o estudo de Frizon *et al.* (2015), onde a escolha dos materiais do conjunto deve considerar a deflexão e o comprimento do parafuso.

4.3 ANÁLISE DE RESULTADOS

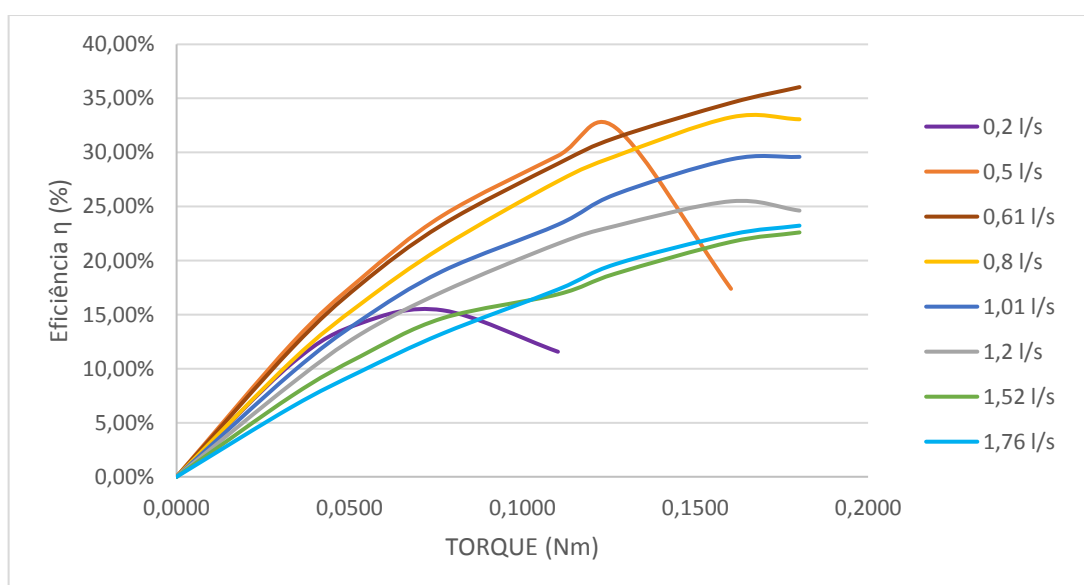
Esta seção visa apresentar a análise de eficiência gerada no ensaio experimental descrito no capítulo anterior. Serão mostradas as curvas de eficiência em função do aumento gradativo do torque para cada vazão, a análise em função da vazão como também sob a ótica da velocidade de rotação.

4.3.1 Análise sob o aspecto do aumento de torque

Nesta análise foram gerados dois gráficos onde as curvas de vazão seguem o aumento gradativo do torque. Na Figura 34, que traz as curvas de eficiência, o intervalo de vazão que apresentou um rendimento acima de 30% foi de 0,51 l/s a 1,01 l/s, sendo que na vazão de 0,51 l/s o rendimento cai bruscamente a partir da aplicação do torque 5. O mesmo ocorre com uma vazão de 0,2 l/s, cuja queda é acentuada quando é requisitada a terceira carga, mostrando que para baixas vazões o aumento da carga é bastante limitado quando se requer eficiência da turbina. Esses resultados são semelhantes à pesquisa de Lubitz *et al.* (2013), que verificou uma queda brusca do rendimento a vazões inferiores de 50% da vazão de projeto do protótipo.

Ao mesmo tempo, nota-se que uma vazão maior não indica o melhor rendimento: o melhor resultado foi apresentado a uma vazão de apenas 64% da vazão de projeto quando aplicado o torque máximo do teste. Isso pode ser explicado pelo comportamento do fluxo: foi observado uma área molhada maior nos baldes com a aplicação desta carga nesta faixa de vazão, o que gera uma força potencial maior sobre as hélices, conforme expõe o trabalho de Frizon *et al.* (2015).

Figura 34: Gráfico de Eficiência x Torque para diversas vazões

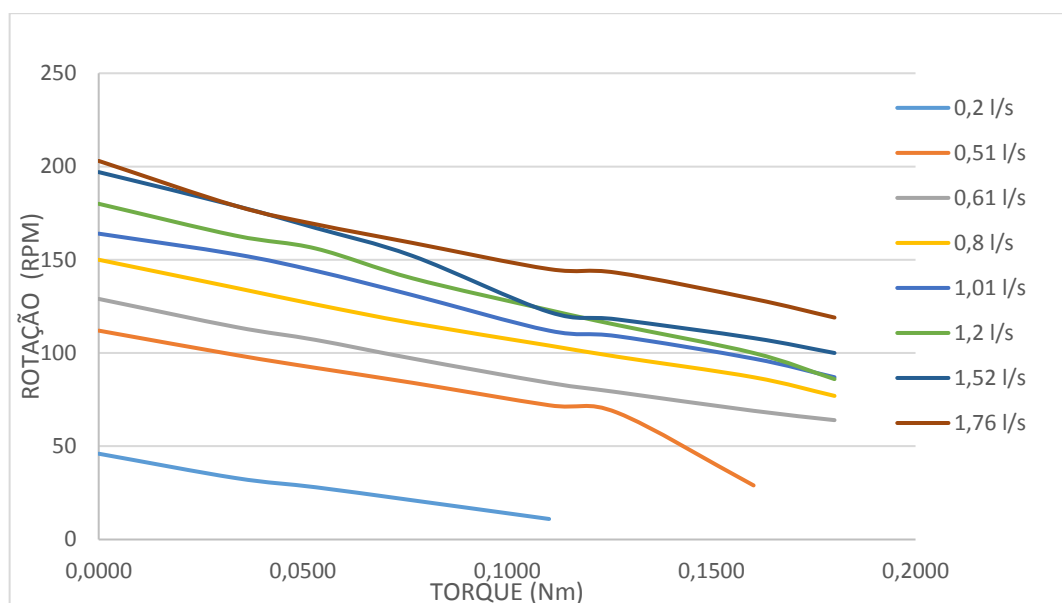


Fonte: Elaborada pelo autor.

Já a Figura 35 aponta que a rotação da turbina decresce com o aumento do torque, com uma curva característica semelhante para vazões entre 0,61 l/s e 1,76 l/s.

Nota-se que as curvas estão muito próximas quando a vazão está compreendida entre 0,8 l/s e 1,52 l/s para torques acima de 0,1 Nm, mostrando a versatilidade deste tipo de turbina para uma faixa que vai de 84% a 160% da vazão projetada para o modelo, isto é, 0,95 l/s.

Figura 35: Gráfico relacionando a Rotação x Torque para diversas vazões



Fonte: Elaborada pelo autor.

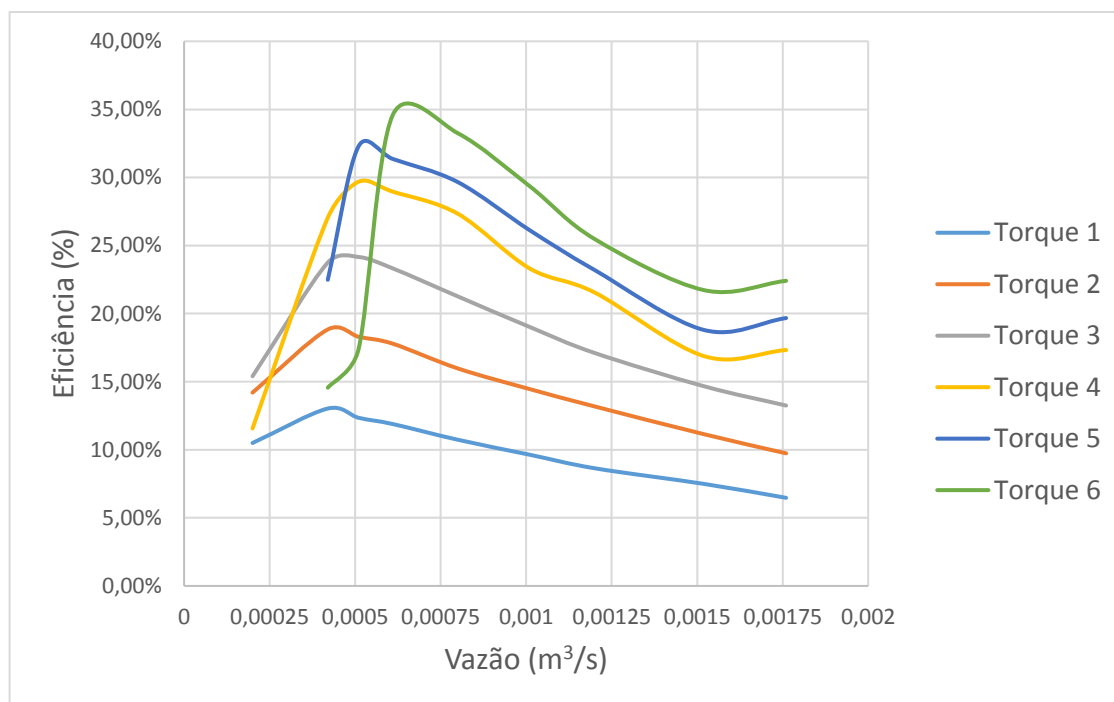
4.3.2 Análise de eficiência sob o aspecto da vazão do parafuso

Nesta análise foram avaliadas as curvas de eficiência para cada torque em função do aumento gradativo da vazão, para um intervalo de 0,2 l/s a 1,76 l/s. Ela traz de maneira mais clara o comportamento da eficiência comparado à Figura 34, mostrando o pico de rendimento em cada solicitação de torque.

Dessa forma, a Figura 36 mostra que para todos os esforços solicitados o pico de eficiência situou-se entre 0,42 l/s e 0,8 l/s, apontando uma rápida elevação de rendimento no início da curva e após o pico há uma queda gradativa com o aumento da vazão. Isso pode ser explicado pelo aumento das perdas por fuga entre a calha e o parafuso e as perdas hidráulicas em função do aumento da velocidade de escoamento: há o aumento do choque da água e das mudanças bruscas de direção sobre as hélices do parafuso. Além disso, a rugosidade da hélice em ABS pode ter contribuído para o aumento das perdas por atrito. Portanto, há uma combinação entre

esforço acoplado ao eixo e a rotação onde as perdas são minimizadas e que elevam a eficiência, normalmente associado a um elevado torque e uma vazão menor que a vazão nominal.

Figura 36: Gráfico de Eficiência x Vazão para cada torque aplicado



Fonte: Elaborada pelo autor.

Conforme a Figura 36, as curvas de Torque 1, Torque 2 e Torque 3 apresentam características muito semelhantes, tendo seu pico de eficiência entre 0,42 l/s e 0,51 l/s. A partir do Torque 4, onde a sensibilidade da força de atrito é maior, a eficiência aumenta inclusive em vazões mais baixas, com pico de 29,9% na vazão de 0,51 l/s. Já a carga correspondente ao Torque 5 apresenta uma eficiência em torno de 32% entre 0,51 l/s e 0,72 l/s, e na vazão mais baixa, de 0,2 l/s, a eficiência já é de 22 %, efeito do torque maior comparado aos anteriores.

Ao verificar a curva correspondente ao Torque 6, verifica-se com maior evidência o potencial da aplicação desta metodologia de medição de torque. O modelo apresenta queda de rendimento acentuada para vazões abaixo de 64 % da vazão de projeto, porém neste ponto ele atinge seu pico de eficiência: 34,59%.

Esse resultado se enquadra ao estudo de Nuernbergk e Rorres (2013), onde na máxima potência houve um preenchimento elevado dos baldes, ao mesmo tempo que o torque é elevado para a vazão correspondente.

Já a Tabela 12 apresenta um intervalo de rendimento entre 5% e 13%, os piores resultados do ensaio, onde a eficiência está associada principalmente ao baixo torque e elevada vazão e rotação. O baixo rendimento nestas condições pode ser explicado também pela metodologia aplicada para verificar o torque. Com os pesos mais baixos, a sensibilidade da força de atrito atuando sobre o eixo é menor, gerando potências mecânicas mais baixas que o valor real.

Tabela 12: Resultados do ensaio com os piores rendimentos

Q (m^3/s)	T ($N.m$)	TORQUE	n (RPM)	P_{mec} (W)	P_{hidr} (W)	η
0,00199	0,0334	TORQUE 1	185	0,6464	10,9285	5,91%
0,00176	0,0334	TORQUE 1	179	0,6255	9,6654	6,47%
0,00152	0,0334	TORQUE 1	179	0,6255	8,3474	7,49%
0,00141	0,0334	TORQUE 1	174	0,6080	7,7433	7,85%
0,0013	0,0334	TORQUE 1	169	0,5905	7,1392	8,27%
0,0012	0,0334	TORQUE 1	163	0,5695	6,5901	8,64%
0,00199	0,0532	TORQUE 2	176	0,9803	10,9285	8,97%
0,00112	0,0334	TORQUE 1	159	0,5556	6,1507	9,03%
0,00101	0,0334	TORQUE 1	153	0,5346	5,5466	9,64%
0,00176	0,0532	TORQUE 2	169	0,9413	9,6654	9,74%
0,00091	0,0334	TORQUE 1	142	0,4962	4,9975	9,93%
0,0002	0,0334	TORQUE 1	33	0,1153	1,0983	10,50%
0,0008	0,0334	TORQUE 1	135	0,4717	4,3934	10,74%
0,00152	0,0532	TORQUE 2	167	0,9302	8,3474	11,14%
0,00072	0,0334	TORQUE 1	129	0,4507	3,9540	11,40%
0,0002	0,1103	TORQUE 4	11	0,1270	1,0983	11,57%
0,00141	0,0532	TORQUE 2	162	0,9023	7,7433	11,65%
0,00061	0,0334	TORQUE 1	114	0,3983	3,3500	11,89%
0,00199	0,0769	TORQUE 3	162	1,3049	10,9285	11,94%
0,00051	0,0334	TORQUE 1	99	0,3459	2,8008	12,35%
0,0013	0,0532	TORQUE 2	161	0,8968	7,1392	12,56%
0,00042	0,0334	TORQUE 1	86	0,3005	2,3065	13,03%
0,0012	0,0532	TORQUE 2	156	0,8689	6,5901	13,19%
0,00176	0,0769	TORQUE 3	159	1,2807	9,6654	13,25%
0,00112	0,0532	TORQUE 2	148	0,8244	6,1507	13,40%

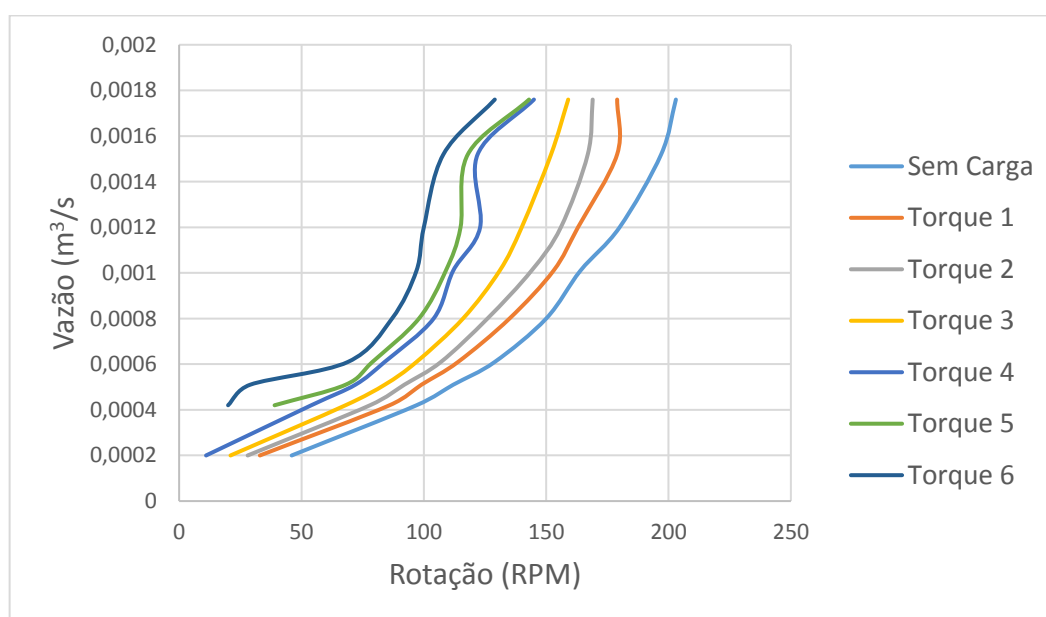
Fonte: Elaborada pelo autor.

4.3.3 Análise sob aspecto da velocidade de rotação

A análise em função da velocidade de rotação do parafuso é a aplicação usual para geração de curvas características de eficiência de turbinas, uma vez que o gerador acoplado ao eixo é normalmente do tipo síncrono, sendo a carga gerada relacionada com a velocidade de rotação da turbina.

No gráfico da Figura 37 são mostradas as curvas de vazão em função da rotação. A linha mais à direita, em azul ciano, apresenta as vazões sem aplicação de carga sobre a turbina, denominada velocidade de disparo, onde a rotação é máxima e o torque e rendimento são nulos. Nota-se que a rotação máxima do protótipo ocorre com 203 RPM a uma vazão de 1,76 l/s. Essa velocidade é inferior à velocidade máxima recomendada pelo estudo de Nagel (1968), calculada em 241 RPM para a vazão nominal. Isso pode ser explicado pelas perdas mecânicas nos rolamentos e pelas hidráulicas no impacto da água e atrito com as hélices a altas velocidades. As curvas de cada torque estão posicionadas à esquerda da velocidade de disparo, e indicam uma velocidade máxima que vai diminuindo conforme o aumento de carga, conforme é visto na Figura 37. Nesta visualização, é possível fazer uma analogia do torque com o grau de abertura da turbina, cuja a relação é direta com a potência de geração acoplada ao eixo.

Figura 37: Gráfico de Vazão x Rotação para cada torque aplicado



Fonte: Elaborada pelo autor.

Quanto a análise de rotação, para os Torques 4, 5 e 6 nota-se uma diferença pequena da velocidade dentro de um intervalo de vazão, conforme mostra a Tabela 13. Isso demonstra a possibilidade de operar com velocidades praticamente constantes em diferentes cargas e vazões. Lubitz *et al.* (2013) já havia citado em seu estudo que a rotação varia muito pouco próximo da faixa onde a potência é máxima.

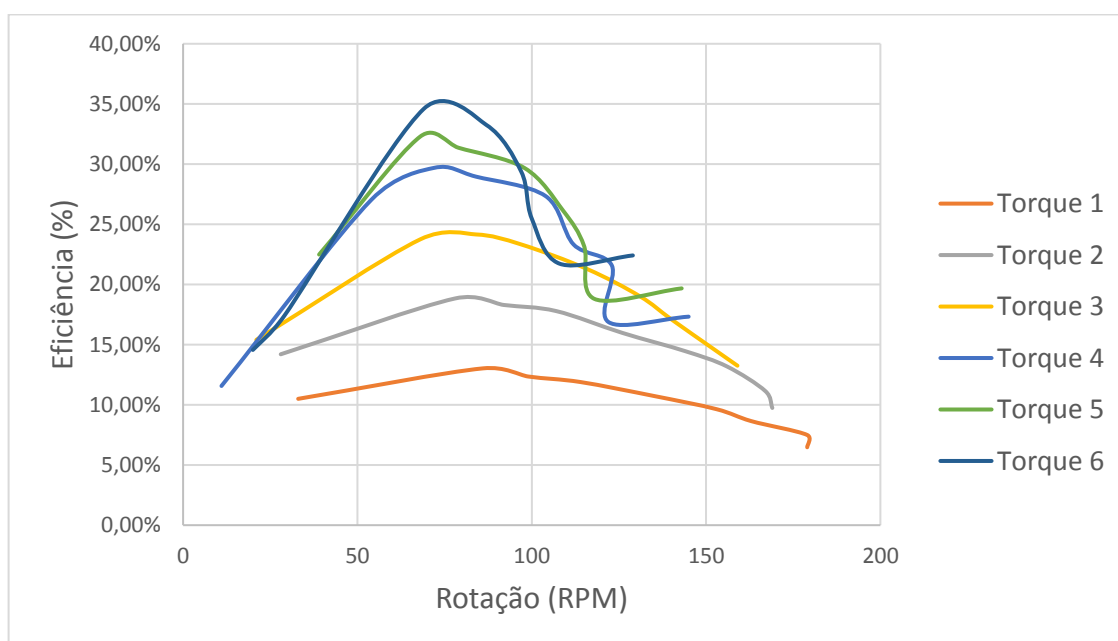
Tabela 13: Análise de velocidade de rotação dos gráficos de Torque

Gráfico	Intervalo de vazão	Δ RPM
TORQUE 6	0,8 l/s a 1,41 l/s	15 RPM
TORQUE 5	0,91 l/s a 1,52 l/s	13 RPM
TORQUE 4	1,01 l/s a 1,52 l/s	10 RPM

Fonte: Elaborada pelo autor.

A Figura 38 mostra o gráfico de rendimento, agora em função da velocidade de rotação. Verifica-se que os picos de rendimento de todos os torques analisados estão situados num intervalo entre 60 RPM e 100 RPM. Esse resultado pode ser comparado ao que Niederle (2018) cita em seu trabalho, em que a rotação do parafuso de Arquimedes está compreendida entre 24 e 60 RPM.

Figura 38: Gráfico de Eficiência x Rotação para cada torque aplicado



Fonte: Elaborada pelo autor.

A Tabela 14 evidencia a faixa de aplicação ideal do modelo construído com resultados de rendimento entre 34% e 27%, para uma velocidade de rotação entre 69 e 105 RPM. Esses valores de eficiência são confirmados pela pesquisa de Lubitz *et al.* (2013) e Erinofardi *et al.* (2017), cujos valores de eficiência em seus protótipos estão compreendidos entre 20% e 49%.

Tabela 14: Resultados do ensaio com melhor desempenho

Q (m^3/s)	T ($N.m$)	TORQUE	n (RPM)	P_{mec} (W)	P_{hidr} (W)	η
0,00061	0,1604	TORQUE 6	69	1,1586	3,3500	34,59%
0,00072	0,1604	TORQUE 6	79	1,3266	3,9540	33,55%
0,0008	0,1604	TORQUE 6	87	1,4609	4,3934	33,25%
0,00072	0,1270	TORQUE 5	96	1,2766	3,9540	32,29%
0,00051	0,1270	TORQUE 5	68	0,9042	2,8008	32,29%
0,00061	0,1270	TORQUE 5	79	1,0505	3,3500	31,36%
0,00091	0,1604	TORQUE 6	91	1,5281	4,9975	30,58%
0,00051	0,1103	TORQUE 4	72	0,8315	2,8008	29,69%
0,0008	0,1270	TORQUE 5	98	1,3032	4,3934	29,66%
0,00101	0,1604	TORQUE 6	97	1,6288	5,5466	29,37%
0,00061	0,1103	TORQUE 4	84	0,9701	3,3500	28,96%
0,00072	0,1103	TORQUE 4	97	1,1202	3,9540	28,33%
0,00091	0,1270	TORQUE 5	105	1,3963	4,9975	27,94%
0,0008	0,1103	TORQUE 4	104	1,2011	4,3934	27,34%

Fonte: Elaborada pelo autor.

Assim exposto, os picos de rendimento das curvas de todos os torques analisados situaram-se na faixa de rotação mencionada acima, o que evidencia que para cada projeto há um intervalo de velocidade onde a solicitação de energia acoplada ao eixo terá o seu melhor desempenho.

5 CONCLUSÃO

A realização deste ensaio experimental para geração de energia com a aplicação do parafuso de Arquimedes permitiu que fossem elaboradas conclusões que estão expostas neste capítulo.

5.1 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste projeto foi desenvolvido um protótipo em escala laboratorial da turbina de Arquimedes, e realizado um ensaio onde o parâmetro a ser avaliado foi a eficiência do conjunto a partir da variação de vazão. A variação deste parâmetro ocorreu para um intervalo de 21% até 185% da vazão de projeto, dimensionada em 0,95 l/s, onde houve a aplicação gradativa de torque através da aplicação de frenagem do eixo mediante a colocação de pesos de massas conhecidas. No total, foram coletadas 103 amostras de rotação para cada vazão e torque, a fim de verificar a eficiência, potência mecânica e potência hidráulica do conjunto.

Em função dos resultados apresentados durante a pesquisa, pode-se concluir que:

- Os resultados apresentaram uma eficiência elevada para as condições deste projeto num intervalo de 53% a 115% da vazão nominal de projeto, com rendimentos de 29,59% a 36,04%. Assim, é importante ressaltar a sua aplicabilidade em canais onde há variação de vazão mantendo um bom rendimento, uma vez que este tipo de instalação normalmente não possui reservatório de acumulação e é ideal para pequenas quedas d'água;

- O melhor rendimento para cada carga analisada situou-se na faixa de 69 RPM a 105 RPM, indicando ser esta a faixa ideal da turbina construída. Comparando com a velocidade máxima de disparo de 203 RPM, esta última é de 1,93 a 2,94 vezes superior a faixa de rotação ideal. Os testes também evidenciam, conforme os gráficos gerados, que a curva característica deste tipo de turbina mantém a velocidade de rotação praticamente constante dentro de determinados intervalos de vazão, mostrando que é possível a sua aplicação em casos onde há a necessidade de manter a rotação constante para atender uma pequena variabilidade da demanda de energia;

- O pico de rendimento do modelo está associado a carga máxima aplicada quando a energia potencial da água presente nos baldes do parafuso também é máxima, isto é, há um preenchimento e escoamento da água uniforme entre as hélices do parafuso. Esta característica foi observada principalmente para elevados torques e velocidades de rotação reduzidas;

- Para vazões abaixo de 44% da vazão nominal de projeto, o ensaio teve queda de rendimento acentuada devido ao baixo volume para preencher os baldes e conseqüentemente gerar a força necessária para movimentar as hélices;

- Vazões acima de 140% da vazão nominal trazem efeitos negativos do trabalho da água sobre as hélices. Há um efeito de turbilhonamento que dificulta o preenchimento uniforme dos baldes, além da maior força centrífuga do parafuso sobre a água, fazendo com ela fique mais nas laterais do tubo, aumentando a perda por vazamento;

- Os testes onde foram aplicados os torques mais elevados indicam que a eficiência tem taxa de queda semelhante enquanto que a vazão e a rotação aumentam proporcionalmente, isto para o intervalo de 84% a 149 % da vazão nominal de projeto. Assim, quando não há interferência das perdas hidráulicas e de fuga, a rotação tende a ser proporcional à vazão e a carga aplicada.

6 REFERÊNCIAS

ANEEL. **Atlas de energia elétrica no Brasil**. 2 ed. Brasília: ANEEL, 2005. Disponível em: <http://www2.aneel.gov.br/arquivos/pdf/livro_atlas.pdf>.

ANEEL. Fontes Renováveis: Energia Hidráulica. *In: Atlas de energia elétrica do Brasil*. [s.l.]: ANEEL, 2008, p. 49–61. Disponível em: <http://www2.aneel.gov.br/arquivos/pdf/atlas_par2_cap3.pdf>.

ANEEL. **Informações Gerenciais**. [s.l.: s.n.], 2018. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/documents/656877/14854008/Boletim+de+Informações+Gerenciais+-+4º+trimestre+de+2018/36e91555-141a-637d-97b1-9f6946cc61b3?version=1.2>>.

BERTOL, Fábio Luis *et al.* E5 - Tacômetros. p. 20, 2019. Disponível em: <<https://pt.scribd.com/presentation/368181637/E5-Tacometros>>.

BORGES, Jacques Cousteau Da Silva *et al.* Métodos e técnicas de medição de torque diretamente em eixos rotativos. **Revista Principia - Divulgação Científica e Tecnológica do IFPB**, v. 1, n. 28, p. 121, 2015. Disponível em: <<http://periodicos.ifpb.edu.br/index.php/principia/article/download/494/337>>.

BORTHWICK, Sandra M. *et al.* **Travel time and condition of juvenile Chinook salmon passed through Archimedes lifts, an internal helical pump, and bypasses at Red Bluff Research Pumping Plant, Sacramento River, California**. Red Bluff- Califórnia: 2000. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/275971443_Travel_time_and_condition_of_juvenile_Chinook_salmon_passed_through_Archimedes_lifts_an_internal_helical_pump_and_bypasses_at_Red_Bluff_Research_Pumping_Plant_Sacramento_River_California>.

BRASIL. **Resolução Normativa nº 482, de 17 de abril de 2012**. Estabelece as condições gerais para o acesso de microgeração e minigeração distribuída aos sistemas de distribuição de energia elétrica, o sistema de compensação de energia elétrica, e dá outras providências. Brasília,DF: Agência Nacional de Energia Elétrica, 2012. Disponível em: <http://www2.aneel.gov.br/arquivos/PDF/Resolu%C3%A7%C3%A3o%20Normativa%20482,%20de%202012%20-%20bip-junho-2012.pdf>.

CASTRO, Nivaldo José de *et al.* A Importância das Fontes Alternativas e Renováveis na Evolução da Matriz Elétrica Brasileira. *In: V Seminário de Geração e Desenvolvimento Sustentável - Fundación MAPFRE*. [s.l.], 2009, p. 1–31. Disponível em: <[http://www.nuca.ie.ufrj.br/gesel/artigos/GESEL_-_Estudo_Mapfre_-_260809\[1\].pdf](http://www.nuca.ie.ufrj.br/gesel/artigos/GESEL_-_Estudo_Mapfre_-_260809[1].pdf)>.

COSTA, Fernanda F. da. **Impactos ambientais das pequenas centrais hidrelétricas do Estado de Rondônia**. Universidade de Brasília, Brasília, 2017. Disponível em: <http://bdm.unb.br/bitstream/10483/18202/1/2017_FernandaFerreiradaCosta.pdf>.

DWYLER, Equipamentos Industriais. **Como funcionam os medidores de vazão nas nossas residências?** Disponível em:

<<http://www.dwylar.com.br/destaques/como-funcionam-os-medidores-de-vazao-nas-nossas-residencias/>>.

ELETROBRÁS. **Diretrizes para estudos e projetos de pequenas centrais hidrelétricas.** Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2000. Disponível em:

<<http://eletrobras.com/pt/Paginas/Manuais-e-Diretrizes-para-Estudos-e-Projetos.aspx>>.

ELETROBRÁS. **Potencial Hidrelétrico Brasileiro em cada estágio por regiões - Dezembro 2018.** [s.l.], Eletrobrás, 2018. Disponível em:

<[https://eletrobras.com/pt/AreasdeAtuacao/geracao/sipot/Potencial Hidrelétrico Brasileiro por Região - Dezembro 2018.pdf](https://eletrobras.com/pt/AreasdeAtuacao/geracao/sipot/PotencialHidrelétricoBrasileiroporRegião-Dezembro2018.pdf)>.

EPE. EMPRESA DE PESSQUISA ENERGETICA. **Anuário Estatístico de Energia Elétrica 2016.** Brasília: Grupojam Mídia Integrada Eireli - ME, 2016. Disponível em:

<<http://www.epe.gov.br/AnuarioEstatisticodeEnergiaEletrica/Forms/Anurio.aspx%5Cnhttp://ebooks.cambridge.org/ref/id/CBO9781107415324A009>>.

ERINOFIARDI *et al.* Experimental Study of Screw Turbine Performance based on Different Angle of Inclination. **Energy Procedia**, v. 110, Dezembro 2016, p. 8–13, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.094>>.

FISHTEK CONSULTING. **Fish Monitoring and Live Fish Trials. Archimedes Screw Turbine, River Dart.** Moretonhampstead- Devon: Fishtek Consulting Ltd, 2007. Disponível em:

<<http://www.mannpower-hydro.co.uk/wp-content/uploads/2016/04/Phase-1-archimedean-screw-fish-passage-test-results.pdf>>.

FREITAS, John M. C. de. **A importância das pequenas centrais hidrelétricas (PCHS) na economia do Rio Grande do Sul.** Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2012. Disponível em:

<[https://repositorio.ufsc.br/bitstream/handle/123456789/160467/Monografia John Maikel Côrreia de Freitas.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://repositorio.ufsc.br/bitstream/handle/123456789/160467/Monografia%20John%20Maikel%20C%C3%94rrea%20de%20Freitas.pdf?sequence=1&isAllowed=y)>.

FRIZON, Lucas José *et al.* TURBINA HIDRÁULICA MODELO PARAFUSO DE ARQUIMEDES INVERTIDO. *In: XXI Simpósio Brasileiro de Recursos Hídricos.*

Brasília: [s.n.], 2015, p. 1–8. Disponível em: <<http://docplayer.com.br/35488417-Turbina-hidraulica-modelo-parafuso-de-arquimedes-invertido-turbine-hydraulic-screw-model-archimedes-reversed.html>>.

LASHOFER, Alois *et al.* **State of technology and design guidelines for the Archimedes screw turbine.** University of Natural Resources and Life Sciences Vienna: Institute of Water Management, Hydrology and Hydraulic Engineering. Viena, 2012. Disponível em:

<https://www.researchgate.net/publication/281347248_State_of_technology_and_design_guidelines_for_the_Archimedes_screw_turbine>.

LUBITZ, William David *et al.* Archimedes Screws for Microhydro Power Generation. **ASME 2013 7th International Conference on Energy Sustainability**, July 2013,

p. 1–7, 2013. Disponível em:
<<http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?doi=10.1115/ES2013-18067>>.

MACINTYRE, Archibald J. **Máquinas motrizes hidráulicas**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983.

MORILLA, José Carlos. **Resistências dos materiais I: Flechas e deflexões**. Santos: [s.n.], 2019. Disponível em:
<<https://cursos.unisanta.br/mecanica/ciclo5/flechas-deflexoes.pdf>>.

NAGEL, Gerhard. **Archimedian Screw Pump Handbook**. Schwäbisch Gmünd: RITZ- Pumpenfabrik OHG, 1968. Disponível em:
<https://www.frenchriveland.com/archimedian_screw_pump_handbook_gerhard_nagel.htm>.

NIEDERLE, Gilnei Dresch. **Eficiência da Turbina de Arquimedes Usando Multiplicador de Velocidade, Inversores de Frequência e Gerador PMSG**. Hidroenergia Engenharia e Automação Ltda. Disponível em:
<<https://www.hidroenergia.com.br/eficiencia-da-turbina-de-arquimedes-usando-multiplicador-de-velocidade-inversores-de-frequencia-e-gerador-pmsg/>>.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. 4 ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

NUERNBERGK, Dirk; RORRES, Chris. Analytical Model for Water Inflow of an Archimedes Screw Used in Hydropower Generation. **Journal of Hydraulic Engineering**, v. 139, p. 213–220, 2013. Disponível em:
<https://www.researchgate.net/publication/270574176_Analytical_Model_for_Water_Inflow_of_an_Archimedes_Screw_Used_in_Hydropower_Generation>.

OLIVEIRA, Jônatan Pezzi de. **Levantamento das curvas de torque e potência de uma turbina eólica do tipo darrieus em laboratório**. Porto Alegre: [s.n.], 2017. Disponível em:
<<https://www.lume.ufrgs.br/bitstream/handle/10183/165253/001045362.pdf?sequence=1>>.

RITZ ATRO. **Hydrodynamic screws - Energy extraction – efficient and fish-friendly**. p. 1-8, [2019?]. Disponível em:
<<https://www.pumpfundamentals.com/pumpdatabase2/ritz-atro-hydrodynamic-screw.pdf>>.

RORRES, Chris. Buchwald Reactions. **Journal of Hydraulic Engineering**, v. 9429, October, 2000. Disponível em:
<https://www.researchgate.net/publication/228581326_The_Turn_of_the_Screw_Optimal_Design_of_an_Archimedes_Screw>.

ROSLY, C. Zafirah *et al.* Parametric study on efficiency of Archimedes screw turbine. **ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences**, v. 11, n. 18, p. 10904–10908, 2016. Disponível em:

<https://www.researchgate.net/publication/313386244_Parametric_study_on_efficiency_of_archimedes_screw_turbine>.

SOSNOSKI, André Sandor Kajdacsy Balla. **Produção de energia por mini e micro hidrelétricas na rede de distribuição de água**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2015. Disponível em:
<https://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3147/tde-03052016-141852/publico/AndreSandorKajdacsyBallaSosnoski_PPGEC_Corrigida_2015.pdf>.

VITRUVIUS. *De Architectura*, Book X, Chapter VI, “The Water Screw.” Translation and diagram by Morris Hicky Morgan in *Vitruvius: The ten books on architecture*, Dover, New York, 1960, 295–297.

WILLIAMSON, Samuel J. *et al.* Low head pico hydro turbine selection using a multi-criteria analysis. **Renewable Energy**, v. 61, p. 43–50, 2014. Disponível em:
<<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148112003710#!>>.

WOLKE, Verene. **Investimentos em termelétricas são decisivos para o futuro do setor elétrico brasileiro**. [s.l.]: Agência de Notícias CNI, 2018. Disponível em:
<<https://noticias.portaldaindustria.com.br/noticias/competitividade/investimentos-em-termelétricas-sao-decisivos-para-o-futuro-do-setor-eletrico-brasileiro/#>>.