



**Universidade de Brasília
Faculdade de Tecnologia**

**Instrumentação e Controle
para ensaios de
Turbinas Hidrocinéticas**

Kelvin Wesley de Oliveira Bispo de Souza

PROJETO FINAL DE CURSO
ENGENHARIA DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO

Brasília
2023

**Universidade de Brasília
Faculdade de Tecnologia**

**Instrumentação e Controle
para ensaios de
Turbinas Hidrocinéticas**

Kelvin Wesley de Oliveira Bispo de Souza

Projeto Final de Curso submetido como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro de Controle e Automação

Orientador: Prof. Dr. Rafael Castilho Faria Mendes

Brasília
2023

S729i Souza, Kelvin Wesley de Oliveira Bispo de.
Instrumentação e Controle para ensaios de Turbinas Hidrocinéticas / Kelvin Wesley de Oliveira Bispo de Souza; orientador Rafael Castilho Faria Mendes. -- Brasília, 2023.
57 p.

Projeto Final de Curso (Engenharia de Controle e Automação)
-- Universidade de Brasília, 2023.

1. Instrumentação. 2. Controle. 3. Turbinas hidrocínéticas. 4. Ensaios de turbinas. I. Mendes, Rafael Castilho Faria, orient. II. Título

**Universidade de Brasília
Faculdade de Tecnologia**

**Instrumentação e Controle
para ensaios de
Turbinas Hidrocinéticas**

Kelvin Wesley de Oliveira Bispo de Souza

Projeto Final de Curso submetido como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro de Controle e Automação

Trabalho aprovado. Brasília, 22 de Dezembro de 2023:

Rafael Castilho Faria Mendes, UnB/FGA
Orientador

Adriano Possebon Rosa, UnB/FT/ENM
Examinador externo

Matheus Montenegro Nunes, UnB/LEA
Examinador externo

Brasília
2023

*Este trabalho é dedicado à minha família,
àqueles que são meu farol nos dias sombrios
e meu porto seguro nos mares agitados,
obrigado por serem a constante luz e conforto em minha jornada.*

Agradecimentos

Durante a elaboração deste trabalho, expressei meu profundo agradecimento a todos os amigos que conquistei ao longo dessa jornada. Cada um, à sua maneira, contribuiu para o meu desenvolvimento, seja compartilhando conhecimento ou pelo carinho que me deram.

Agradeço ao meu pai, Antonio Bispo, minha mãe, Nilma Souza e minha irmã Karla Letícia, os quais sempre me apoiaram de todas as maneiras possíveis. Estiveram ao meu lado nos melhores momentos da minha vida e também, nos mais desafiadores, proporcionando-me força e suporte incondicional.

Aos meus Serendipities, que sempre estiveram ao meu lado. Se houve alguma sorte em minha vida, foi encontrar cada um de vocês, os quais me iluminaram de tantas maneiras distintas. Vocês são incríveis.

Expresso minha gratidão ao professor Antônio César Pinho Brasil Júnior pela oportunidade de colaboração e pela confiança em mim depositada, abrindo-me as portas e sendo extremamente acolhedor. Sem ti, este trabalho não teria sido possível.

Ao meu estimado orientador, Rafael Castilho Faria Mendes, pela dedicação e constante apoio. Mais do que um profissional exemplar, revelou-se um amigo que me orientou, ensinou e ofereceu total suporte ao longo deste trabalho.

E aos membros do LEA, os quais tive o prazer de conviver e que guardo uma grande estima por todos. Agradeço pelas risadas, pelo conhecimento compartilhado e principalmente por serem tão virtuosos, sempre dispostos a ajudar. Desde o primeiro dia, admirei profundamente a dedicação de cada um e me esforço para me parecer mais com vocês.

*“Sometimes you wake up.
And yes, sometimes the fall kills you.
But there is a third alternative.
Sometimes...
When you fall,
You fly”
(Neil Gaiman, Sandman)*

Resumo

Este estudo busca realizar experimentos em bancada, utilizando-se de um motor com o objetivo de simular uma turbina hidrocínética, que será acoplado a um gerador, para examinar a interação entre carga, velocidade e eficiência do sistema. Inicialmente, em experimentos de menor escala no túnel de vento, a carga do gerador foi controlada por PWM para ajustar a velocidade da turbina. Ao aplicar essa abordagem no desenvolvimento do novo modelo em geradores de maior potência, onde o motor emula a força exercida por um fluido na turbina, enquanto a carga do gerador é regulada por uma resistência e um transistor, obteve-se uma compreensão mais aprofundada do sistema em condições de cargas mais substanciais. Os resultados, incluindo as curvas de RPM, tensão e força no eixo, cruciais para calcular a eficiência do gerador, confirmam a eficácia dessa abordagem. Os resultados obtidos indicam a viabilidade da simulação de uma turbina hidrocínética no modelo proposto, apresentando potencial para aperfeiçoar turbinas hidrocínéticas e eólicas em escala ampliada e contribuindo assim para avanços na geração sustentável de energia.

Palavras-chave: Instrumentação. Controle. Turbinas hidrocínéticas. Ensaios de turbinas.

Abstract

This study aims to conduct bench experiments using a motor to simulate a hydrokinetic turbine, which will be coupled to a generator to examine the interaction between load, speed, and system efficiency. Initially, in smaller-scale experiments in the wind tunnel, the generator load was controlled by PWM to adjust the turbine speed. Applying this approach to the development of the new model in higher-power generators, where the motor emulates the force exerted by a fluid on the turbine, while the generator load is regulated by a resistor and a transistor, provided a deeper understanding of the system under more substantial load conditions. The results, including RPM, voltage, and shaft force curves crucial for calculating generator efficiency, confirm the effectiveness of this approach. The obtained results indicate the feasibility of simulating a hydrokinetic turbine in the proposed model, showing potential for enhancing hydrokinetic and wind turbines on an enlarged scale, thus contributing to advancements in sustainable energy generation.

Keywords: instrumentation. Control. hydrokinetic turbines. Turbine tests.

Lista de ilustrações

Figura 3.1 – Túnel de vento. - Nunes (2017)	25
Figura 3.2 – Vista lateral e frontal, com dimensões [m], do túnel de vento do LEA-UnB. - Nunes (2017)	26
Figura 3.3 – Rotor HK-10	26
Figura 3.4 – Placas metálicas na base do rotor	27
Figura 3.5 – Rotor instalado na torre - Mendes (2020)	27
Figura 3.6 – Desenho técnico com dimensões em milímetros - Mendes (2020)	28
Figura 3.7 – Instalação de Extensômetros	29
Figura 3.8 – Configuração do túnel de vento para ensaios.	32
Figura 4.9 – Disposição dos equipamentos	34
Figura 4.10–Dimensões da bancada	35
Figura 4.11–Bancada	36
Figura 4.12–Ponte Retificadora	36
Figura 4.13–Sensor Hall	38
Figura 4.14–Sensor Hall, ilustração	38
Figura 4.15–Monitoramento do torque	39
Figura 4.16–Monitoramento do torque, ilustração	40
Figura 5.17–Coeficiente de potência x RPM	43
Figura 5.18–Curva Tensão x RPM	44
Figura 5.19–Curva Eficiência x PWM	45

Lista de abreviaturas e siglas

BEM	<i>Blade Element Momentum</i> (Momento de Elemento de Lâmina)	16
CFD	<i>Computational fluid dynamics</i> (Dinâmica de fluidos computacional)	17
Cp	Coeficiente de potência	22
LDV	<i>Laser Doppler velocimetry</i> (velocimetria por laser doppler)	18
LES	<i>Large eddy simulation</i> (Simulações de grandes escalas)	17
PID	Proporcional Integral Derivativo	30
PIV	<i>Particle image velocimetry</i> (Velocimetria por imagem de partículas)	17
PWM	Modulação por largura de pulso	30
RPM	Rotação por minuto	37
SST	<i>Shear stress transport</i> (transporte de tensão de cisalhamento)	17
TSR	Razão de velocidade de ponta de pá	22
UnB	Universidade de Brasília	14

Lista de símbolos

Símbolos romanos

h	Elevação	14
U_{∞}	Velocidade do escoamento fluido não perturbado	23
v	Velocidade	14
A	Área varrida pelo rotor	23
I	Corrente Elétrica	21
P	Potência	14
R	Raio do rotor	23
V	Velocidade do vento	20

Símbolos gregos

η	Eficiência do rotor	20
ω	Velocidade angular	23
ϕ	Ângulo de rolamento	14
ψ	Ângulo de guinada	14
ρ	Densidade do fluido	23
θ	Ângulo de arfagem	14

Sumário

1	Introdução	14
1.1	Contextualização	14
1.2	Objetivos	15
1.2.1	Objetivos específicos	16
1.3	Revisão Bibliográfica	16
2	Geração de Energia e Turbinas	20
2.1	Conversão de energia cinética	20
2.2	Turbinas de eixo horizontal	22
3	Metodologia	25
3.1	Rotor utilizado	26
3.2	Parâmetros monitorados	28
3.2.1	Coefficiente de potencia	28
3.2.2	TSR	30
3.2.3	Curva Cp x TSR	30
3.3	Ensaio do coeficiente de potência	31
3.3.1	Procedimentos experimentais	32
4	Testes em bancada	34
4.1	Bancada de testes	34
4.1.1	Procedimentos experimentais	40
5	Resultados e discussões	42
5.1	Apresentação dos resultados dos testes no túnel de vento	42
5.1.1	Curva do coeficiente de potência	42
5.2	Apresentação dos resultados dos testes na bancada de testes	44
5.2.1	Curva Característica do Gerador	44
5.2.2	Curva de eficiência do gerador	45
6	Conclusões	47
	Referências	49
	Apêndices	53
	Apêndice A Códigos de programação	54

A.1	Projeto do Controlador com monitoramento de variáveis	54
A.2	Calculo do erro da eficiência	57

1 Introdução

1.1 Contextualização

A diversidade de recursos naturais e fontes de energia é um fator crucial na luta contra o aquecimento global. À medida que compreendemos os impactos das emissões de gases de efeito estufa provenientes da queima de combustíveis fósseis, a busca por alternativas tecnológicas torna-se uma prioridade. Essa busca abrange a exploração de uma ampla gama de recursos, desde a energia solar e eólica até biocombustíveis e tecnologias de captura e armazenamento de carbono. A diversificação das fontes de energia é essencial para reduzir nossa dependência dos combustíveis fósseis, mitigar as mudanças climáticas e garantir um futuro sustentável para as gerações futuras.

Atualmente, o setor de geração de energia a partir de turbinas hidrocínéticas está passando por um período de crescente interesse e desenvolvimento. Essa tecnologia inovadora aproveita o movimento das correntes oceânicas e de rios para gerar eletricidade de forma sustentável. Uma das principais vantagens desse método é a capacidade de fornecer energia renovável em locais onde as turbinas convencionais não são viáveis, como áreas remotas ou profundas em mares e oceanos. Além disso, as turbinas hidrocínéticas causam menos impacto ambiental do que as barragens hidrelétricas tradicionais, evitando a interrupção dos ecossistemas aquáticos e não requerem grandes reservatórios. Essa tecnologia representa uma ótima adição para a diversificação da matriz energética e o combate às mudanças climáticas, ao mesmo tempo em que oferece uma fonte de energia mais limpa e acessível para comunidades ao redor do mundo.

A geração de energia hidrocínética e eólica são duas abordagens importantes para a produção de eletricidade a partir de fontes renováveis, cada uma com suas vantagens e considerações específicas. Enquanto a energia eólica aproveita a força dos ventos para girar as pás das turbinas eólicas, a hidrocínética utiliza o fluxo das correntes de água para acionar suas turbinas submersas. A principal vantagem da hidrocínética sobre a energia eólica reside na densidade da energia disponível e na estabilidade das correntes aquáticas, que tendem a ser mais previsíveis do que os ventos [Myers e Bahaj \(2010\)](#). Além disso, a energia hidrocínética pode ser implantada em áreas costeiras, rios ou correntes oceânicas, proporcionando um potencial significativo em locais onde a energia eólica pode não ser tão eficaz. No entanto, a escolha entre essas tecnologias depende das características geográficas e ambientais de uma região específica, bem como das necessidades de energia locais e dos custos associados à implementação de cada sistema. Ambas as abordagens desempenham um papel importante na transição para uma matriz energética mais limpa e sustentável.

Para a geração em larga escala de energia elétrica a partir de turbinas hidrocínéticas são construídos parques ou fazendas. Estes parques são instalações que agrupam várias turbinas submersas em uma determinada área de um corpo d'água, como um rio ou oceano. Embora essas fazendas ofereçam uma abordagem eficiente para a geração de energia renovável, é importante notar que o potencial de energia geralmente é menor quando as turbinas são agrupadas em parques em comparação com a instalação individual de turbinas. Isso ocorre devido a diversos fatores, incluindo a interação entre as turbinas que pode criar zonas de menor velocidade das correntes, reduzindo a eficiência de cada uma. Além disso, a manutenção e o monitoramento podem ser mais complexos em parques de turbinas, enquanto turbinas individuais podem ser otimizadas de maneira mais personalizada. No entanto, embora o potencial de energia seja menor em parques, eles ainda são de extrema importância, pois permitem uma implantação em larga escala.

Para melhorar o desempenho destas turbinas, é essencial monitorar e controlar as turbinas conforme necessário. Nesse contexto, a implementação de um controle embarcado nas turbinas desempenha um papel fundamental na otimização do desempenho, eficiência e segurança desses equipamentos. Um dos principais benefícios desse sistema é a capacidade de controlar e manter uma rotação segura das turbinas, o que é vital para prevenir danos e prolongar a vida útil dos componentes. Isso assegura que as turbinas funcionem de maneira confiável, mesmo em condições de fluxos de fluidos não ideais.

Além disso, o controle embarcado garante a estabilidade da tensão e frequência da rede elétrica. Em sistemas de armazenamento de energia em baterias, esse controle é capaz de equilibrar e direcionar de forma eficaz a tensão e corrente gerada pelas turbinas, maximizando a geração de energia. O monitoramento remoto em tempo real também oferece eficiência na manutenção, reduzindo os custos operacionais. Em suma, o controle embarcado não só melhora a eficiência energética, mas também estende a vida útil das turbinas.

1.2 Objetivos

O objetivo central deste trabalho é desenvolver um sistema de controle específico para turbinas hidrocínéticas, concentrando-se na avaliação da eficiência por meio de testes usando geradores de escala real. Inicialmente, foram conduzidos testes em escala reduzida num ambiente laboratorial controlado, buscando compreender os parâmetros observados e o funcionamento do sistema. Em seguida, o próximo passo envolve o planejamento e a obtenção dos equipamentos necessários para a montagem da bancada, utilizando um gerador de alta potência, visando conduzir testes de eficiência em diferentes condições.

1.2.1 Objetivos específicos

- Compreender os ensaios de túnel de vento, aprofundando-se nos algoritmos de controle e nos parâmetros observadas.
- Assimilar as dificuldades de instrumentação.
- Desenvolver estudos para consumir um sistema de controle para turbinas hidrocinéticas reais.
- Efetuar a montagem da bancada para geradores de alta potência.
- Executar ensaios utilizando geradores de escala real.
- Realizar ensaios para monitorar a eficiência do gerador em diferentes condições.

1.3 Revisão Bibliográfica

A investigação sobre a aerodinâmica dos rotores de eixo horizontal teve seu ponto de partida na teoria inicialmente proposta por Rankine (1865) sobre o fenômeno do disco atuador. Nessa teoria, o disco atuador delinea a transformação energética, considerando um fluxo uniforme, sem viscosidade e unidimensional. Isso é feito por meio da aplicação de equações integrais de conservação do momento linear em um volume controlado que abrange a turbina. Mais adiante, Froude (1889) expandiu o conceito do disco, incorporando os efeitos rotacionais do rotor e realizando cálculos do balanço de momento angular. Estudos posteriores, como os de Lanchester (1915), Betz (1920), e N. Joukowsky (1920), convergiram para uma conclusão comum, estabelecendo que a eficiência máxima teórica de uma turbina de eixo horizontal é limitada a cerca de 59,9

A partir do conceito do disco atuador, Glauert ((1935) criou o método BEM (Blade Element Momentum), no qual o desempenho energético do rotor é calculado por meio do equilíbrio de forças em múltiplos segmentos da pá, presumindo a independência entre esses segmentos. Ao longo do tempo, ajustes foram integrados ao BEM (como propostos por Wilson e Lissaman (1974), Vries (1979), e Shen et al (2005)), transformando-o em uma ferramenta confiável e útil. Atualmente, o método BEM continua a ser amplamente empregado para análises e projeções de eficácia em rotores de eixo horizontal.

Os primeiros estudos sobre a esteira de um rotor foram apresentados nos artigos de Joukowsky (1912) e Betz (1919). Neles, foram aplicados os teoremas de Helmholtz para criar suposições sobre os padrões de fluxo à frente de rotores reais com um número definido de pás. Porém, devido à complexidade do fluxo ao redor desses rotores reais, naquela época, faltavam ferramentas adequadas para validar essas suposições KUIK (2018). Isso levou muitos pesquisadores a redirecionar seus estudos novamente para a teoria do disco atuador, buscando aprofundar a compreensão do comportamento da esteira aerodinâmica.

Ao empregar a teoria potencial para analisar o fluxo no disco, alguns autores avançaram na descrição detalhada da expansão da esteira BRAGG (1950), e na compreensão da distribuição de carga ao longo do rotor PAXTON (1959); WU (1962). Dentro do âmbito da teoria potencial, emergiram duas metodologias significativas que contribuíram para explicar o desempenho do rotor sob diferentes condições de entrada do fluxo HANSEN et al (2006)), nomeadamente os métodos dos painéis HESS (1972)) e dos vórtices LEE (1984); GREENBERG (1984).

A consideração dos efeitos viscosos na análise de turbinas eólicas só se tornou significativa com o avanço das técnicas de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) nas décadas de 80 e 90. As metodologias de CFD envolvem a resolução das equações de Navier-Stokes usando métodos numéricos, permitindo a consideração dos efeitos viscosos e fenômenos de turbulência. Trabalhos pioneiros nessa área, como os de Hansen (1997) , SØRENSEN N.; HANSEN (1998) e Hansen (1998) e Duque; Van Dam e Hughe (1999), aplicaram essas técnicas à análise de turbinas eólicas. Um modelo amplamente utilizado foi o $k - \omega$ SST, desenvolvido por Menter (1994), que mostrou coerência com resultados experimentais em estudos como os de Crespo, HernÁandez e Frandse (1999), HernÁandez (1999), Vermeer (2003) e outros. No entanto, o modelo RANS $k - \omega$ SST enfrenta limitações em prever corretamente o comportamento da camada limite, principalmente em pontos de operação distantes das características nominais. Para uma descrição mais precisa da esteira aerodinâmica, algumas variações do modelo, como o $k - \omega$ SST com transição, têm sido exploradas. Uma abordagem mais avançada é a simulação de grandes escalas (LES), que oferece maior precisão, mas com custo computacional mais elevado. Estudos, como os de WuBow; Sitzki e Hahm (2007) e Mo et al (2013), mostraram que as simulações LES são capazes de prever o escoamento na esteira aerodinâmica com maior precisão em comparação aos modelos RANS.

A aerodinâmica de turbinas de eixo horizontal é compreendida tanto por simulações numéricas quanto por experimentos práticos. Os experimentos geralmente são realizados em túneis de vento controlados, como mostrado em trabalhos como Vermeulen (1978), Guj; Terzitta e Arsuffi (1991) e Whale et al (2000), que monitoram variáveis como a razão de velocidade de ponta da pá e coeficientes de empuxo e potência. Além dos túneis de vento, os estudos em turbinas de eixo horizontal podem ocorrer em campo, exemplificado por Magnusson e Smedma (1999), ou em túneis de água, conforme observado em Whale et al (1996) e McTavish; Feszty e Nitzsch (s.d.). No entanto, a aerodinâmica de uma turbina de eixo horizontal depende do número de Reynolds (Re), que é uma relação baseada no diâmetro do rotor. A maioria dos experimentos realizados até o momento se concentra na faixa de $10^4 < Re < 10^5$, com os casos mais altos registrados na literatura, como a turbina NREL Phase VI HAND et al (2001) e o projeto MÉXICO SCHEPERS et al (2012), alcançando $Re = 10^6$. O NREL Phase VI é notável por seus estudos detalhados de campos de pressão e carregamento na pá, enquanto o projeto MÉXICO focou na medição dos campos de velocidade com PIV, (Velocimetria por imagem de partículas), permitindo a análise da circulação e da posição do vórtice de ponta de pá em função do ângulo azimutal do rotor, complementando os estudos

do NREL. Ambos os experimentos desempenharam um papel importante na validação de códigos numéricos e no aprimoramento da compreensão da aerodinâmica de turbinas de eixo horizontal.

Apesar de estudos de campo serem de extrema importância, túneis de vento são preferíveis e mais confiáveis, para o estudo de parâmetros específicos pois experimentos em teste de campo não proporcionam uma boa repetibilidade nos testes, devido a anomalias no escoamento, fluxo turbulento e efeitos de rotação (HAND et al (2001)). Em tal estudo, houve uma grande quantidade de testes realizados em túneis de vento, onde se foi possível, obter informações sobre o escoamento turbulento na esteira, torque, potência, coeficiente de potência, pressão nas pás, efeito de estol e rotação.

Com o tempo, os experimentos na área de aerodinâmica de turbinas de eixo horizontal evoluíram para uma abordagem mais detalhada da esteira aerodinâmica dos rotores, utilizando três técnicas principais para medição de velocidades: anemometria de fio quente, velocimetria por laser doppler (LDV) e velocimetria por imagens de partícula (PIV). A anemometria de fio quente, a técnica mais antiga, foi utilizada em estudos como a medição dos défices de velocidade na esteira por Ebert e Wood (1997) e a análise da esteira em duas dimensões por Chamorro; Arndt e Sotiropoulos (2012). A LDV, por sua vez, foi aplicada para detalhar a esteira próxima e avaliar o ângulo de ataque das pás, conforme Tsustui e Matsumya (1987) e Shimizu e Kamada (s.d.). Por fim, o método PIV, considerado mais moderno, permitiu medições simultâneas de campos inteiros de velocidade e foi usado para identificar vórtices de ponta de pá, estudar a instabilidade do escoamento e analisar o campo instantâneo durante a passagem das pás, conforme demonstrado em vários trabalhos.

Além disso, estudos recentes exploraram as diferenças entre turbinas eólicas e hidrocínéticas GARRETT (2008). Embora ambas convertam energia pelos mesmos princípios, o escoamento é distinto. Segundo Myers e Bahaj (2010), as correntes hídricas tem maior regularidade do que as correntes eólicas. Turbinas hidrocínéticas operando em canais podem modificar o escoamento de forma global devido às maiores razões de comprimento VENNELL (2005), enquanto turbinas eólicas não têm um impacto significativo no escoamento atmosférico devido à sua pequena relação entre o diâmetro do rotor e o tamanho da atmosfera. Estudos como os de Garrett (2005) e Garrett (2010) mostraram melhorias na eficiência das turbinas hidrocínéticas em configurações específicas.

Estudos abordando parâmetros de desempenho, como a revisão de A. Kumar et al. (2016) sobre a turbina hidrocínética, têm desempenhado um papel essencial na compreensão dos fatores que influenciam sua eficiência. A análise detalhada desses parâmetros tem contribuído para a identificação das características e limitações dessa turbina em termos de sua eficiência na conversão de energia.

Em contrapartida, estudos como os de JN Goundar et al. (2013) no projeto de turbinas de corrente de maré de eixo horizontal e V. Ramos et al. (2013) na avaliação paramétrica

dessas turbinas têm se concentrado na busca por aprimoramentos visando melhorar a eficiência na captura de energia. Enquanto o primeiro foca na estrutura e no design das turbinas, o segundo se dedica à avaliação detalhada de seu desempenho, identificando variáveis cruciais que afetam diretamente a eficiência.

Outro campo de pesquisa importante é o trabalho de [MS Guney \(2011\)](#), que se concentrou na avaliação e proposição de medidas para aumentar o coeficiente de desempenho das turbinas hidrocínéticas. Essas medidas visam aprimorar a eficiência dessas turbinas ao considerar fatores que impactam diretamente a conversão de energia.

Além disso, estudos como o realizado por [Thomas K. et al. \(2008\)](#), que abordou a validação experimental de simulações de geradores em correntes marinhas, têm contribuído para uma melhor compreensão do funcionamento desses geradores. Essa validação experimental foi fundamental para aprimorar o projeto e a eficiência dos geradores, fornecendo informações valiosas para a busca por maior eficiência na conversão de energia.

O presente trabalho se insere na temática das interações entre turbinas de eixo horizontal e geradores e tem como objetivo central o estudo de eficiência de geradores de escala real para o desenvolvimento de um sistema de controle voltado para turbinas hidrocínéticas. Esse sistema terá aplicação prática nos ensaios de eficiência realizados em campo, para o projeto de plataforma de inovação para tecnologias de turbinas hidrocínéticas, um projeto do CNPq (408020/2022-9).

Inicialmente, a pesquisa se baseia em métodos experimentais empregados em sistemas de menor escala, como a bancada de túnel de vento e sistemas isolados de geração de energia eólica, frequentemente referidos como sistemas "off-grid". O intuito dessas abordagens iniciais é identificar estratégias eficazes e responsivas de controle, que possam ser posteriormente adaptadas para sistemas hidrocínéticos de maior porte. Desse modo, este estudo contribui com informações valiosas para o desenvolvimento de sistemas de controle de grande porte destinados a turbinas eólicas e hidrocínéticas, visando tanto a eficiência quanto a controlabilidade.

A estrutura deste documento segue com o Capítulo 2, onde são apresentados os conceitos teóricos essenciais para a compreensão do problema em questão. O Capítulo 3 detalha a metodologia experimental empregada nos ensaios realizados no túnel de vento. O Capítulo 4 descreve o processo de desenvolvimento da bancada experimental. O Capítulo 5 apresenta os resultados obtidos e suas análises correspondentes. Por fim, o Capítulo 6 engloba as conclusões e as considerações finais.

2 Geração de Energia e Turbinas

A geração de energia elétrica a partir de turbinas implica na conversão da energia cinética proveniente de diversas fontes, como o vento ou a água, em energia mecânica. Posteriormente, essa energia mecânica é transformada em eletricidade por meio de geradores. Esse processo desempenha um papel essencial na produção global de eletricidade e na transição para fontes de energia mais sustentáveis. Neste capítulo, serão explorados os princípios matemáticos essenciais que explicam o funcionamento dos rotores de eixo horizontal. Essa base teórica tem como objetivo facilitar a compreensão da geração de energia elétrica a partir da energia cinética capturada por turbinas horizontais.

2.1 Conversão de energia cinética

O entendimento sobre a geração de energia é um passo necessário para o entendimento deste trabalho, com tal conhecimento será possível entender os passos e as estratégias utilizadas para a realização do mesmo. Diversas tecnologias e princípios físicos são aplicados para converter fontes de energia mecânica em energia elétrica de maneira eficiente e sustentável. Neste contexto, a conversão de energia mecânica em elétrica desempenha um papel crucial.

Para iniciar o processo de geração de energia, é essencial contar com um sistema capaz de converter a energia mecânica em energia elétrica. É importante lembrar que a energia não pode ser criada, apenas transformada. Em diversas aplicações de geração de energia, as turbinas eólicas e hidrocinéticas ocupam um papel central ao extrair energia potencial do ambiente e convertê-la em energia elétrica. As turbinas eólicas, por exemplo, aproveitam a energia cinética do vento para girar suas pás, convertendo-a em energia mecânica rotacional. Já as turbinas hidrocinéticas utilizam a força da água em movimento para o mesmo propósito. A relação entre a conversão de energia mecânica para elétrica é dada por:

$$P_{eletrica} = \eta P_{mecanica} \quad (2.1)$$

Onde: $P_{eletrica}$ é a potência elétrica gerada pela turbina eólica. η é a eficiência da turbina, que representa a fração da potência mecânica disponível no vento que é convertida em energia elétrica; $P_{mecanica}$ é a potência mecânica disponível no vento. Ela é determinada pela área varrida pelas pás da turbina, a densidade do ar e a velocidade do vento, e pode ser calculada pela fórmula:

$$P_{mecanica} = \frac{1}{2} A \rho V^3 \quad (2.2)$$

Onde, A é a área varrida pelas pás da turbina, ρ é a densidade do ar e V é a velocidade do vento. Portanto, a potência elétrica gerada pela turbina eólica depende da eficiência da turbina e da potência mecânica disponível no vento. À medida que a velocidade do vento aumenta, a potência mecânica disponível aumenta significativamente, e a eficiência da turbina é um fator crítico para maximizar a conversão de energia mecânica em energia elétrica. Entrando mais a fundo nesta conversão aplicada a motores elétricos, nos deparamos com a equação:

$$I \frac{d\omega}{dt} = T_{mecanica} - T_{eletrica} \quad (2.3)$$

Tal equação fornece uma descrição detalhada da dinâmica de um motor elétrico, enfocando as grandezas elétricas e mecânicas envolvidas em um motor/gerador em funcionamento.

A corrente elétrica (I) representa a quantidade de carga elétrica que flui através do motor. A taxa de variação da velocidade angular ($\frac{d\omega}{dt}$) é a medida da aceleração angular do motor. Os termos $T_{mecanica}$ e $T_{eletrica}$ representam os torques mecânicos e eletromagnéticos que agem sobre o motor. O torque mecânico está relacionado com a capacidade do motor de realizar trabalho mecânico, enquanto, o torque eletromagnético, está relacionado com às propriedades elétricas e magnéticas do motor. Ele depende das características do enrolamento das bobinas, do campo magnético, da corrente elétrica e da carga do sistema. A [Equação \(2.3\)](#) descreve como a corrente elétrica que flui pelo motor elétrico influencia a taxa de variação da velocidade angular, que, por sua vez, é determinada pela interação entre os termos mecânicos e eletromagnéticos do motor.

Apesar de ser desejável aproveitar ao máximo a energia eólica disponível, é igualmente crucial fazê-lo de maneira controlada e segura. Por tal motivo, um controlador de carga desempenha um papel fundamental nesse processo, garantindo que a energia eólica/hidrocinética seja capturada e utilizada eficientemente, mas sem comprometer a integridade do sistema e a vida útil.

Um controlador de carga otimiza o processo de geração de energia, tanto aumentando o desempenho das turbinas em gerar energia, dando-lhes uma velocidade de rotação ideal quanto protegendo as baterias do sistema de sobrecarga e descarga excessiva, o que pode estender significativamente a vida útil do sistema. Sobrecarregar uma bateria pode resultar em superaquecimento ou até mesmo danos permanentes. Além disso, um controlador de carga ajuda a melhorar a eficiência energética do sistema, regulando a quantidade de energia que vai para a carga ou para as baterias, evitando assim o desperdício de energia e a sobrecarga do sistema. Outro benefício importante é a estabilidade do sistema. Em condições de vento forte ou de altas correntezas, uma turbina pode gerar uma quantidade consideravelmente maior de energia. O controlador de carga ajuda a estabilizar o sistema e a manter a tensão dentro dos limites aceitáveis, prevenindo danos aos componentes da carga ou do sistema.

2.2 Turbinas de eixo horizontal

Esta seção oferece uma explicação abrangente sobre o funcionamento das turbinas de eixo horizontal, abordando tanto as turbinas eólicas quanto as hidrocínéticas. Também serão abordados os principais parâmetros de estudo hidrodinâmicos associados a esses dispositivos.

As turbinas de eixo horizontal são sistemas compostos por um rotor constituído de pás aerodinâmicas e uma nacelle que abriga todos os componentes necessários para a conversão da potência mecânica, capturada pelo giro do rotor, em eletricidade. Esses dispositivos são projetados idealmente para serem posicionados de forma perpendicular ao fluxo do escoamento, que pode variar desde o vento atmosférico até as correntes de rios e marítimas, a fim de otimizar a captura de energia cinética do fluido.

O princípio fundamental de operação das turbinas de eixo horizontal é a geração de energia por meio da criação de um campo de pressão gerado pelo escoamento que atravessa o rotor. É importante notar que, durante o processo, a massa de fluido que passa pelo rotor não se mistura com o fluido circundante, o que nos permite estabelecer um volume de controle para análise mais precisa.

Antes de atravessar o rotor, o fluido obtém um aumento em sua pressão estática, pela presença do rotor, o que causa o afastamento das linhas de corrente do fluido, gerando assim, uma diminuição da velocidade do fluido à medida que ele se aproxima do rotor. Este fluido, após passar pelas pás, faz o rotor girar, a pressão estática do fluido cai e assim começa o processo de conversão de energia mecânica em energia elétrica.

Os principais parâmetros do estudo hidrodinâmico de turbinas de eixo horizontal são o coeficiente de potência (C_p) e a razão de velocidade de ponta de pá (TSR).

O coeficiente de potência é uma medida fundamental na avaliação do desempenho e eficiência desses dispositivos de conversão de energia. Ele desempenha um papel crucial na indústria de energia, pois fornece uma maneira de quantificar a capacidade de uma turbina em converter a energia disponível no fluido (como vento ou água) em energia útil, geralmente na forma de eletricidade. Ele é definido pela razão da potência gerada pela turbina e a potência disponível no fluido:

$$C_p = \frac{P}{P_{\text{disponível}}} \quad (2.4)$$

Onde a potência disponível é definida somente por características do escoamento:

$$P_{\text{disponível}} = 0.5\rho AU_{\infty}^3 \quad (2.5)$$

Logo, combinando as equações [Equação \(2.4\)](#) e [Equação \(2.5\)](#), obtém-se:

$$C_p = \frac{P}{0.5\rho AU_\infty^3} \quad (2.6)$$

Em que P é a potência mecânica extraída pela turbina [W], ρ é a densidade do fluido [kg/m^3], A a área varrida pelo rotor [m^2] e U_∞ é a velocidade do escoamento fluido não perturbado [m/s].

Em BETZ (1966), é apresentado o limite de BETZ, o qual seria o valor máximo da eficiência de qualquer turbina de eixo horizontal e fluxo livre. Para tal demonstração, utiliza-se a derivação da razão da potência máxima gerada por uma turbina pela potência máxima disponível no ambiente, chegando a um valor aproximado

$$C_{p_{Max}} \approx 0,593 \quad (2.7)$$

Tal limite é fundamental para a verificação da eficiência de uma turbina, pois, a partir da lei de disponibilidade de energia, a qual afirma que, à medida que a energia de um fluxo de fluido é capturada por uma turbina, a velocidade deste fluido na esteira da turbina diminui, devido à extração de energia. Ou seja, nem todo o valor de energia disponível pode ser capturado, já que parte dela é perdida na forma de energia cinética reduzida do fluido na esteira. Então o Limite de Betz, consegue estabelecer a eficiência máxima teórica possível para a conversão de energia mecânica. Tal valor, é uma referência crucial na avaliação e na verificação da eficiência de turbinas, fornecendo um padrão teórico que ajuda a determinar o quão ótima uma turbina está aproveitando a energia disponível do fluido.

Já o segundo parâmetro de estudo, sendo a razão de velocidade de ponta de pá, TSR, é uma relação entre a velocidade tangencial da ponta das pás do rotor de uma turbina e a velocidade do fluxo incidente, expressa por:

$$TSR = \frac{\Omega R}{U_\infty} \quad (2.8)$$

onde Ω é a velocidade angular e R o raio do rotor.

A TSR, afeta diretamente o desempenho e a eficiência da turbina. Dependendo da velocidade das pás, a captura de energia disponível pode ser ineficiente, afetando também a carga nas pás, onde um valor alto, pode gerar danos na turbina. Outro ponto importante está no controle de potência da turbina. Com o controle da TSR é possível ajustar a produção de energia com base nas condições de escoamento, o que é essencial para manter uma saída de energia constante e evitar sobrecargas.

A associação entre o Coeficiente de Potência (C_p) e a Razão de Velocidade de Ponta de Pá (TSR) desempenha um papel essencial na otimização da produção de energia em

turbinas. Como já discutido anteriormente, o C_p representa a eficiência da turbina na conversão da energia cinética do fluido em eletricidade, enquanto o TSR descreve a relação entre a velocidade das pontas das pás e a velocidade do fluido incidente. Juntos, esses parâmetros permitem otimizar o funcionamento da turbina, ajustando a TSR de acordo com as variações na velocidade do vento, de modo a alcançar o C_p máximo teórico sob diferentes circunstâncias. Essa combinação de C_p e TSR desempenha um papel essencial ao garantir que a turbina opere com a maior eficiência possível, maximizando, assim, a produção de energia de forma eficaz.

3 Metodologia

O túnel de vento utilizado está localizado no Laboratório de Energia e Ambiente da Universidade de Brasília (LEA-UnB). A seção destinada aos testes possui dimensões de 2 metros de comprimento, 1,2 metros de altura e largura. O ventilador encontra-se na extremidade de saída do túnel e é acionado por um motor elétrico do modelo WEG W22 com uma potência de 10 HP, controlado por comandos enviados por computador suportados pelo Software SCADA. A velocidade do ventilador é comandada pelo inversor CFW-09 Vectrue Inverter 10A 3CV. O controle da velocidade de escoamento é independente. Tal controle é utilizado para manipular os valores da TSR e mantê-lo constante. Sua operação consiste em aspirar o ar desde a entrada até a saída do túnel. O bocal apresenta uma relação de redução de área de 3.4:1.2 em relação à seção de testes. O túnel de vento é capaz de operar em uma faixa de velocidades que varia de 0 a 20 metros por segundo, mantendo uma intensidade de turbulência de cerca de 1%. Além disso, na seção de testes, a camada limite tem uma espessura de 8×10^{-3} metros (MACIAS, 2016).

O túnel de vento é apresentado na [Figura 3.1](#). E suas respectivas dimensões na [Figura 3.2](#).



Figura 3.1 – Túnel de vento. - Nunes (2017)

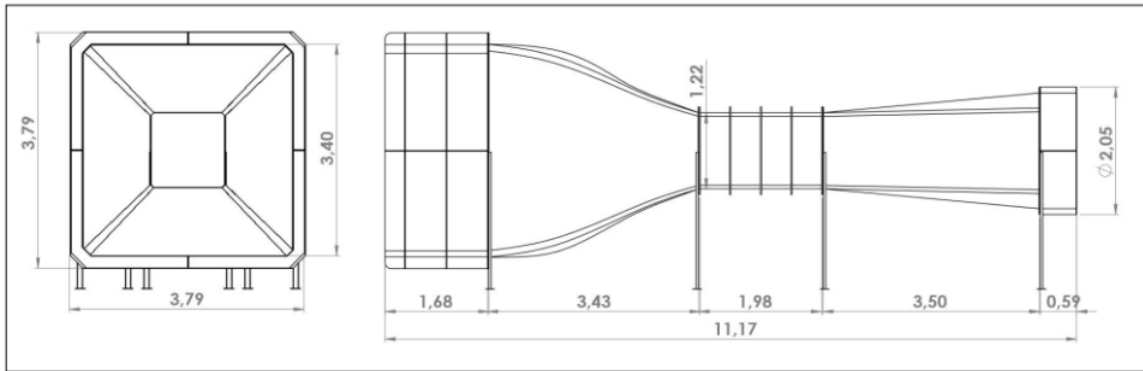


Figura 3.2 – Vista lateral e frontal, com dimensões [m], do túnel de vento do LEA-UnB. - Nunes (2017)

3.1 Rotor utilizado

Para os testes, utilizou-se um rotor de quatro pás com um diâmetro de 220 mm. A imagem do modelo pode ser observada na [Figura 3.3](#). As placas metálicas presentes na base do rotor, ilustradas na [Figura 3.4](#), são reflexivas e utilizadas para medir a velocidade de rotação da turbina por meio de um sensor óptico.



Figura 3.3 – Rotor HK-10



Figura 3.4 – Placas metálicas na base do rotor

Para o ensaio, a turbina foi posicionada a uma distância de 1,2 m do início da seção de testes. Essa distância é necessária para evitar interferências no fluxo de ar e garantir resultados experimentais precisos. Com o distanciamento adequado, o fluxo de vento torna-se mais uniforme e alinha-se perpendicularmente à turbina, minimizando o efeito de turbulência inicial e assegurando um ambiente controlado para maior uniformidade e repetibilidade nos experimentos.

A turbina está posicionada a uma altura de 0,583 m da superfície inferior do túnel de vento. Além da parte estrutural, a torre integra o gerador elétrico e todos os sensores usados no modelo. A torre pode ser vista na [Figura 3.5](#) e suas dimensões observadas na [Figura 3.6](#).



Figura 3.5 – Rotor instalado na torre - [Mendes \(2020\)](#)

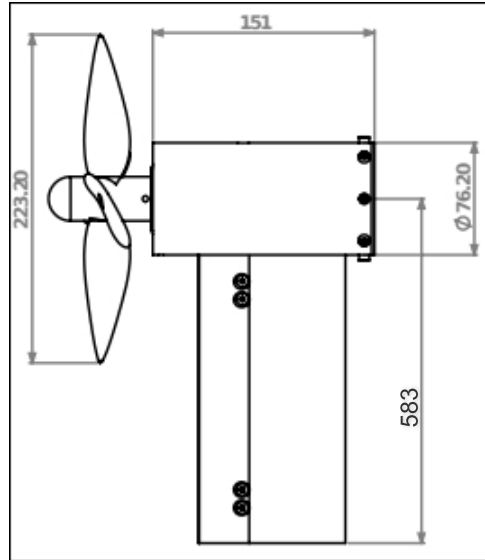


Figura 3.6 – Desenho técnico com dimensões em milímetros - Mendes (2020)

3.2 Parâmetros monitorados

O objetivo principal dos ensaios foi construir a curva de C_p em função do coeficiente de ponta de pá (TSR) da turbina. Para isso, foi crucial avaliar a uniformidade do fluxo de ar no túnel de vento. Medidas foram tomadas para determinar o perfil de velocidade em uma seção na frente da turbina e avaliar a intensidade da turbulência nesse ponto. Os testes foram conduzidos conforme descrito por Macias (2016). O objetivo dos ensaios realizados no túnel de vento foi traçar uma relação entre o coeficiente de potência, C_p , e a velocidade de ponta de pá, TSR, monitorando uma série de parâmetros.

3.2.1 Coeficiente de potencia

Durante o experimento, foram coletados dados de pressão barométrica, temperatura e velocidade do ar para calcular a potência disponível do escoamento. Para calcular a potência gerada pela turbina, registramos a velocidade de rotação e o torque.

O coeficiente de potência, C_p , da turbina é dado pela razão da potência no eixo e a potência disponível do escoamento, como expresso por:

$$C_p = \frac{P}{0.5\rho AU_\infty^3} = \frac{\omega\Gamma}{0.5\rho AU_\infty^3} \quad (3.1)$$

Onde ω é a velocidade de rotação do rotor em rad/s, Γ é o torque no eixo do rotor em N.m, ρ é a densidade do ar sendo função da temperatura, umidade e pressão ambiente, com unidade de $\frac{kg}{m^3}$. A área do rotor, sendo uma constante em m^2 e U_∞ a velocidade do escoamento. Podemos monitorar a curva de C_p , por:

Rotação do Rotor: A velocidade de rotação do rotor da turbina é monitorada com precisão por meio de um sensor óptico, o TCRT5000. Esse sensor detecta as interrupções em um disco reflexivo que gira em conjunto com o rotor, proporcionando informações cruciais sobre a velocidade de rotação.

Torque do Rotor: O torque gerado pelo rotor da turbina é precisamente avaliado por meio de um dispositivo conhecido como torquímetro. Esse instrumento possibilita uma medição direta da força exercida pelo vento nas pás da turbina. O torquímetro é instalado em um cilindro de torção, onde ocorre uma deformação devido à força aplicada pelo gerador, permitindo que todo o torque gerado seja captado. Com a conexão direta entre o rotor e o gerador, o arranjo do sistema viabiliza a medição direta do torque do rotor. Para realizar essa medição, o torquímetro é equipado com 4 extensômetros, cada um possuindo 120 ohms, interligados em uma configuração de ponte de Wheatstone completa, proporcionando uma resolução precisa de 0,1 N.mm. Na extremidade oposta do torquímetro, encontra-se fixada à tampa de suporte, desempenhando um papel essencial como ponto de inércia para a medição do torque.



Figura 3.7 – Instalação de Extensômetros

Temperatura do Ar: A temperatura do ar foi medida utilizando o termômetro de bulbo do laboratório. Ele consiste em um tubo capilar com um bulbo na extremidade. O bulbo contém mercúrio, o qual se expande ou contrai conforme a temperatura do ambiente muda.

Velocidade do vento: A velocidade de escoamento é monitorada de duas maneiras. A primeira por meio de um tubo de Pitot, que captura as variações de pressão no vento, fornecendo informações cruciais para avaliar a velocidade e a direção do fluxo de ar incidente

nas pás da turbina. E a segunda forma, utilizando um anemômetro de fio quente, permitindo a correção das medições de densidade do ar, uma vez que a temperatura afeta diretamente essa variável.

O anemômetro de fio quente é um dispositivo que detecta mudanças na transferência de calor de um fio aquecido quando exposto a um fluido em movimento. Essa detecção se baseia na lei de King, que relaciona a temperatura do fio à velocidade do fluido. Essa lei relaciona os números de Reynolds e Nusselt, essa relação permite calcular a velocidade do fluido com base na resistência do fio, que varia de acordo com a temperatura. Quando o fio do anemômetro é ligado a uma ponte de Wheatstone, ele gera um sinal de tensão que é proporcional à velocidade do fluido, tornando-o um sensor de velocidade do fluxo.

Pressão/Densidade do vento: A pressão na cabine é medida com precisão por um barômetro. Ele funciona detectando a pressão exercida pela coluna de ar acima dele. Quando a pressão atmosférica aumenta, essa coluna de ar fica mais pesada e empurra um líquido para cima em um tubo. Isso resulta em uma leitura mais alta na escala do barômetro. Quando a pressão atmosférica diminui, a coluna de ar fica mais leve e o líquido no tubo desce, indicando uma leitura mais baixa.

3.2.2 TSR

A velocidade da ponta da pá, TSR, pode ser ajustada alterando a velocidade do vento ou a velocidade de rotação das pás. Para manter a mesma faixa de números de Reynolds, ajustamos a TSR mantendo a velocidade do vento constante, impactando o coeficiente de potência (C_p).

3.2.3 Curva C_p x TSR

Para obter a curva C_p x TSR, coleta-se dados de torque em várias faixas de rotação da turbina. Esse controle contínuo é essencial para a estabilidade da turbina ao longo da curva de C_p .

Para controlar a velocidade das pás de uma turbina eólica, foi-se utilizado um Arduino. O circuito elétrico é formado pelo gerador da turbina, uma resistência e um transistor. O objetivo é fazer as pás desacelerarem, o que é feito adicionando resistência ao gerador, esse sistema simula de forma simplificada um controlador de cargas real. Para ajustar essa resistência de forma flexível, utilizamos um transistor que liga e desliga a resistência em intervalos regulares. Isso é chamado de modulação por largura de pulso (PWM).

Em termos práticos, quando é necessário que as pás desacelerem, o transistor é ligado (conectando a resistência) por um curto período de tempo. Quando a intenção é que as pás girem mais livremente, desliga-se o transistor. O Arduino faz todo esse controle e usa um

controlador proporcional integral derivativo (PID) para ajustar a resistência da maneira correta.

O PID tem como Setpoint, (ponto de ajuste), a velocidade das pás. Logo, seu erro é a diferença entre a velocidade real das pás com a velocidade desejada. E seu parâmetro de saída é o intervalo dos pulsos do transistor, aumentando e diminuindo a resistência de acordo com o Setpoint. Caso as pás estiverem girando muito rápido, o PID aumenta a resistência; se estiverem muito lentas, ele a reduz. Isso ocorre continuamente para manter a velocidade das pás bem próxima do proposto. O PID elaborado e utilizado é dinâmico, ou seja, de acordo com a velocidade exigida, o controlador modifica seus parâmetros, (proporcional, integral e derivativo), para que haja um controle mais fino na velocidade das pás. A estratégia de criar vários controladores PID sintonizados para diferentes setpoints foi necessária para aumentar a estabilidade do sistema. Pelo sistema não se comportar linearmente, algumas faixas de velocidade tinham menos estabilidade, fazendo com que a ação de controle fosse menos estável, gerando maiores ruídos no atuador. Estes ruídos impactavam negativamente na medição do torque da turbina. Com um controle mais fino, foi-se observado maior desempenho na suavidade do sinal, aumentando a confiabilidade das medições.

3.3 Ensaio do coeficiente de potência

Com o objetivo de obter uma curva do coeficiente de potência em função do número adimensional da velocidade de ponta de pá, TSR, será realizada a variação da velocidade do rotor. Essa estratégia visa manter o sistema dentro da mesma faixa do número de Reynolds, garantindo a consistência dos resultados ao longo da análise.

A [Figura 3.8](#) ilustra um esquema geral dos componentes experimentais empregados no teste do coeficiente de potência. Durante o ensaio, a turbina é instalada na seção de testes do túnel de vento, enquanto o sistema de aquisição e controle está localizado externamente. Os sensores de velocidade e temperatura do fluxo de ar são posicionados à frente da turbina, a uma distância cinco vezes maior que o diâmetro do rotor, para efetuar medições no fluxo não afetado, prevenindo quaisquer interferências com o funcionamento da turbina.

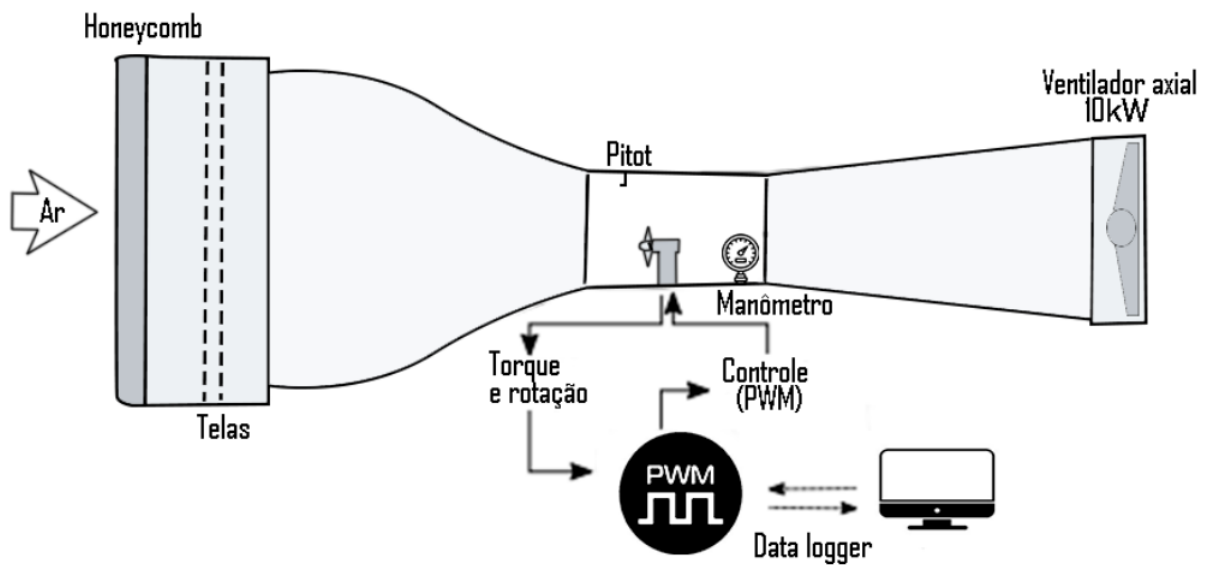


Figura 3.8 – Configuração do túnel de vento para ensaios.

3.3.1 Procedimentos experimentais

Os procedimentos experimentais do ensaio de uma curva experimental do C_p em função do TSR são:

1. Verificar o funcionamento e a calibração dos sensores utilizados:

Inicialmente, todos os equipamentos utilizados no experimento, com destaque para o torquímetro, são verificados. A calibração deste é realizada a partir de pesos padrões conhecidos, utilizando o método de mínimos quadrados para encontrar o melhor ajuste para a reta de calibração do equipamento.

2. Observação dos Parâmetros Ambientais: Temperatura e Densidade do Ar:

Antes de iniciar o teste, registra-se a temperatura e densidade do ar, tais fatores são necessários para o cálculo do coeficiente de potência pois eles influenciam diretamente o comportamento da turbina.

3. Inicialização do Túnel de Vento e Fixação da Velocidade do Escoamento:

Para os testes, estabeleceu-se que 10m/s seria a velocidade do escoamento não perturbado. Tal velocidade foi escolhida por manter o sistema dentro da mesma faixa do número de Reynolds.

4. Coleta de dados:

Com a turbina em regime permanente, medidas de torque e rotação são realizadas. Para construir uma curva de C_p x TSR, é necessário obter tais medições em diferentes velocidades. Para tal, após varias medições de torque em uma velocidade específica, o sistema de controle diminui a velocidade de rotação da turbina. E após esta se encontrar novamente em

regime permanente, novas medições são efetuadas. Tal processo é realizado até a velocidade mínima possível da turbina ser atingido. Após finalizar o processo, o túnel é desligado.

5. Repetição do Processo:

Para minimizar o erro aleatório, provido de incertezas de equipamento, variações de temperatura e outras perturbações que não podemos controlar, é necessário realizar o mesmo procedimento de coleta varias vezes.

6. Tratamento de dados

Após a coleta dos dados dos sensores, é necessário refinar os dados brutos obtidos, para isso, realizamos algumas técnicas de tratamentos de dados:

6.1. Filtro de Ruídos na Aquisição de Dados: Durante a aquisição de dados, aplica-se um filtro para manter apenas os valores que se encaixam em um intervalo predefinido de interesse, este intervalo se dá à precisão dos equipamentos.

6.2. Remoção do Efeito Transitório Durante a Frenagem da Turbina: Para obter informações precisas, observa-se a velocidade de rotação, pois valores de transição de velocidade não são úteis para a análise, logo, somente quando a turbina entra em regime permanente os dados são devidamente aproveitados.

7. Analise de dados

Após seguir as etapas anteriores, calculamos a média e o desvio padrão dos valores de torque e velocidade coletados para cada ponto de velocidade de rotação fixo estabelecido.

Com esses dados e informações sobre a velocidade do escoamento não perturbado, cria-se um gráfico sobre o coeficiente de Potência (C_p) em relação a velocidade de ponta de pá (TSR), utilizando as [Equação \(3.1\)](#) e [Equação \(2.8\)](#). Essa análise permite avaliar o desempenho da turbina em várias condições operacionais.

Após a criação do gráfico, realiza-se uma análise de convergência dos valores de torque e velocidade de rotação coletados. Isso verifica se o gráfico foi construído com base em dados confiáveis, considerando a média e o desvio padrão, garantindo a qualidade das informações utilizadas.

4 Testes em bancada

Para a realização dos testes utilizando o gerador de maior potência, foi necessária a elaboração de uma nova bancada de testes. Neste capítulo, serão detalhados os componentes fundamentais dessa bancada, assim como os procedimentos adotados para a implementação do motor responsável por simular uma turbina.

4.1 Bancada de testes

Para realizar os testes com geradores de maior potência, foi necessário desenvolver uma nova bancada, utilizando materiais fornecidos pelo Laboratório de Energia e Ambiente (LEA) da Universidade de Brasília. A configuração da bancada pode ser visualizada nas Figura 4.9 e Figura 4.10.

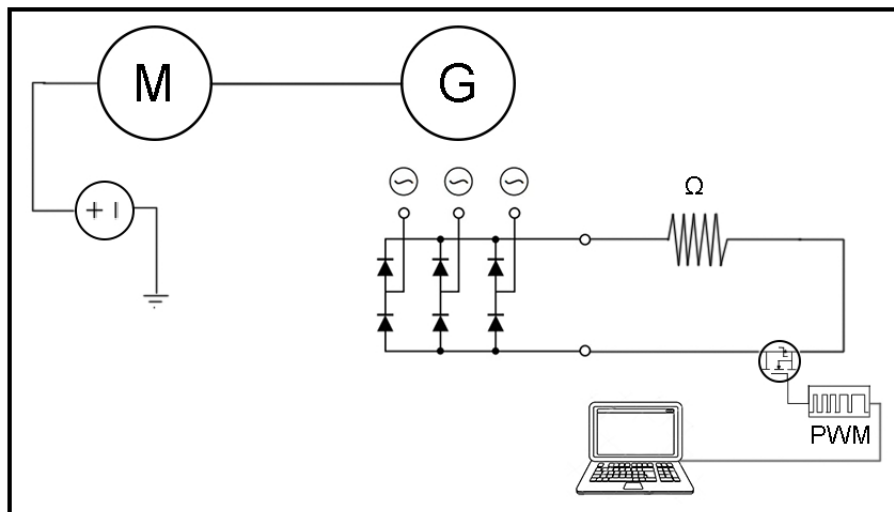


Figura 4.9 – Disposição dos equipamentos

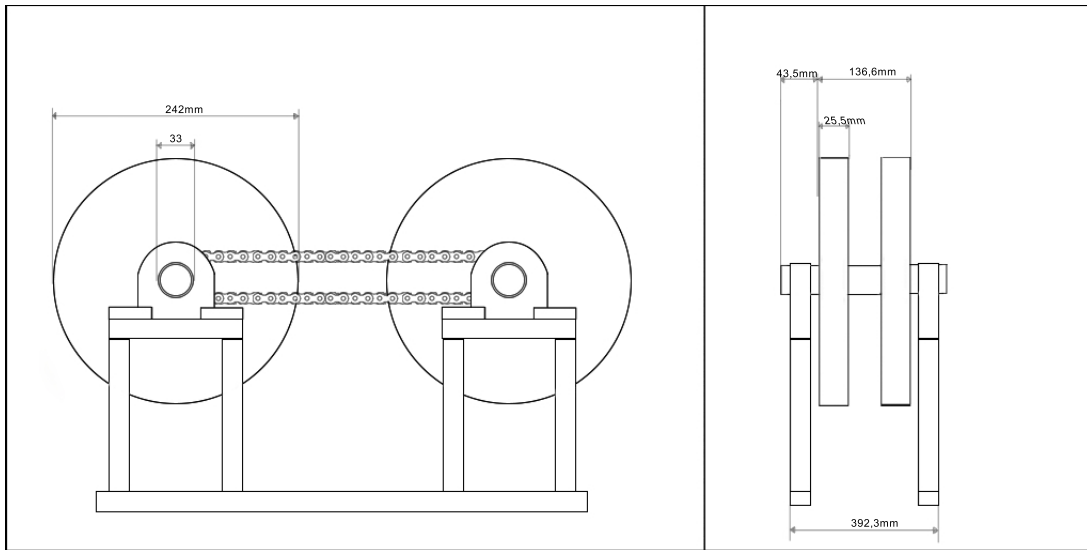


Figura 4.10 – Dimensões da bancada

Os suportes que compõem a bancada são perfis estruturais T de alumínio, que apresentam dimensões de 30x30. Esses suportes sustentam o motor e o gerador empregados no experimento. A interligação dos motores ocorre por meio de uma corrente, onde cada um possui uma catraca. Essa disposição possibilita que o motor atue como a fonte de energia (simulando a turbina), enquanto o outro funcione como gerador, o qual necessita de uma força externa para operar.

Os motores são colocados em direções opostas para fazer com que as catracas operem na direção correta, evitando qualquer movimento indesejado. Para sustentar esses motores, hastes de alumínio na vertical, foram instaladas. A configuração envolve uma haste horizontal mais longa que serve como base, conectando duas hastes verticais menores através de parafusos. Na extremidade superior dessas hastes verticais, adiciona-se outra haste horizontal menor, formando um retângulo. Esse processo é replicado quatro vezes, resultando em quatro suportes robustos.

Cada par de suportes verticais adjacentes possui um espaçamento para que um mancal possa ser instalado. A disposição foi planejada para que entre dois mancais adjacentes, o motor seja instalado, enquanto entre os outros dois, posiciona-se o gerador. Essa configuração permite que o motor e o gerador permaneçam suspensos, com liberdade de movimento, contribuindo para a dinâmica necessária no experimento.

Os motores empregados nos testes são do modelo MXUS XF40 30H, de 1000W e 36V/48V. O primeiro motor simula a força da água em uma turbina hidrocínética, fornecendo a força motriz necessária ao segundo motor, utilizado como gerador. O controle do primeiro motor é realizado por meio de um controlador Brushless de bicicleta de 1000W e 48V/64V, alimentado por uma bateria de 48V. Como pode ser observado na [Figura 4.11](#).

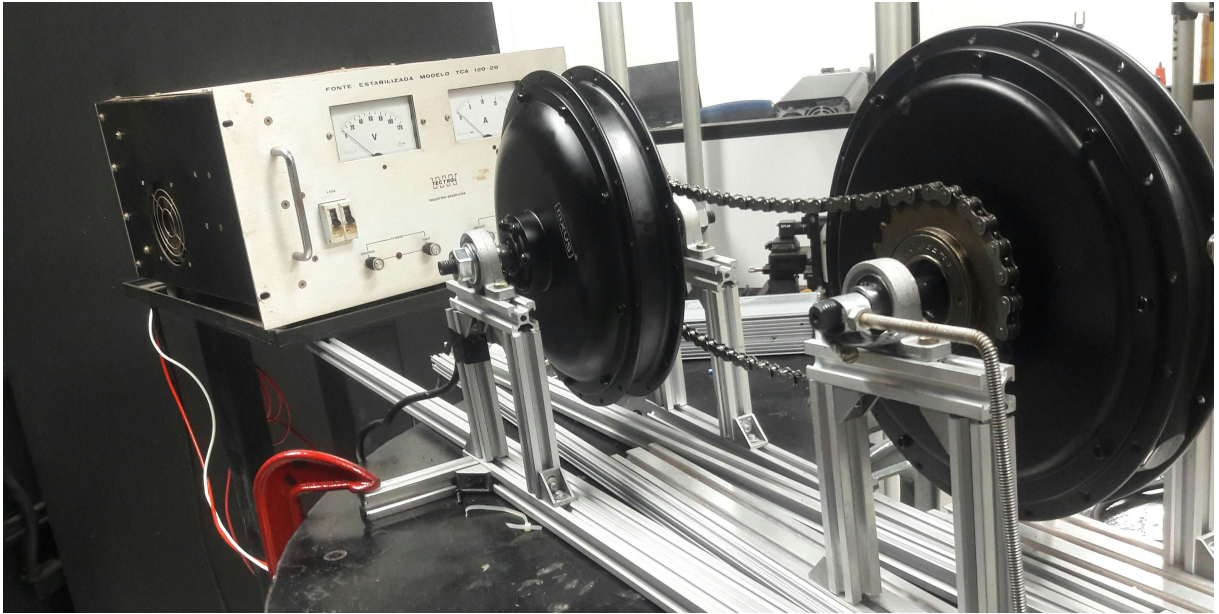


Figura 4.11 – Bancada

Na etapa de geração de energia, também utilizando um motor MXUS XF40 30H, o qual é conectado ao motor energizado por meio de uma corrente de bicicleta. A rotação do motor é transmitida ao gerador, por intermédio da corrente de bicicleta. A corrente gerada é trifásica e retificada por uma ponte retificadora. Após a retificação, o circuito empregado de realizar a manipulação de carga é conectado. O circuito envolve um resistor de 9 ohms e um transistor IRFZ48 - MOSFET de canal N em série.

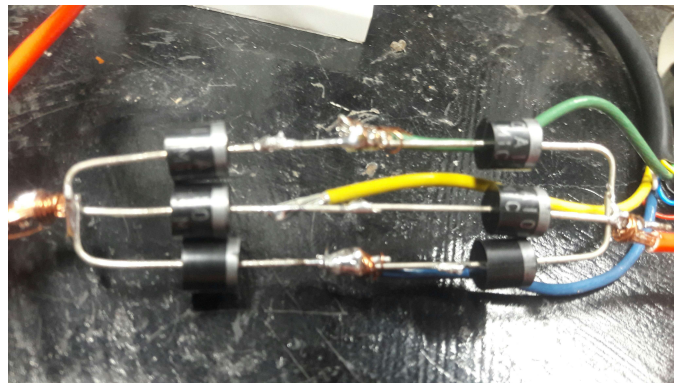


Figura 4.12 – Ponte Retificadora

No aspecto de controle, um Arduino é utilizado e conectado ao transistor, gerando sinais PWM. Essa configuração permite um controle preciso sobre o sistema, ajustando a carga do gerador conforme necessário para a elaboração dos ensaios.

4.2 Princípio de Funcionamento

O experimento realizado na bancada de testes tem como objetivo fundamental a análise e otimização de turbinas hidrocínéticas. Durante o ensaio, o motor, alimentado por uma bateria de 48V, é mantido a uma velocidade constante, proporcionando força motriz ao gerador. Este, por sua vez, inicia a geração de energia, sendo monitorado quanto à tensão de saída, a corrente gerada, o RPM do gerador e o torque.

A geração de energia é fundamental para entender como a bancada funciona. Dentro do gerador, ímãs que giram criam um campo magnético que faz a eletricidade ser produzida. Essa corrente inicialmente alternada, trifásica, é sujeita a um processo de retificação por meio de uma ponte retificadora.

Esse processo converte a corrente alternada em corrente contínua. Este procedimento, nos dá uma variável estável que facilita a análise do sistema.

O controle realizado no sistema, com o auxílio de um microcontrolador, desempenha um papel fundamental na obtenção das curvas do ensaio. Através do ajuste dos pulsos PWM, o transistor regula a resistência percebida pelo gerador, simulando diferentes níveis de carga. Esse procedimento é utilizado para a elaboração das curvas que representam o RPM (Rotações por minuto), a tensão de saída, a corrente e o torque, parâmetros essenciais para analisar a eficiência do sistema e a rotação do gerador.

Desta maneira, a bancada de testes é capaz de coletar dados que, por meio de análises apropriadas, possibilitarão a compreensão e o aprimoramento do desempenho de turbinas hidrocínéticas em diversas condições de carga.

4.2 Parâmetros Monitorados

Durante o ensaio na bancada de testes, foram monitorados os parâmetros utilizados para a avaliação do desempenho da geração de energia a partir de turbinas. Estes parâmetros incluem:

Tensão de Saída (V): A tensão gerada pelo sistema é monitorada em tempo real, fornecendo informações necessárias para calcularmos a potência produzida em diferentes condições de carga. Para monitorar a tensão, utilizasse a estratégia de divisão de tensão. O microcontrolador permite como entrada apenas 5V. Tendo isso em vista, observa-se que o valor nominal de tensão do motor é de 48v. Logo, utilizamos um divisor de tensão com resistores com relação de 9:1. Tal estratégia nos permite realizar análises precisas e sem perigo de sobrecarga no microcontrolador.

RPM do Gerador: A velocidade de rotação do gerador é medida em rotações por minuto (RPM), fornecendo informações sobre a eficiência e a resposta dinâmica do sistema.

Utilizasse um sensor de efeito Hall para aferir o RPM do gerador. Foram-se posicionados dois ímãs equidistantes na circunferência do gerador. A cada dois pulsos capturados pelo sensor Hall, posicionado ao lado do gerador, uma volta completa é contabilizada, permitindo uma leitura precisa da velocidade de rotação do gerador. Na [Figura 4.13](#) podemos observar sua montagem em bancada, enquanto na [Figura 4.14](#) é possível ter uma visão mais clara de como o sensor funciona em ação.

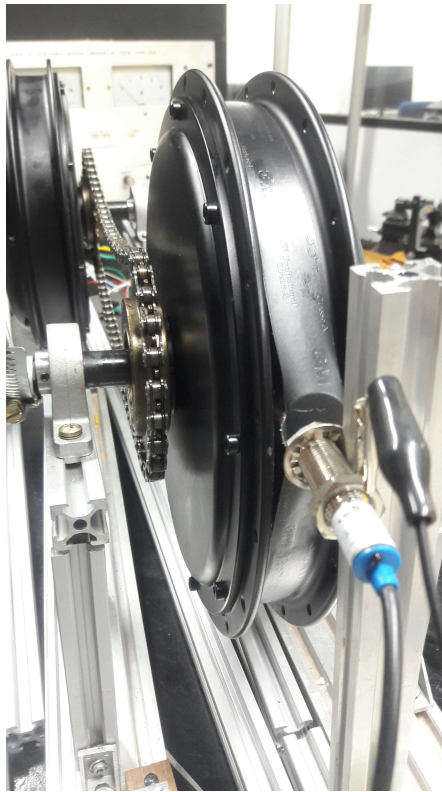


Figura 4.13 – Sensor Hall

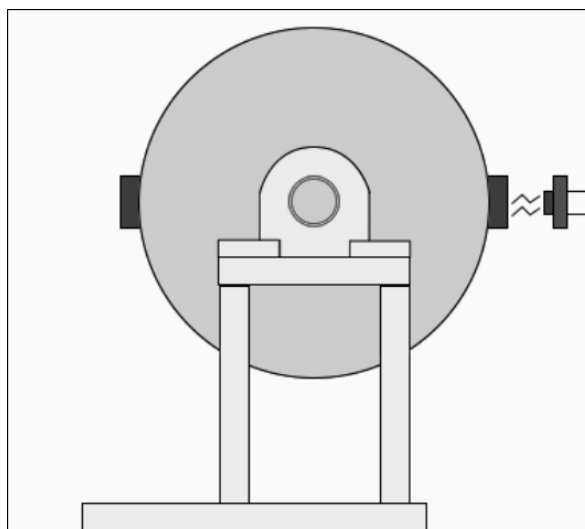


Figura 4.14 – Sensor Hall, ilustração

Corrente Elétrica (A): A corrente elétrica gerada é acompanhada para entender a quantidade de carga que está sendo fornecida pelo gerador em diferentes configurações. Tal parâmetro foi monitorado por um sensor de Corrente ACS712.

Torque Gerado (Nm): O torque, ou a força rotacional gerada pelo sistema, é monitorado para avaliar a capacidade do gerador de superar a resistência e manter a rotação em diferentes condições. Para realizar a medição precisa do torque gerado pelo gerador, foi adotada uma abordagem específica, incorporando o uso de uma célula de carga. Destaca-se que o gerador possui um componente denominado "eixo livre", capaz de girar livremente na ausência de uma fixação.

A implementação desse sistema envolve a inclusão de um braço em formato de "L". Na extremidade mais longa desse braço, conecta-se o eixo livre do gerador, enquanto na extremidade mais curta, aplica-se uma força para gerar torque na célula de carga. O eixo livre do gerador, quando não fixado, tem a propensão ao movimento rotativo livre, sendo o braço o responsável por conter esse movimento.

Portanto, a resistência que evita a rotação do eixo livre é transferida para a célula de carga. Esta, por sua vez, efetua a medição da força aplicada, proporcionando uma leitura que possibilita o cálculo do torque gerado pelo gerador, utilizando a distância do braço em "L". A variação na carga aplicada à célula permite ajustar suas leituras, tornando esse método uma ferramenta útil para compreender o desempenho do sistema em diferentes condições experimentais. Na [Figura 4.15](#) podemos observar sua montagem, enquanto na [Figura 4.16](#) podemos observar seu modo de funcionamento com maior facilidade.

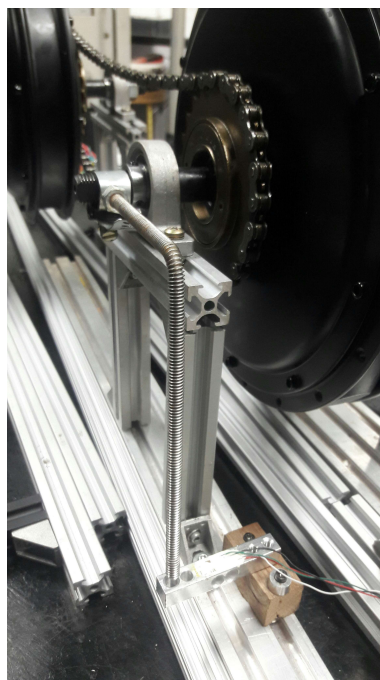


Figura 4.15 – Monitoramento do torque

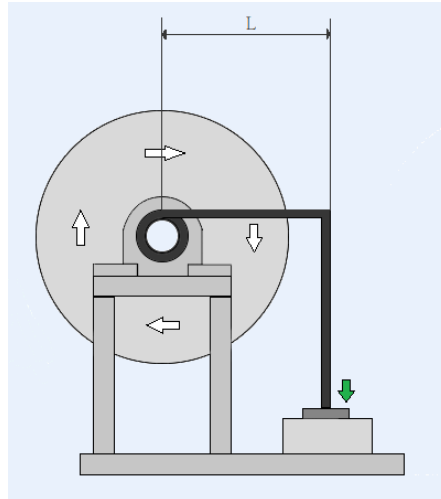


Figura 4.16 – Monitoramento do torque, ilustração

Esses parâmetros são essenciais para a análise quantitativa do desempenho da turbina hidrocínética simulada, contribuindo para a obtenção de dados robustos que serão posteriormente utilizados na compreensão aprofundada do sistema.

4.1.1 Procedimentos experimentais

Os procedimentos experimentais do ensaio de uma curva experimental de Potência Mecânica em função da potência gerada são:

1. Verificação e Calibração dos Sensores: Inicialmente, todos os equipamentos e sensores utilizados no ensaio são verificados e calibrados. Em especial a célula de carga, a qual normalmente deve-se realizar a taragem. Para tal, utiliza-se pesos padrões conhecidos. Utilizando o método de mínimos quadrados, procura-se encontrar o melhor ajuste da reta de calibração. Após todos os sensores serem devidamente calibrados é possível passar para a próxima etapa.

2. Inicialização do Motor e Coleta de Dados: Liga-se o motor a uma velocidade constante pré-determinada. Tal velocidade deve ser menor do que a necessária para gerar 48V no gerador, para que não haja danos no motor utilizado. Inicia-se então a coleta de dados com o transistor PWM configurado em 0. Aumenta-se gradualmente o valor PWM até atingir o valor máximo possível, registrando os dados em cada incremento. Durante esse processo, mede-se o RPM, força no eixo (célula de carga) a tensão e a corrente.

3. Análise da potência de entrada X Potência Gerada: Construir uma curva representando a relação entre RPM multiplicado pela força no eixo do gerador (torque) pela potência gerada pelo gerador. Essa análise permitirá compreender como a manipulação da carga, gerada pela resistência percebida, controlada pelo PWM, afeta a dinâmica do sistema em termos de rotação e força no eixo.

4. Tratamento de Dados: Aplica-se técnicas de tratamento de dados, incluindo a remoção de ruídos e a consideração apenas dos valores obtidos quando o sistema atinge regime permanente.

5. Análise de Convergência: Avalia-se a convergência dos valores de RPM e força no eixo coletados, garantindo que a curva seja construída com base em dados confiáveis.

6. Interpretação e Gráficos: E por fim cria-se gráficos que representem o desempenho da bancada em relação à variação da carga. Interpreta-se os resultados em termos de eficiência, resposta dinâmica e potência gerada em diferentes condições de carga.

Esses procedimentos permitirão uma análise abrangente do comportamento da bancada de gerador de alta potência, fornecendo insights valiosos sobre o desempenho do sistema em condições variadas de carga.

5 Resultados e discussões

Este capítulo apresenta e discute os resultados do estudo, dividindo-se em duas seções. Inicialmente, aborda-se os resultados do túnel de vento, necessários para compreender a dinâmica da bancada de motores de maior potência. A análise desses dados foi essencial para a obtenção das curvas fundamentais de Coeficiente de Potência (CP) e Taxa de Rotação Específica (TSR), fornecendo uma base para futuros resultados.

A segunda seção, foca nos resultados do ensaio com o gerador de maior potência. Apresenta-se a curva de potência de saída em relação a potência mecânica fornecida, representada pelas variáveis de RPM e torque, demonstrando a influência da carga na performance do sistema. A interpretação desses resultados confirma a viabilidade do modelo proposto, e também contribui para o aprimoramento de turbinas hidrocínéticas/eólicas em escala ampliada.

5.1 Apresentação dos resultados dos testes no túnel de vento

Neste capítulo, apresentam-se os resultados do estudo realizado no túnel de vento, com foco na avaliação da eficiência do rotor. Explora-se a relação entre a velocidade em RPM da turbina e o torque gerado para uma compreensão prática do desempenho do sistema. A análise destes resultados visa fornecer parâmetros essenciais para avaliar a viabilidade da nova bancada planejada, considerando a funcionalidade proposta por ela.

Durante o experimento, o RPM do rotor foi variado de 1550 até 250, com intervalos de 100 RPM. Os pontos de torque e de RPM real foram registrados e após o tratamento de dados, foi elaborada uma curva que relaciona os dois parâmetros monitorados. Cada ponto representa a média dos dados, e os erros são representações da soma do desvio padrão e do valor mínimo de medição de cada sensor. O erro aleatório nas medições de torque é, no máximo, 0.1%, e os de rotação de 6% sendo este o principal contribuinte para as incertezas no coeficiente de potência. Essa abordagem na coleta e análise de dados ajuda a entender melhor como o rotor se comporta em diferentes RPMs, proporcionando uma ideia sólida para relacionarmos com os futuros resultados da nova bancada.

5.1.1 Curva do coeficiente de potência

Ao elaborar a curva de coeficiente de potência, utilizamos o Índice de Razão de Velocidade da Ponta da Pá (TSR) com a eficiência do rotor. Esse índice é essencial para

compreender como a eficiência do rotor varia em relação à velocidade da ponta da pá.

Essa abordagem nos permite analisar a eficiência do rotor em diferentes condições de TSR, proporcionando uma compreensão de como o sistema reage às mudanças de carga que é utilizada para variar a velocidade do rotor em velocidades de vento constantes.

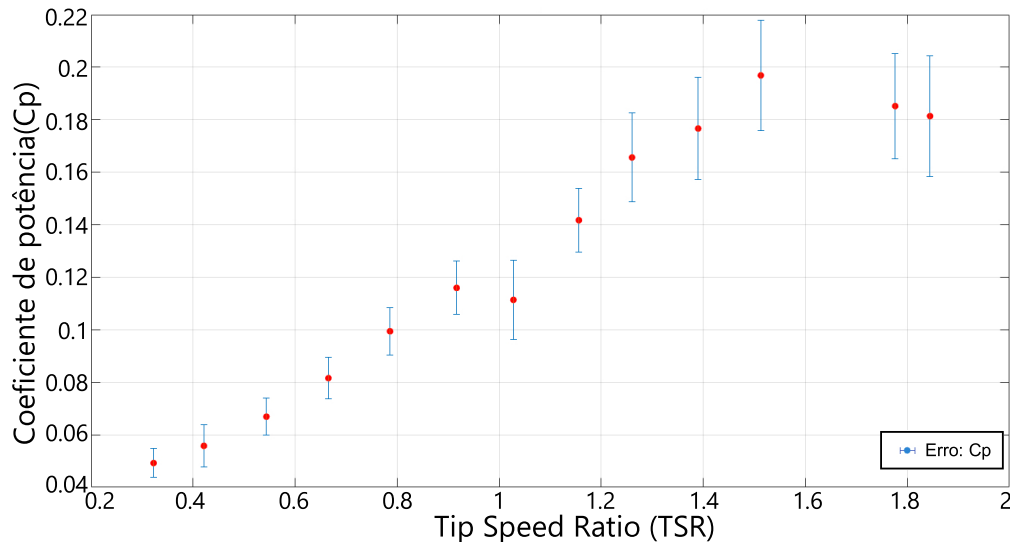


Figura 5.17 – Coeficiente de potência x RPM

A análise minuciosa do gráfico da [Figura 5.17](#) revela a relação intrínseca entre a Taxa de Rotação da Hélice (TSR) e a carga conectada ao rotor, influenciando diretamente na eficiência do sistema.

O ponto de inflexão, representado pelo resultado de 0.1968, é um indicador crucial. Esse ponto denota uma configuração ótima entre TSR e carga elétrica, resultando na máxima eficiência do sistema. No contexto específico desta turbina, destaca-se inicialmente que a eficiência do sistema é relativamente baixa. No entanto, o foco central deste estudo não reside apenas no resultado específico da eficiência, mas sim no comportamento intrínseco da curva em si.

O fenômeno de elevação seguida por uma queda acentuada na eficiência ao ultrapassar o ponto ótimo é uma consequência direta da relação entre a carga elétrica aplicada e a rotação do rotor. O aumento da carga implica em maior resistência ao movimento do rotor, desacelerando-o além do ponto ideal. Isso ocorre porque o sistema demanda mais energia para superar essa carga adicional, tornando mais desafiador manter a mesma velocidade e afetando, conseqüentemente, a eficiência do sistema.

A compreensão detalhada deste padrão de comportamento é crucial para determinar o ponto ideal de operação do rotor. Esta análise mais aprofundada proporciona uma visão mais clara sobre como o sistema reage a diferentes cargas, evidenciando como a resistência adicional introduzida afeta diretamente a capacidade do sistema de converter a energia do

vento em energia elétrica de forma eficiente.

Essa compreensão é fundamental para estabelecer o ponto ideal de operação do rotor. Esta análise oferece uma visão clara de como o sistema responde a diferentes cargas, demonstrando como a introdução de resistência adicional afeta diretamente a capacidade do sistema de converter a energia do vento em energia elétrica de forma eficiente. Esta análise se tornará de suma importância para avaliações posteriores neste texto.

5.2 Apresentação dos resultados dos testes na bancada de testes

Após a conclusão dos testes no túnel de vento e obter a compreensão das expectativas para a nova bancada, avançamos com os testes conforme descrito na seção 4.1.1. A ideia é que os novos resultados se assemelhem aos obtidos no túnel de vento. Essa abordagem visa validar a transferência de comportamento do ambiente controlado do túnel de vento para a configuração prática da bancada com o gerador de maior potência.

5.2.1 Curva Característica do Gerador

Em primeiro momento, foi necessário observar e compreender as características básicas do gerador que está sendo utilizado na bancada. Para tal, iniciou-se os ensaios com o foco na relação entre a velocidade de rotação e a tensão gerada. Esta análise nos dá os valores esperados de tensão para diferentes faixas de velocidade. Para isso, foi criada uma curva de desempenho do gerador. Controlando a velocidade do motor, os RPM's do gerador foram modificados de 0 até aproximadamente 330 RPM. Os resultados podem ser visualizados na [Figura 5.18](#).

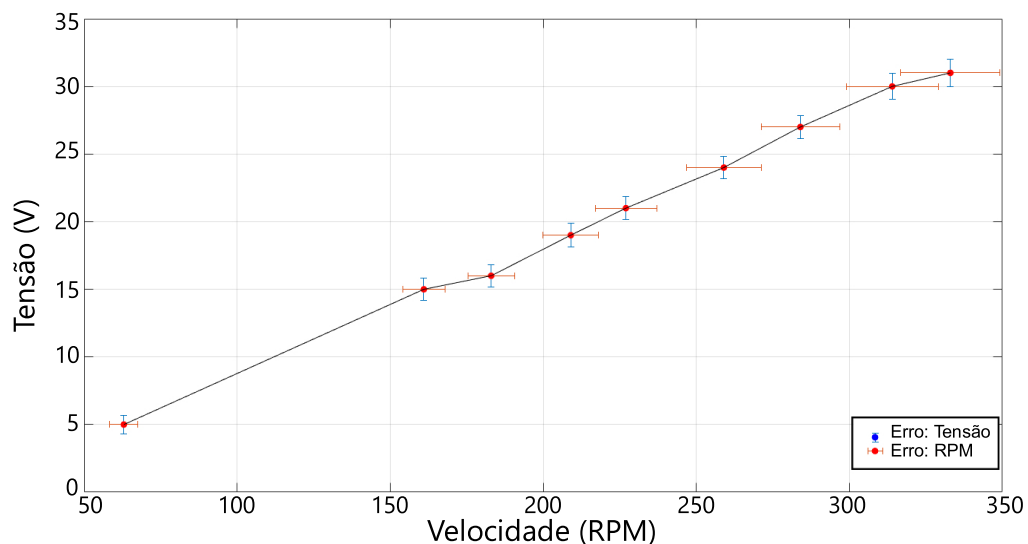


Figura 5.18 – Curva Tensão x RPM

5.2.2 Curva de eficiência do gerador

Posteriormente, foram geradas curvas de eficiência, cada uma associada a diferentes níveis de carga no gerador. Foram escolhidas quatro velocidades distintas no motor, utilizando cada uma como ponto de referência para a criação de curvas específicas de eficiência.

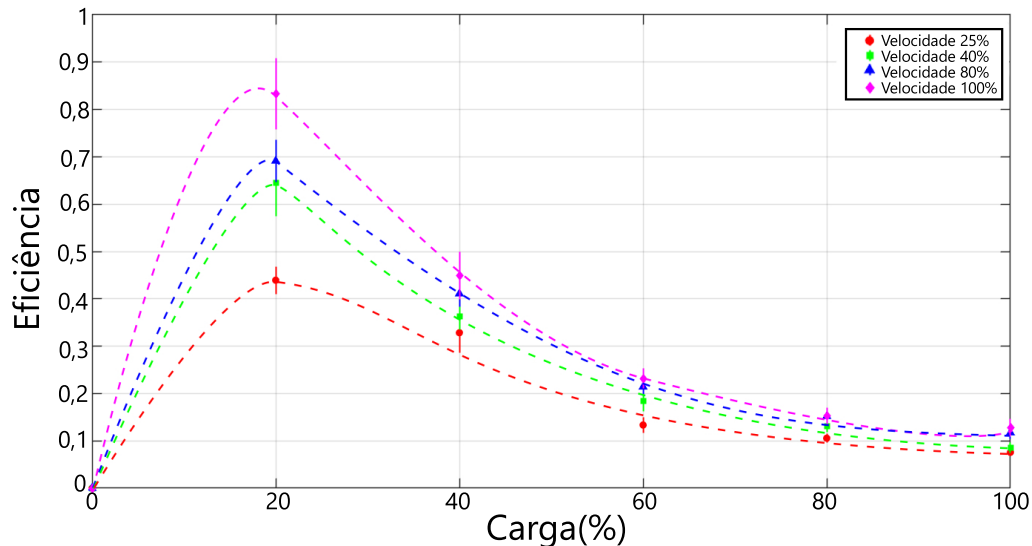


Figura 5.19 – Curva Eficiência x PWM

Os resultados do ensaio destacaram uma relação direta entre a eficiência do gerador e a velocidade de rotação do motor. Ficou evidente de que configurações de maior velocidade proporcionaram eficiência superior, enquanto velocidades mais baixas resultaram em eficiências proporcionalmente menores. Tais resultados são esperados. O gerador utilizado era originalmente um motor de 48v, então é plausível que sua eficiência máxima seja em valores próximos dessa voltagem. Portanto, manter o gerador dentro dessas faixas é de grande utilidade para otimizar a eficiência do sistema.

Outro ponto observado foi a influência do PWM na eficiência do gerador. Os dados revelam uma relação inversamente proporcional entre o ciclo de trabalho do PWM e a eficiência do sistema. A medida que o PWM aumentava, a velocidade de rotação do motor e a tensão tendiam a diminuir, enquanto a corrente e o torque do gerador aumentavam. Tais resultados, juntamente com uma maior dificuldade do motor em girar o gerador, reduziam a eficiência do gerador.

Os resultados obtidos assumem uma relevância significativa para pesquisas subsequentes, principalmente aquelas que empregarão tal gerador em cenários reais. As curvas originadas dos testes realizados e aquelas potencialmente geradas na bancada serão fundamentais no aprimoramento de sistemas mais eficazes. Através da análise de curvas correspondentes a distintas velocidades, cargas e fluxos de corrente, será viável implementar um controle de eficiência integrando o rotor e o gerador, visando a produção mais otimizada

de energia elétrica.

Nos testes seguintes, planeja-se realizar mais ensaios, abrangendo uma gama maior de velocidades. Isso permitirá uma visualização mais clara das curvas de eficiência do gerador. Com essa diversidade de dados, além de alcançar a eficiência máxima ótima, que seria o cenário ideal, poderemos utilizar essas informações para diferentes velocidades de rotação do rotor, com o objetivo de maximizar a eficiência do sistema quando a velocidade de escoamento não for ideal.

6 Conclusões

Este trabalho teve como objetivo primordial desenvolver uma bancada experimental destinada a conduzir testes mais abrangentes, com especial ênfase em geradores de maior potência. A obtenção de curvas representativas da eficiência do gerador em diferentes condições de velocidade de escoamento, carga elétrica e velocidade de rotação é fundamental para o estabelecimento de um controle eficaz de eficiência. A escolha de priorizar ambientes controlados foi baseada em dois motivos principais: a complexidade associada aos testes em campo aberto, onde variáveis não controláveis podem afetar a precisão e a isolamento das variáveis de interesse; e a comprovada utilidade dos testes em bancada para simular cenários reais de forma prática, econômica e eficiente.

Para simular as condições de uma turbina, foi selecionado um motor de 1000W alimentado por uma fonte de 48V, proporcionando uma força motriz constante que simula a velocidade do rotor e permite o isolamento eficaz das variáveis de velocidade. Os ensaios foram conduzidos com o controle de um modulador PWM para ajustar a carga elétrica do gerador. Com o suporte de um microcontrolador e um transistor, foi possível variar a resistência percebida pelo gerador, alterando a carga elétrica. A coleta de dados abrangeu testes em diferentes velocidades do motor e com distintas cargas, resultando na obtenção de curvas de eficiência. Essas curvas serão aplicadas em conjunto com turbinas hidrocínéticas para aprimorar a eficiência energética gerada em sistemas reais.

Todas as curvas, com variações de carga e velocidade, são de extrema importância para o estudo. Apesar do interesse em alcançar a máxima eficiência ideal do gerador, que neste estudo foi de 83% a 271 RPM em 30V, a eficiência energética na geração de energia hidrocínética depende da velocidade de escoamento. Logo, obter curvas que expressem a melhor eficiência em diferentes circunstâncias de velocidades de escoamento são essenciais para a realização de um controle refinado que integre a máxima eficiência possível entre rotor e gerador.

A validação das curvas de eficiência do rotor foi realizada comparando os resultados com ensaios prévios no túnel de vento, cuja validade já tinha sido comprovada por trabalhos anteriores, incluindo pesquisas conduzidas por [Mendes \(2020\)](#) e por [Nunes \(2017\)](#). Enquanto as curvas de eficiência do gerador podem ser validadas em estudos como os de [Geovane \(2020\)](#).

No conjunto de experimentos e análises, observa-se que não apenas contribuem para a compreensão do desempenho das turbinas, mas também para futuros controles de eficiência conjunta entre rotor e gerador. Para obter boas ferramentas de previsão do funcionamento de um sistema de geração de energia hidrocínética, é necessário contar

com diversos dados experimentais para realizar comparações e ajustar as metodologias de predição. Destaca-se a eficácia da bancada como ferramenta valiosa para obter dados isolados, de extrema relevância para pesquisas e desenvolvimentos futuros em geração de energia renovável.

Para pesquisas subsequentes, é crucial focar em atingir velocidades mais altas no gerador para avaliar sua eficiência máxima. Observou-se que a tensão ideal do gerador, a qual é de 48V, não foi alcançada neste estudo. A partir dessa etapa, será possível conduzir ensaios em uma gama maior de cenários, necessários para ajustar o ponto de eficiência máxima na geração de energia hidrocínética.

Recomenda-se também, para estudos futuros, a substituição do motor por turbinas eólicas e hidrocínéticas reais. Para avaliar a eficiência de diferentes turbinas, seria essencial variar a velocidade do gerador por meio de um controlador PID. Esta abordagem permitiria a realização de ensaios de curva de potência por TSR (Tip Speed Ratio) usando velocidades controladas, proporcionando uma compreensão mais refinada do desempenho das turbinas em conjunto com o gerador em diferentes condições.

Outra perspectiva para pesquisas futuras envolve a expansão do estudo para ambientes de campo, mantendo a mesma estratégia de variação de carga. Para turbinas hidrocínéticas, considera-se a instalação em embarcações que permitam manter velocidades constantes durante os ensaios. Essa abordagem possibilitaria a obtenção de curvas de eficiência mais precisas e específicas para turbinas hidrocínéticas, representando um avanço significativo na compreensão do comportamento dessas turbinas em condições reais.

Referências

- A. KUMAR ET AL. Savonius type hydrokinetic turbine performance parameters, 2016. Citado na p. 18.
- BETZ, A. Das Maximum der theoretisch moglichen Ausnutzung des Windes durch Windmotoren. Zeitschrift fuer das gesamte Turbinenwesen, v. 26, p. 307–309, 1920. Citado na p. 16.
- BETZ, A. S. m. g. E. Mit einem Zusatz von l. Prandtl. Nachrichten von der Gesellschaft der Wissenschaften zu Gettingen, Mathematisch-Physikalische Klasse, v. 1919, p. 193–217, 1919. Citado na p. 16.
- BRAGG, S. Some exact solutions of the flow through annular cascade actuator discs. Journal of the Aeronautical Sciences, v. 17, n. 4, p. 243–249, 1950. Citado na p. 17.
- CHAMORRO; ARNDT E SOTIROPOULOS. Three-dimensional flow visualization in the wake of a miniature axial-flow hydrokinetic turbine. Experiments in Fluids, Springer-Verlag, v. 54, n. 2, p. 1459, feb, 2012. Citado na p. 18.
- CRESCO, HERNÁNDEZ E FRANDSE. S. Survey of modelling methods for wind turbine wakes and wind farms. Wind Energy, Wiley-Blackwell, v. 2, n. 1, p. 1–24, aug, 1999. Citado na p. 17.
- DUQUE; VAN DAM E HUGHE. Navier-Stokes simulations of the NREL combined experiment phase II rotor. In: 37th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. [S.l.: s.n.], 1999. Citado na p. 17.
- EBERT E WOOD. The near wake of a model horizontal-axis wind turbine—I. Experimental arrangements and initial results. Renewable Energy, v. 12, n. 3, p. 225–243, 1997. Citado na p. 18.
- FROUDE, R. On the part played in propulsion by differences of fluid pressure. 13th Session of the Institution of Naval Architects, v. 30, p. 390–405, 1889. Citado na p. 16.
- GARRETT. Limits to tidal current power. Renewable Energy, Pergamon, v. 33, n. 11, p. 2485–2490, nov, 2008. Citado na p. 18.
- GARRETT. The power potential of tidal currents in channels. Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, The Royal Society, v. 461, n. 2060, p. 2563–2572, aug, 2005. Citado na p. 18.
- GARRETT. Tuning turbines in a tidal channel. Journal of Fluid Mechanics, Cambridge University Press, v. 663, p. 253–267, nov, 2010. Citado na p. 18.
- GEOVANE, C. C. Cálculo da eficiência energética de turbina eólica de eixo horizontal em túnel de vento com aerogerador, ISSN 2176-7270, 2020. Citado na p. 47.

- GLAUERT, N. Aerodynamic theory, Dover Publications, v. 14, p. 324–340, (1935. Citado na p. 16.
- GREENBERG. Line momentum source in shallow inviscid fluid. *Journal of fluid mechanics*, Cambridge University Press, v. 145, p. 287–304, 1984. Citado na p. 17.
- GUJ; TERZITTA E ARSUFFI. Velocity measurements upstream of a windmill rotor model. *Wind Engineering*, JSTOR, p. 248–260, 1991. Citado na p. 17.
- HAND ET AL. Unsteady aerodynamics experiment phase VI: wind tunnel test configurations and available data campaigns. National Renewable Energy Laboratory, Golden, CO, Report No. NREL/TP-500-29955, 2001. Citado nas pp. 17, 18.
- HANSEN. A global Navier-Stokes rotor prediction model. In: 35th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. [S.l.: s.n.], 1997. Citado na p. 17.
- HANSEN. Aerodynamics of wind turbines. [S.l.]: Earthscan, 1998. Citado na p. 17.
- HANSEN ET AL. State of the art in wind turbine aerodynamics and aeroelasticity. *Progress in Aerospace Sciences*, Pergamon, v. 42, n. 4, p. 285–330, jun, 2006. Citado na p. 17.
- HERNÁNDEZ. Survey of modelling methods for wind turbine wakes and wind farms. *Wind Energy*, Wiley-Blackwell, v. 2, n. 1, p. 1–24, aug 1999. ISSN, 1999. Citado na p. 17.
- HESS. Calculation of potential flow about arbitrary three-dimensional lifting bodies. [S.l.], 1972. Citado na p. 17.
- JN GOUNDAR ET AL. Design of a horizontal axis tidal current turbine *Energy*, 2013. Citado na p. 18.
- JOUKOWSKY. Vortex theory of a rowing screw. . . . *Otdeleniya Fizicheskikh Nauk Obshchestva Lubitelei . . .*, v. 16, 1912. Citado na p. 16.
- JOUKOWSKY, N. Windmill of the NEJ type. *Transactions of the Central Institute for Aerohydrodynamics of Moscow*, v. 1, p. 57, 1920. Citado na p. 16.
- KUIK, G. A. M. v. *The Fluid Dynamic Basis for Actuator Disc and Rotor Theories*. [S.l.]: IOS Press, 2018. Citado na p. 16.
- LANCHESTER, F. W. a Contribution To the Theory of Propulsion and the Screw Propeller. *Journal of the American Society for Naval Engineers*, Wiley/Blackwell (10.1111), v. 27, n. 2, p. 509–510, aug, 1915. Citado na p. 16.
- LEE, J. H. W. GREENBERG, M. D. Line momentum source in shallow inviscid fluid. *Journal of fluid mechanics*, Cambridge University Press, v. 145, p. 287–304, 1984. Citado na p. 17.
- MACIAS, M. M. Estudo experimental em túnel de vento de turbinas de eixo horizontal. Dissertação (Mestrado) — Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, Brasil, 2016. Citado nas pp. 25, 28.

-
- MAGNUSSON E SMEDMA. Air flow behind wind turbines. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 80, n. 1, p. 169–189, 1999. Citado na p. 17.
- MCTAVISH; FESZTY E NITZSCH. F. Evaluating Reynolds number effects in small-scale wind turbine experiments. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 120, p. 81–90, citado na p. 17.
- MENDES, R. C. INTERAÇÃO ENTRE ESTEIRAS AERODINÂMICAS DE TURBINAS DE EIXO HORIZONTAL EM ARRANJOS, 2020. Citado nas pp. 27, 28, 47.
- MENTER. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, American Institute of Aeronautics and Astronautics, v. 32, n. 8, p. 1598–1605, 1994. Citado na p. 17.
- MO ET AL. Large eddy simulation of the wind turbine wake characteristics in the numerical wind tunnel model. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2013. Citado na p. 17.
- MS GUNEY. Assessment and measures to increase the coefficient of performance of hydrokinetic turbines *Renew. To sustain. Energy Rev.*, 2011. Citado na p. 19.
- MYERS E BAHAJ, L. E. B. Experimental analysis of the flow field around horizontal axis tidal turbines by use of scale mesh disk rotor simulators, *Ocean Engineering*, Pergamon, v. 37, n. 2-3, p. 218–227, feb 2010. ISSN 00298018., 2010. Citado nas pp. 14, 18.
- NUNES, M. M. Estudo experimental de difusor hidrodinâmico para turbinas hidrocinéticas, 2017. Citado nas pp. 25, 26, 47.
- PAXTON, F. Solid angle calculation for a circular disk. *Review of Scientific Instruments*, AIP, v. 30, n. 4, p. 254–258, 1959. Citado na p. 17.
- RANKINE, W. J. M. On the Mechanical Principles of the Action of Propellers. *Transactions of the Institution of Naval Architects*, v. 6, p. 1–18, 1865. Citado na p. 16.
- SCHEPERS ET AL. Improved modelling of wake aerodynamics and assessment of new farm control strategies. In: *Journal of Physics: Conference Series*. [S.l.]: IOP Publishing, 2012. Citado na p. 17.
- SHEN ET AL. . Tip loss corrections for wind turbine computations. *Wind Energy*, Wiley-Blackwell, v. 8, n. 4, p. 457–475, mar, 2005. Citado na p. 16.
- SHIMIZU E KAMADA. Studies on a horizontal axis wind turbine with passive pitch-flap mechanism (performance and flow analysis around wind turbine). *Journal of fluids engineering*, American Society of Mechanical Engineers, v. 123, n. 3, p. 516–522, citado na p. 18.
- SØRENSEN N.; HANSEN, M. Rotor performance predictions using a Navier-Stokes method. In: *1998 ASME Wind Energy Symposium*. [S.l.]: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1998. Citado na p. 17.

-
- THOMAS K. ET AL. A low-speed generator for marine current energy conversion - experimental validation of simulations,” *Journal of Power and Energy*, vol. 222, no. 4, pp. 381–388, 2008. Citado na p. 19.
- TSUSTUI E MATSUMYA. LDV measurements of flow field around a wind turbine. In: *Wind Power*. [S.l.: s.n.], 1987. Citado na p. 18.
- V. RAMOS ET AL. Performance assessment of tidal stream turbines: a parametric approach Power supply management, 2013. Citado na p. 18.
- VENNELL. Designing large arrays of tidal turbines: A synthesis and review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Pergamon, v. 41, p. 454–472, jan, 2005. Citado na p. 18.
- VERMEER. Wind turbine wake aerodynamics. *Progress in Aerospace Sciences*, Pergamon, v. 39, n. 6-7, p. 467–510, aug, 2003. Citado na p. 17.
- VERMEULEN. Wind Tunnel Study of the Wake of a Horizontal Axis Wind Turbine: Report. [S.l.]: TNO, 1978. Citado na p. 17.
- VRIES, O. Fluid Dynamic Aspects of Wind Energy Conversion. *AGARDograph*, n. 243, 1979. Citado na p. 16.
- WHALE ET A. A study of the near wake structure of a wind turbine comparing measurements from laboratory and full-scale experiments. *Solar Energy*, 1996. Citado na p. 17.
- WHALE ET AL. A study of the near wake structure of a wind turbine comparing measurements from laboratory and full-scale experiments. *Solar Energy*, 2000. Citado na p. 17.
- WILSON E LISSAMAN. Applied Aerodynamics Of Wind Power machines 1974 wilson lissaman. NASA STI/Recon Technical Report N, p. 22669, 1974. Citado na p. 16.
- WU. Flow through a heavily loaded actuator disc. *Schiffstechnik*, v. 9, n. 47, p. 134–138, 1962. Citado na p. 17.
- WUBOW; SITZKI E HAHM. 3D-simulation of the turbulent wake behind a wind turbine. In: *Journal of Physics: Conference Series*. [S.l.: s.n.], 2007. Citado na p. 17.

Apêndices

Apêndice A – Códigos de programação

A.1 Projeto do Controlador com monitoramento de variáveis

Código A.1 – Código de arduino

```
1 #include "HX711.h"
2
3 // Estrutura para representar os sensores
4 struct Sensor {
5     float A;
6     float B;
7 };
8
9 // Calibrações dos sensores
10 Sensor weightSensor = {0, 1};
11 Sensor hallSensor = {0, 1};
12 Sensor currentSensor = {0.0, 1.0};
13 Sensor voltageSensor = {0.0, 0.0521 };
14
15 const int LOADCELL_DOUT_PIN = 4;
16 const int LOADCELL_SCK_PIN = 3;
17
18 const int BUFFER_SIZE = 25;
19 long readingsBuffer[BUFFER_SIZE] = {0};
20 uint8_t bufferIndex = 0;
21
22 HX711 scale;
23
24 const int sensorPin = 2;
25 const int currentPin = A0;
26 const int voltagePin = A1;
27 const int mosfetPin = 5;
28
29 volatile bool magnetDetected = false;
30 volatile unsigned long lastDetectionTime = 0;
31 volatile float rpm = 0;
32 unsigned long lastUpdateTime = 0;
33 const int updateInterval = 1000;
34 const float voltageThreshold = 3.0;
35
36 int pwmValue = 0;
37
```

```
38 bool transmitirDados = false; // Variável para controlar a
    transmissão de dados
39
40 void setup() {
41     Serial.begin(9600);
42
43     scale.begin(LOADCELL_DOUT_PIN, LOADCELL_SCK_PIN);
44
45     pinMode(sensorPin, INPUT);
46     pinMode(currentPin, INPUT);
47     pinMode(voltagePin, INPUT);
48     pinMode(mosfetPin, OUTPUT);
49
50     attachInterrupt(digitalPinToInterrupt(sensorPin), sense_rpm,
        RISING);
51 }
52
53 void loop() {
54     if (Serial.available() > 0) {
55         String input = Serial.readStringUntil('\n'); // L a string
            disponível até a quebra de linha
56
57         if (input.startsWith("PWM")) { // Se a entrada começa com 'PWM'
58             input.remove(0, 3); // Remove os tr s primeiros caracteres
                (o 'PWM')
59             int value = input.toInt(); // Converte a string para um
                inteiro
60             if (value >= 0 && value <= 255) {
61                 analogWrite(mosfetPin, value); // Define o PWM no pino
                    mosfetPin com o valor recebido
62                 Serial.print("PWM configurado para: ");
63                 Serial.println(value);
64             } else {
65                 Serial.println("Valor de PWM inválido! Use um número entre
                    0 e 255.");
66             }
67         } else if (input == "V") { // Se receber 'V', começa a
            transmissão
68             transmitirDados = true;
69         } else if (input == "F") { // Se receber 'F', para a
            transmissão
70             transmitirDados = false;
71         }
72     }
73
74     if (transmitirDados) {
75         long rawValue = readRaw();
76         float weight = convertToMeasure(weightSensor, rawValue);
77         float hallValue = convertToMeasure(hallSensor,
            analogRead(sensorPin));
78         float currentValue = convertToMeasure(currentSensor,
            analogRead(currentPin));
```

```
79     float voltageValue = convertToMeasure(voltageSensor,
80         analogRead(voltagePin));
81
82     if (hallValue < voltageThreshold && !magnetDetected) {
83         magnetDetected = true;
84         unsigned long currentTime = millis();
85         rpm = 60000.0 / (2 * (currentTime - lastDetectionTime));
86         lastDetectionTime = currentTime;
87     } else if (hallValue >= voltageThreshold) {
88         magnetDetected = false;
89     }
90
91     printResults(weight, hallValue, currentValue, voltageValue,
92         rpm);
93 }
94
95 float convertToMeasure(Sensor sensor, long rawValue) {
96     return sensor.A + sensor.B * static_cast<float>(rawValue);
97 }
98
99 void printResults(float weight, float hallValue, float
100     currentValue, float voltageValue, float rpm) {
101     Serial.print(weight);
102     Serial.print('\t'); // Tabulação
103     // Serial.print(hallValue);
104     // Serial.print('\t'); // Tabulação
105     //Serial.print(currentValue);
106     // Serial.print('\t'); // Tabulação
107     Serial.print(voltageValue);
108     Serial.print('\t'); // Tabulação
109     Serial.println(rpm);
110 }
111
112 long readRaw() {
113     long accumulatedValue = 0;
114     while (!scale.is_ready());
115
116     long reading = scale.read();
117
118     readingsBuffer[bufferIndex] = reading;
119     bufferIndex = (bufferIndex + 1) % BUFFER_SIZE;
120
121     for (int i = 0; i < BUFFER_SIZE; i++) {
122         accumulatedValue += readingsBuffer[i];
123     }
124
125     return accumulatedValue / BUFFER_SIZE;
126 }
127
128 void sense_rpm() {
129     unsigned long currentTime = micros();
```

```

128 rpm = 60000000.0 / (2.0 * (currentTime - lastDetectionTime));
129 lastDetectionTime = currentTime;
130 }

```

A.2 Cálculo do erro da eficiência

Código A.2 – Código de Matlab

```

1 % Valores medidos
2 I = X; % Valores da corrente
3 T = Y; % Valores da Tensão
4 RPM = Z; % Valores de RPM
5 Forca = W; % Valores da força
6 L = 0.12; % Valor fixo do braço
7
8 % Erros instrumentais
9 erro_I = 0.001; % Erro instrumental para corrente
10 erro_T = dpy; % Desvpad tensão
11 erro_RPM = dpz; % Desvpad RPM
12 erro_Forca = dpw; % Desvpad força
13 erro_L = 0.01; % Erro instrumental regua
14
15 % Conversão RPM para radianos por segundo
16 VELANG = (RPM * 2 * pi) / 60;
17
18 % Cálculo da eficiência
19 Eficiencia = (T * I) / (VELANG * Forca * L);
20 Pm= (VELANG * Forca * L);
21 pe= (T*I);
22
23 % Derivadas parciais
24 dEf_dT = I / (VELANG * Forca * L);
25 dEf_dI = T / (VELANG * Forca * L);
26 dEf_dRPM = - (T * I) / (VELANG^2 * Forca * L);
27 dEf_dForca = - (T * I) / (VELANG * Forca^2 * L);
28 dEf_dL = - (T * I) / (VELANG * Forca * L^2);
29
30 % Erro da eficiência
31 delta_Eficiencia = sqrt((dEf_dT * erro_T)^2 + (dEf_dI * erro_I)^2
    + (dEf_dRPM * erro_RPM)^2 + (dEf_dForca * erro_Forca)^2 +
    (dEf_dL * erro_L)^2);
32
33 % Exibindo resultados
34 disp(['Vel ang', num2str(VELANG)]);
35 disp(['PotMec', num2str(pe)]);
36 disp(['PotEle', num2str(Pm)]);
37 disp(['Eficiencia: ', num2str(Eficiencia)]);
38 disp(['Erro da Eficiencia: ', num2str(delta_Eficiencia)]);

```