



Pontifícia
Universidade
Católica do
Rio de Janeiro

Rafael Pugas Carvalho de Freitas

Avaliação Experimental do Desempenho de Turbinas Hidrocinéticas

Projeto de Graduação apresentado ao
Departamento de Engenharia Mecânica da
PUC-Rio

Orientador: Igor Braga de Paula
Coorientador: Omar Elias Horna Pinedo

Rio de Janeiro
Julho de 2026

Agradecimentos

Agradeço à minha mãe Ana Teresa e ao meu pai Marcello (*in memoriam*), por terem me criado com bons valores e por terem me proporcionado condições para uma educação de qualidade.

Agradeço à minha irmã Mariana, pela companhia e parceria em todos os momentos desde sempre.

Agradeço à minha família, incluindo meus primos, tios, Nilda e Marluce, que sempre estiveram comigo em todos os momentos.

Agradeço aos meus amigos do Aindá e Medalhões, que estão comigo em todos os momentos, seja em momentos de alegria, tristeza ou assuntos de vida, sendo verdadeiros irmãos para mim.

Agradeço à minha namorada Vitória, que esteve comigo me ajudando e apoiando em diversos momentos de sucesso, dificuldade e desafios na vida e na graduação.

Agradeço aos meus amigos de graduação da Engenharia Mecânica, que foram fundamentais para tornar os momentos da graduação mais leves e descontraídos.

Agradeço aos meus amigos do intercâmbio na San Diego State University, que foram parte importantíssima da experiência mais incrível da minha vida.

Agradeço ao meu orientador Igor, que me apresentou o tema deste trabalho e tornou possível a sua realização através de discussões e encontros na PUC.

Agradeço ao meu co-orientador Omar, que me ajudou com correções e ensinamentos em um momento de dificuldade do trabalho e me acompanhou durante a minha Iniciação Científica.

Agradeço a todos os professores de graduação da Engenharia Mecânica da PUC-Rio, que transmitiram com qualidade conhecimentos valiosos para a minha formação como engenheiro mecânico.

Agradeço aos professores e funcionários do Colégio Santo Inácio, que constituíram a base para que essa graduação fosse possível.

Agradeço a todos que, de alguma forma, fizeram parte dessa trajetória.

Resumo

Avaliação Experimental do Desempenho de Turbinas Hidrocinéticas

O crescente interesse por fontes renováveis de energia tem impulsionado o desenvolvimento de tecnologias como as turbinas hidrocinéticas, que são capazes de aproveitar energia disponível de correntes marinhas em ambientes submarinos. Nesse contexto, este trabalho investigou experimentalmente a influência de diferentes geometrias de bordo de fuga, região da pá onde o escoamento abandona sua superfície, no desempenho de turbinas hidrocinéticas do tipo Savonius. Foram avaliadas quatro configurações de turbina: uma turbina de referência, uma turbina apenas com suporte para instalação de bordos de fuga, uma turbina equipada com bordo de fuga retangular e uma turbina equipada com bordo de fuga serrilhado. Os ensaios experimentais foram realizados em canal de água para velocidades de escoamento de 0,3 m/s e 0,4 m/s, sendo medidos o torque e a velocidade de rotação da turbina, a partir dos quais foram calculados os coeficientes adimensionais de potência e torque em função da razão de velocidade de ponta. Os resultados mostraram que todas as configurações apresentaram comportamento compatível com aquele tipicamente observado para rotores Savonius. Verificou-se que a introdução do suporte provocou uma redução superior a 40% no coeficiente de potência máximo em relação à turbina de referência, evidenciando o impacto das modificações geométricas sobre o escoamento. A instalação dos bordos de fuga permitiu recuperar parte desse desempenho, sendo a configuração serrilhada a que apresentou os melhores resultados dentre as geometrias modificadas, com ganhos de até 44% em relação à turbina apenas com suporte e desempenho superior ao obtido com o bordo de fuga retangular nas duas velocidades analisadas. Entretanto, nenhuma das configurações modificadas foi capaz de superar o desempenho da turbina de referência. Os resultados obtidos contribuem para a compreensão da influência de modificações em bordos de fuga sobre turbinas hidrocinéticas do tipo Savonius e fornecem uma base promissora para o desenvolvimento de configurações mais eficientes de turbinas hidrocinéticas para ambientes submarinos.

Palavras-chave: Turbina Hidrocinética; Turbina Savonius; Energia renovável; Bordo de fuga; Chevron

Abstract

Experimental Performance Evaluation of Hydrokinetic Turbines

The growing interest in renewable energy sources has driven the development of technologies such as hydrokinetic turbines, which are capable of harnessing the energy available in marine currents within underwater environments. In this context, the present study experimentally investigated the influence of different trailing-edge geometries, which correspond to the region of the blade where the flow leaves its surface, on the performance of Savonius-type hydrokinetic turbines. Four turbine configurations were evaluated: a reference turbine, a turbine equipped only with a support structure for trailing-edge installation, a turbine fitted with a rectangular trailing edge, and a turbine fitted with a serrated trailing edge. Experimental tests were conducted in a water channel at flow velocities of 0.3 m/s and 0.4 m/s. Turbine torque and rotational speed were measured, from which the dimensionless power and torque coefficients were calculated as a function of the tip speed ratio. The results showed that all configurations exhibited behavior consistent with that typically observed for Savonius rotors. The introduction of the support structure resulted in a reduction of more than 40% in the maximum power coefficient compared to the reference turbine, highlighting the impact of geometric modifications on the flow around the rotor. The installation of trailing edges enabled a partial recovery of this performance, with the serrated configuration achieving the best results among the modified geometries, providing gains of up to 44% relative to the turbine equipped only with the support structure and outperforming the rectangular trailing edge at both flow velocities analyzed. Nevertheless, none of the modified configurations was able to surpass the performance of the reference turbine. The results contribute to a better understanding of the influence of trailing-edge modifications on Savonius hydrokinetic turbines and provide a promising basis for the development of more efficient hydrokinetic turbine configurations for underwater applications.

Keywords: Hydrokinetic turbine; Savonius turbine; Renewable energy; Trailing edge; Chevron

Sumário

1	Introdução	11
1.1	Contextualização e objetivo	11
1.2	Estado da Arte	13
1.3	Objetivos	14
2	Fundamentos Teóricos	15
2.1	Princípios físicos e parâmetros adimensionais	15
2.2	Tipos de turbinas hidrocínéticas	17
2.3	Turbina Savonius	22
2.4	Bordos de Fuga	27
3	Metodologia	29
3.1	Turbinas avaliadas	29
3.1.1	Turbina 1: Referência	29
3.1.2	Turbina 2: Suporte	31
3.1.3	Turbina 3: Bordo Retangular	33
3.1.4	Turbina 4: Chevron	34
3.2	Bancada Experimental	36
3.2.1	Canal de água	36
3.2.2	Fixação da turbina	38
3.2.3	Sistema de medição e aquisição de dados	39
3.3	Procedimento Experimental	41
3.4	Análise de Incertezas	44
4	Resultados e Discussão	46
4.1	Resultados da Turbina Referência	46
4.1.1	Resultados: Turbina Referência - Velocidade 0,3 m/s	46
4.1.2	Resultados: Turbina Referência - Velocidade 0,4 m/s	49
4.2	Resultados da Turbina Suporte	51
4.2.1	Resultados: Turbina Suporte - Velocidade 0,3 m/s	51
4.2.2	Resultados: Turbina Suporte - Velocidade 0,4 m/s	53
4.3	Resultados da Turbina Bordo Retangular	55

4.3.1	Resultados: Turbina Bordo Retangular - Velocidade 0,3 m/s	55
4.3.2	Resultados: Turbina Bordo Retangular - Velocidade 0,4 m/s	56
4.4	Resultados da Turbina Chevron	58
4.4.1	Resultados: Turbina Chevron - Velocidade 0,3 m/s	58
4.4.2	Resultados: Turbina Chevron - Velocidade 0,4 m/s	60
4.5	Discussão das Incertezas	62
4.6	Discussão dos Resultados	63
5	Conclusão	69
APÊNDICE A	- Dados Experimentais	76
A.1	Turbina Referência - Velocidade 0,3 m/s	76
A.2	Turbina Referência - Velocidade 0,4 m/s	77
A.3	Turbina Suporte - Velocidade 0,3 m/s	78
A.4	Turbina Suporte - Velocidade 0,4 m/s	79
A.5	Turbina Bordo Retangular - Velocidade 0,3 m/s	80
A.6	Turbina Bordo Retangular - Velocidade 0,4 m/s	81
A.7	Turbina Chevron - Velocidade 0,3 m/s	82
A.8	Turbina Chevron - Velocidade 0,4 m/s	83

Lista de Figuras

1-1	Matriz energética mundial em 2023	11
1-2	Matriz energética brasileira em 2024	12
2-1	Orientação do eixo de rotação das turbinas de eixo vertical e horizontal	19
2-2	Tipos de turbinas hidrocínéticas	20
2-3	Curva de desempenho do C_p em função de λ de turbinas	21
2-4	Princípio de Funcionamento da Turbina Savonius	22
2-5	Diâmetro D e Altura H	23
2-6	Razão de sobreposição R_s	24
2-7	Razões de Aspecto na Turbina Savonius	24
2-8	Número de Estágios da Turbina Savonius: a) 1 estágio; b) 2 estágios; c) 3 estágios	25
2-9	Ângulo de torção das pás na Turbina Savonius	25
2-10	<i>Endplates</i> na Turbina Savonius	26
2-11	Turbina eólica serrada	28
3-1	Geometria da Turbina Referência	30
3-2	Experimento da Turbina Referência no canal de água	31
3-3	Esboço do suporte	32
3-4	Geometria da Turbina Suporte	32
3-5	Turbina Suporte no laboratório	33
3-6	Bordo de Fuga Retangular modelado no Solid Works	34
3-7	Turbina Bordo Retangular no laboratório	34
3-8	Bordo de Fuga Chevron modelado no Solid Works	35
3-9	Turbina Chevron no laboratório	36
3-10	Canal de água	37
3-11	Canal de água	37
3-12	Curva de Calibração do Canal de Água	38
3-13	Fixação da turbina na bancada de laboratório	39
3-14	Aparato de medição	40
3-15	Curva de calibração das células de carga	43
4-1	Turbina Referência – 0,3 m/s – C_p x TSR	47

4-2	Turbina Referência – 0,3 m/s – C_t x TSR	48
4-3	Turbina Referência – 0,4 m/s – C_p x TSR	49
4-4	Turbina Referência – 0,4 m/s – C_t x TSR	50
4-5	Turbina Suporte – 0,3 m/s – C_p x TSR	51
4-6	Turbina Suporte – 0,3 m/s – C_t x TSR	52
4-7	Turbina Suporte – 0,4 m/s – C_p x TSR	53
4-8	Turbina Suporte – 0,4 m/s – C_t x TSR	54
4-9	Turbina Bordo Retangular – 0,3 m/s – C_p x TSR	55
4-10	Turbina Bordo Retangular – 0,3 m/s – C_t x TSR	55
4-11	Turbina Bordo Retangular – 0,4 m/s – C_p x TSR	57
4-12	Turbina Bordo Retangular – 0,4 m/s – C_t x TSR	57
4-13	Turbina Chevron – 0,3 m/s – C_p x TSR	59
4-14	Turbina Chevron – 0,3 m/s – C_t x TSR	59
4-15	Turbina Chevron – 0,4 m/s – C_p x TSR	60
4-16	Turbina Chevron – 0,4 m/s – C_t x TSR	61
4-17	Gráficos consolidados da Turbina Referência	64
4-18	Gráficos consolidados da Turbina Suporte.	64
4-19	Gráficos consolidados da Turbina Bordo Retangular.	64
4-20	Gráficos consolidados da Turbina Chevron	65
4-21	Resumo das comparações entre a performance das turbinas	68

Lista de Tabelas

3-1	Parâmetros geométricos da Turbina Referência	30
3-2	Dimensões da secção de testes do canal de água	36
4-1	Valor máximo de C_p para a Turbina Referência em 0,3 m/s	48
4-2	Valor máximo de C_p para a Turbina Referência em 0,4 m/s	50
4-3	Valor máximo de C_p para a Turbina Suporte em 0,3 m/s	52
4-4	Valor máximo de C_p para a Turbina Suporte em 0,4 m/s	54
4-5	Valor máximo de C_p para a Turbina Bordo Retangular em 0,3 m/s .	56
4-6	Valor máximo de C_p para a Turbina Bordo Retangular em 0,4 m/s .	58
4-7	Valor máximo de C_p para a Turbina Chevron em 0,3 m/s	60
4-8	Valor máximo de C_p para a Turbina Chevron em 0,4 m/s	61
4-9	Valores médios de coeficiente de potência máximo para as diferentes configurações avaliadas	65
4-10	Potência mecânica máxima obtida para cada configuração de turbina	65
4-11	Comparação do desempenho da Turbina Bordo Retangular em rela- ção à Turbina Suporte	66
4-12	Comparação do desempenho da Turbina Chevron em relação à Tur- bina Suporte	66
4-13	Comparação entre os bordos de fuga avaliados	67
4-14	Redução média do $C_{p,max}$ em relação à Turbina Referência	67

Lista de Símbolos e Abreviaturas

A	Área varrida pelo rotor [m^2]
ABS	Acrilonitrila Butadieno Estireno
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)
C_p	Coefficiente de potência [-]
C_t	Coefficiente de torque [-]
D	Diâmetro do rotor [m]
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
H	Altura do rotor [m]
HAWT	Turbina de Eixo Horizontal (<i>Horizontal Axis Wind Turbine</i>)
IEA	Agência Internacional de Energia (<i>International Energy Agency</i>)
P_{disp}	Potência disponível no escoamento [W]
PLA	Ácido Polilático
P_{util}	Potência mecânica útil extraída [W]
R	Raio do rotor [m]
RA	Razão de aspecto (<i>Aspect Ratio</i>) [-]
R_s	Razão de sobreposição (<i>Overlap Ratio</i>) [-]
SI	Sistema Internacional de Unidades
T	Torque no eixo [$\text{N}\cdot\text{m}$]
TSR	Razão de Velocidade de Ponta (<i>Tip Speed Ratio</i>)
V	Velocidade do escoamento [m/s]
VAWT	Turbina de Eixo Vertical (<i>Vertical Axis Wind Turbine</i>)
λ	Razão de velocidade de ponta (<i>Tip Speed Ratio</i>) [-]
ω	Velocidade angular [rad/s]
ρ	Densidade do fluido [kg/m^3]

1 Introdução

1.1 Contextualização e objetivo

Nas últimas décadas, observa-se um crescimento significativo da demanda energética global, impulsionado pelo aumento populacional e pelo avanço tecnológico. Nesse contexto, torna-se essencial a redução dos impactos ambientais associados à geração de energia, o que tem incentivado a expansão das fontes renováveis e a diversificação da matriz energética mundial. Esse movimento, conhecido como transição energética, busca reduzir a dependência de combustíveis fósseis e mitigar as emissões de gases de efeito estufa. Apesar dos avanços e das discussões recentes, as fontes renováveis ainda representaram cerca de 14,5% da matriz energética global em 2023 (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2025), conforme ilustrado na Figura 1-1.

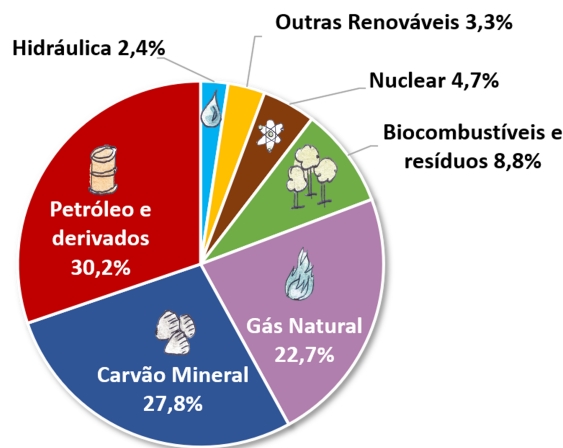


Figura 1-1: Matriz energética mundial em 2023

Fonte: Adaptado de IEA (2025).

No Brasil, esse cenário apresenta características distintas, com uma participação significativamente maior de fontes renováveis, que correspondem a aproximadamente 50% da matriz energética nacional (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2025), conforme Figura 1-2. Essa composição é impulsionada, principalmente, pelos derivados da cana-de-açúcar (16,7%), pela energia hidráulica (11,6%)

e pelo uso de lenha e carvão vegetal (8,5%), além das contribuições crescentes das fontes eólica (2,9%) e solar (2,2%). Esse contexto coloca o país em posição de destaque no cenário internacional e evidencia seu elevado potencial para o desenvolvimento de tecnologias baseadas em energias renováveis.

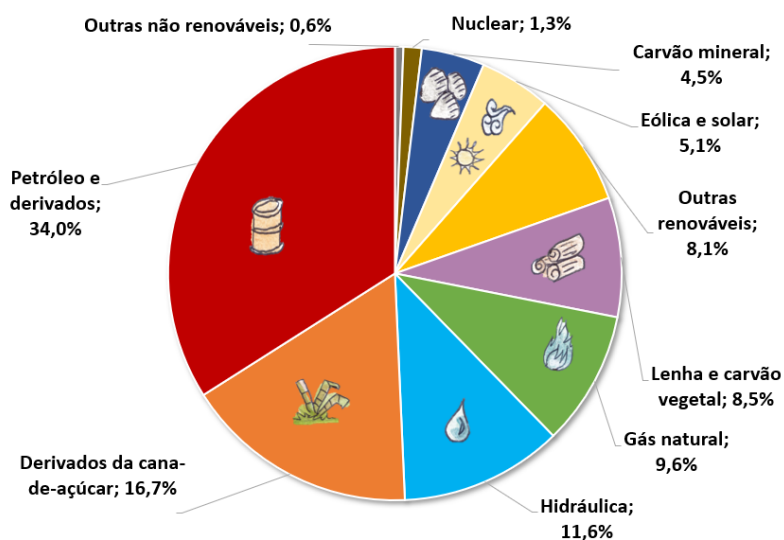


Figura 1-2: Matriz energética brasileira em 2024

Fonte: (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2025)

Enquanto a participação das fontes renováveis tem aumentado na matriz energética mundial, no Brasil ela se mantém elevada e relativamente estável. Ainda assim, os combustíveis fósseis continuam representando uma grande parcela da oferta global de energia. Nesse contexto, a busca por novas tecnologias capazes de ampliar o aproveitamento de fontes renováveis torna-se essencial para diversificar a matriz energética, reduzir as emissões de gases de efeito estufa e contribuir para a transição energética.

Observa-se que a energia hidráulica se destaca com grande relevância na matriz energética brasileira, sendo responsável por cerca de 57% da geração de eletricidade no país em 2024 (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2025). Dentro dessa categoria, existe a energia hidrocinética, que é baseada na conversão da energia cinética de um fluido em movimento em potência mecânica útil, através de turbinas hidrocinéticas (KHAN *et al.*, 2009; BAHAJ, 2011). A potência disponível em uma corrente está fortemente relacionada à velocidade do escoamento, variando de forma cúbica com essa grandeza (KHAN *et al.*, 2009). Dessa forma, pequenas variações na velocidade do escoamento resultam em diferenças expressivas na energia que pode ser extraída.

Em águas profundas, as velocidades das correntes marinhas tendem a ser relativamente baixas, o que limita o potencial técnico de aproveitamento de energia

(GU *et al.*, 2024). Além disso, as grandes distâncias entre os campos offshore e os centros consumidores tornam inviável a utilização da energia hidrocínética como fonte para o abastecimento da população. Entretanto, na Bacia de Campos, no estado do Rio de Janeiro, diversos campos de produção de petróleo encontram-se em fase de maturidade, o que deve resultar em uma crescente demanda por atividades de descomissionamento nos próximos anos. Nesse contexto, torna-se necessário o monitoramento contínuo de poços abandonados, por meio de sensores submarinos capazes de transmitir informações sobre suas condições operacionais. O emprego de turbinas hidrocínéticas para o fornecimento de energia a esses sistemas de monitoramento representa uma alternativa promissora, pois possibilita a alimentação autônoma e renovável dos sensores, reduzindo a necessidade de intervenções periódicas para substituição de baterias ou manutenção em ambientes de difícil acesso (STAVROPOULOS *et al.*, 2003). Dessa forma, a energia hidrocínética surge como uma alternativa promissora e útil para atividades offshore associadas à indústria do petróleo.

Diante desse cenário, torna-se fundamental o desenvolvimento de sistemas robustos capazes de operar de maneira eficiente mesmo em regimes de baixa potência disponível e por longos períodos sem intervenção para manutenção ou inspeção. Assim, o estudo de geometrias de turbinas que conciliem simplicidade construtiva, estabilidade operacional, resistência à corrosão severa e desempenho energético adequado é essencial para viabilizar o uso dessa tecnologia em aplicações reais (BAHAJ, 2011). De modo geral, a geometria da turbina deve ser otimizada a fim de maximizar o seu desempenho energético.

1.2 Estado da Arte

Diversos estudos têm investigado o desempenho de turbinas hidrocínéticas, com ênfase na influência da geometria do rotor, das condições de escoamento e dos parâmetros operacionais na eficiência de conversão de energia. Na literatura, observa-se que grande parte dos trabalhos concentra-se na otimização geométrica dessas turbinas. Parâmetros como razão de sobreposição, número de pás, razão de aspecto e uso de dispositivos auxiliares, como *endplates*, têm sido amplamente analisados. Estudos experimentais e numéricos indicam que tais variáveis exercem influência significativa sobre o coeficiente de potência e o comportamento de partida dos rotores (KUMAR; SAINI, 2016; DAMAK; DRISS; ABID, 2013).

Em particular, turbinas de eixo vertical, como a turbina Savonius, têm sido amplamente estudadas devido à sua simplicidade construtiva, robustez e capacidade de operação em correntes de baixa velocidade. (KHAN *et al.*, 2009; KUMAR; SAINI, 2016). Adicionalmente, turbinas baseadas em forças de sustentação, como

a Darrieus, apresentam maiores coeficientes de potência em comparação às turbinas de arrasto, porém com limitações relacionadas à capacidade de partida e maior sensibilidade às condições de escoamento (PAN; FERREIRA; ZUIJLEN, 2024).

Apesar dos avanços observados, uma parcela significativa desses estudos baseia-se em simulações numéricas, especialmente por meio de técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD). Essas abordagens permitem avaliar diferentes configurações geométricas com menor custo e maior flexibilidade, sendo amplamente utilizadas na literatura recente (CHICA; RUBIO-CLEMENTE, 2019; BAHAI, 2011). No entanto, tais metodologias estão associadas a simplificações e modelos de turbulência que podem limitar a representatividade dos resultados quando comparados a condições reais de operação.

Por outro lado, estudos experimentais, embora mais representativos do comportamento físico das turbinas, são menos frequentes devido ao maior custo e complexidade de implementação. Embora existam diversos estudos sobre o desempenho de turbinas hidrocínéticas, a maioria concentra-se na análise de geometrias específicas ou na variação de parâmetros isolados. Em contrapartida, são menos frequentes estudos experimentais que avaliem diretamente a influência de modificações geométricas localizadas, como alterações no bordo de fuga das pás, especialmente em condições de baixa velocidade de escoamento características de aplicações hidrocínéticas em ambientes offshore (KUMAR; SAINI, 2016; BAHAI, 2011).

Dessa forma, identifica-se uma lacuna na literatura no que diz respeito à avaliação experimental comparativa dos efeitos de diferentes geometrias de bordo de fuga sobre o desempenho de turbinas hidrocínéticas em condições representativas de operação real. Nesse contexto, o presente trabalho busca contribuir para o avanço do tema por meio da realização de ensaios experimentais em canal de água.

1.3 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo investigar experimentalmente o desempenho de turbinas hidrocínéticas por meio de ensaios em canal de água, com foco na influência de diferentes geometrias de bordo de fuga. Para isso, são analisadas quatro configurações de uma turbina Savonius, que é um tipo de turbina hidrocínética de eixo vertical que opera predominantemente por forças de arrasto e é composta por duas pás semicilíndricas fixadas a um eixo central. As configurações avaliadas são: uma turbina de referência, uma turbina equipada apenas com suporte para instalação dos bordos de fuga, uma turbina com bordo de fuga retangular e uma turbina com bordo de fuga serrilhado. A partir da comparação entre essas configurações, busca-se avaliar a influência das modificações na geometria do bordo de fuga sobre o desempenho da turbina e o aproveitamento da energia disponível no escoamento.

2 Fundamentos Teóricos

Este capítulo apresenta os fundamentos teóricos que sustentam o desenvolvimento e a análise dos experimentos realizados neste trabalho. Inicialmente, são abordados os princípios físicos envolvidos no escoamento do fluido através da turbina e na conversão de energia cinética em potência mecânica, bem como as principais equações e parâmetros adimensionais utilizados na avaliação do desempenho de turbinas hidrocínéticas. Em seguida, são apresentados os diferentes tipos de turbinas hidrocínéticas, com ênfase nas suas características construtivas e operacionais, destacando-se especialmente a turbina Savonius, turbina de referência deste estudo. Por fim, são discutidos os aspectos dos bordos de fuga e sua influência sobre o comportamento do escoamento, abordando mecanismos como a formação da esteira, o descolamento de vórtices e os efeitos de modificações geométricas nessa região sobre o desempenho hidrodinâmico. Esses conceitos fornecem a base necessária para a interpretação dos resultados experimentais e para a comparação entre as diferentes geometrias analisadas.

2.1 Princípios físicos e parâmetros adimensionais

A potência teórica disponível em um escoamento é diretamente associada à energia cinética do fluido, representando a potência total através de uma determinada quantidade de energia cinética do escoamento. Ela pode ser expressada a partir da Equação 2-1.

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

onde P_{disp} é a potência disponível no escoamento [W], ρ é a densidade do fluido [kg/m^3], A é a área varrida pelo rotor [m^2] e V é a velocidade do escoamento [m/s].

Observa-se que a potência disponível varia com o cubo da velocidade, o que evidencia a forte dependência da energia disponível em relação à velocidade da corrente marinha. Além disso, a densidade do fluido também desempenha um papel fundamental na potência disponível, uma vez que são grandezas diretamente proporcionais. Por exemplo, a água apresenta uma densidade significativamente superior

à do ar, sendo tipicamente da ordem de 1000 kg/m^3 , enquanto o ar possui densidade próxima de $1,2 \text{ kg/m}^3$ em condições ambiente, implicando em uma capacidade da água muito maior de transportar energia para uma mesma velocidade de escoamento. Como consequência, correntes marinhas, mesmo em baixas velocidades, podem apresentar potencial energético relevante para conversão em potência mecânica. Em contraste, escoamentos de ar em velocidades igualmente baixas tendem a resultar em níveis de potência disponível consideravelmente menores, tornando seu aproveitamento menos viável nessas condições. Essa característica reforça o potencial das turbinas hidrocínéticas para aplicações em ambientes onde as velocidades de escoamento das correntes marinhas são limitadas.

Enquanto isso, a potência efetivamente extraída pela turbina, que é inferior à potência disponível, pode ser expressada pela Equação 2-2:

$$P_{util} = T\omega \quad (2-2)$$

em que P_{util} é a potência mecânica útil [W], T é o torque gerado no eixo [N·m] e ω é a velocidade angular do rotor [rad/s].

Para avaliar o desempenho de turbinas hidrocínéticas, utilizam-se parâmetros adimensionais, uma vez que permitem a comparação entre diferentes turbinas e condições de escoamento.

O coeficiente de potência, C_p , é definido como a razão entre a potência útil extraída pela turbina e a potência disponível no escoamento, conforme Equação 2-3.

$$C_p = \frac{P_{util}}{P_{disp}} \quad (2-3)$$

Esse coeficiente representa a eficiência da turbina na conversão de energia cinética em energia mecânica. Existe um limite teórico máximo para C_p , conhecido como limite de Betz, que estabelece que nenhuma turbina pode extrair mais do que aproximadamente 59,3% da energia disponível no escoamento (BETZ, 1966). Derivado pelo alemão Albert Betz em 1919, esse limite considera um escoamento ideal, incompressível e sem perdas, no qual a turbina é modelada como um disco atuador que extrai energia do escoamento ao reduzir a velocidade do fluido (BETZ, 1966). A partir da conservação de massa e da quantidade de movimento, demonstra-se que não é possível extrair toda a energia do escoamento, pois isso implicaria na estagnação completa do fluido, impedindo sua continuidade (MANWELL; MCGOWAN; ROGERS, 2009). Como resultado, o coeficiente de potência máximo teórico é limitado a aproximadamente 59,3%, valor conhecido como limite de Betz. Na prática, turbinas reais apresentam coeficientes de potência inferiores a esse limite devido a perdas aerodinâmicas, efeitos de viscosidade e imperfeições construtivas (MANWELL; MCGOWAN; ROGERS, 2009), sendo esse valor utilizado apenas

como referência para avaliar o desempenho de diferentes configurações de rotores.

Outro parâmetro fundamental é a razão de velocidade de ponta da turbina, conhecida como *Tip Speed Ratio* (TSR), definida como:

$$TSR = \frac{\omega R}{V} \quad (2-4)$$

onde R é o raio do rotor [m]. Essa grandeza também é comumente representada pelo símbolo λ na literatura. Esse parâmetro relaciona a velocidade tangencial da extremidade das pás da turbina com a velocidade do escoamento e influencia diretamente o desempenho da turbina. Cada tipo de turbina apresenta um valor ótimo de TSR no qual o coeficiente de potência é maximizado (MANWELL; MCGOWAN; ROGERS, 2009).

Além disso, define-se o coeficiente de torque, C_t , como:

$$C_t = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho ARV^2} \quad (2-5)$$

A partir dessas definições, é possível estabelecer a seguinte relação entre os coeficientes de potência e de torque:

$$C_p = C_t \cdot TSR \quad (2-6)$$

Como apresentado nas equações, a análise do desempenho de turbinas hidrocínéticas envolve grandezas físicas que dependem diretamente das condições de escoamento (velocidade e densidade do fluido), bem como das dimensões geométricas da turbina (raio e área varrida). Nesse contexto, a utilização dos parâmetros adimensionais torna-se fundamental, pois permite generalizar os resultados e compará-los entre diferentes geometrias, escalas e condições experimentais. A adimensionalização elimina a dependência direta das unidades físicas, evidenciando as relações fundamentais entre as variáveis que governam o princípio físico observado. Além disso, parâmetros como o coeficiente de potência, o coeficiente de torque e a razão de velocidade de ponta (TSR) possibilitam a construção de curvas características de desempenho, amplamente utilizadas para avaliar e comparar o desempenho de diferentes turbinas, tanto em estudos experimentais quanto numéricos.

2.2 Tipos de turbinas hidrocínéticas

As turbinas hidrocínéticas podem ser classificadas de diferentes formas, sendo a principal delas baseada na orientação do eixo de rotação em relação à direção do escoamento. Nessa classificação, as turbinas dividem-se em turbinas de eixo horizontal e turbinas de eixo vertical. Além disso, as turbinas também podem ser

diferenciadas de acordo com o princípio físico predominante de funcionamento, podendo operar principalmente por forças de sustentação, forças de arrasto ou por combinações entre ambos os mecanismos (KHAN *et al.*, 2009).

As turbinas de eixo horizontal (HAWT) possuem o eixo de rotação paralelo à direção do escoamento e apresentam funcionamento predominantemente baseado em forças de sustentação. Nesse tipo de turbina, o escoamento incidente sobre as pás gera diferenças de pressão responsáveis pela produção de torque no rotor (BURTON *et al.*, 2001). As turbinas de eixo horizontal apresentam, em geral, elevados coeficientes de potência e maior eficiência energética quando comparadas às turbinas de arrasto (KHAN *et al.*, 2009), sendo assim mais adequadas em ambientes de maiores velocidades de corrente. Apesar do elevado desempenho energético, turbinas de eixo horizontal apresentam algumas limitações operacionais. Em geral, requerem mecanismos de alinhamento com a direção do escoamento, tornando o sistema mais complexo. Além disso, podem apresentar maior sensibilidade a variações direcionais da corrente e dificuldades de operação em ambientes com elevada turbulência (BAHAJ, 2011). Entre os modelos mais conhecidos destacam-se as turbinas axiais de múltiplas pás, que são semelhantes às turbinas eólicas convencionais.

Por outro lado, as turbinas de eixo vertical (VAWT) possuem o eixo de rotação perpendicular à direção do escoamento. Uma das principais vantagens dessa configuração é a capacidade de operar independentemente da direção da corrente, eliminando a necessidade de mecanismos de orientação (STAVROPOULOS *et al.*, 2003). Essa característica torna as turbinas de eixo vertical atrativas para aplicações hidrocinéticas em ambientes offshore, que são instáveis e neles podem ocorrer variações direcionais do escoamento. No entanto, uma desvantagem considerável destas turbinas reside no fato de geralmente possuírem menores coeficientes de potência em relação às turbinas de eixo horizontal (KHAN *et al.*, 2009).

A Figura 2-1 ilustra a diferença de orientação do eixo de rotação das turbinas de eixo vertical e horizontal.

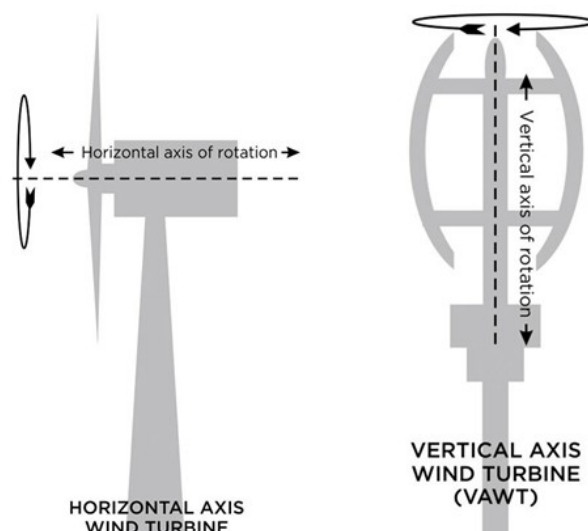


Figura 2-1: Orientação do eixo de rotação das turbinas de eixo vertical e horizontal

Fonte: (DHC EVER SAVING, 2024).

Entre as principais turbinas de eixo vertical, destacam-se os rotores Savonius e Darrieus. A turbina Darrieus opera predominantemente por forças de sustentação e caracteriza-se por apresentar maiores coeficientes de potência em escoamentos rápidos, se comparadas às turbinas de arrasto (PAN; FERREIRA; ZUIJLEN, 2024). Sua geometria clássica consiste em pás curvas conectadas ao eixo central, formando configurações semelhantes a um “batedor de ovos”. A turbina Darrieus também apresenta algumas variações, como a H-Rotor, cujas pás são retas. Apesar da elevada eficiência, turbinas Darrieus geralmente apresentam dificuldades de partida, necessitando frequentemente de mecanismos auxiliares para iniciar sua rotação (PAN; FERREIRA; ZUIJLEN, 2024).

A turbina Savonius, por sua vez, opera predominantemente por forças de arrasto e apresenta geometria simples. Uma das principais vantagens da turbina Savonius é sua elevada capacidade de partida, mesmo em baixas velocidades de escoamento (KUMAR; SAINI, 2016). Além disso, destaca-se pela simplicidade construtiva, robustez mecânica e facilidade de fabricação, características particularmente relevantes para aplicações submarinas e ambientes de difícil acesso para manutenção como o ambiente submarino. Entretanto, turbinas Savonius apresentam coeficientes de potência inferiores aos observados em turbinas de sustentação, devido às limitações inerentes aos mecanismos de arrasto (KHAN *et al.*, 2009). Em função disso, diversos estudos têm investigado modificações geométricas com o objetivo de aumentar seu desempenho energético. Entre as principais estratégias estudadas, destacam-se a variação da razão de sobreposição entre as pás, o uso de múltiplos estágios, alterações no perfil geométrico das pás e a utilização de dispositivos auxiliares, como *endplates* (DAMAK; DRISS; ABID, 2013).

Além das configurações convencionais, a literatura recente também apresenta estudos envolvendo turbinas híbridas, que combinam características de rotores Savonius e Darrieus em uma mesma configuração. O objetivo dessas turbinas híbridas é combinar as vantagens de ambos os princípios de funcionamento, buscando unir a elevada capacidade de partida característica das turbinas de arrasto com a maior eficiência energética típica das turbinas de sustentação (KAMOJI; KEDARE; PRABHU, 2009). Entretanto, a eficiência desses dispositivos em condições de baixa velocidade ainda não é claramente estabelecida, especialmente devido à complexa interação entre mecanismos de arrasto e sustentação que varia de acordo com a geometria e o número de Reynolds (KAMOJI; KEDARE; PRABHU, 2009).

A Figura 2-2 apresenta exemplos esquemáticos dos principais tipos de turbinas hidrocínéticas abordados nesta seção.

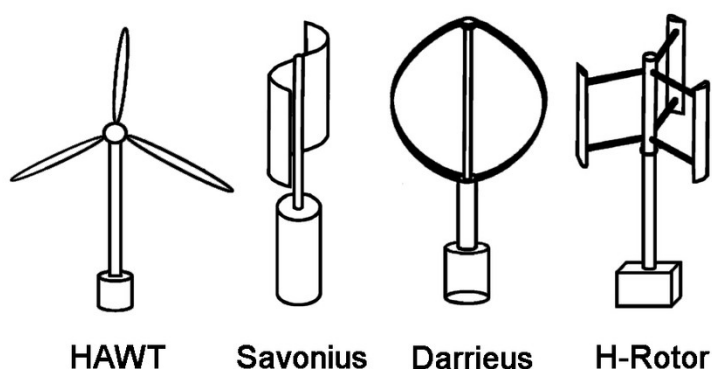


Figura 2-2: Tipos de turbinas hidrocínéticas

Fonte: (KOZAK, 2014).

A Figura 2-3 apresenta exemplos representativos de diferentes configurações de turbinas hidrocínéticas, incluindo modelos de eixo horizontal e vertical. Embora nem todas as configurações ilustradas na imagem sejam discutidas em detalhe neste trabalho, elas mostram a diversidade de soluções existentes para o aproveitamento da energia cinética dos escoamentos.

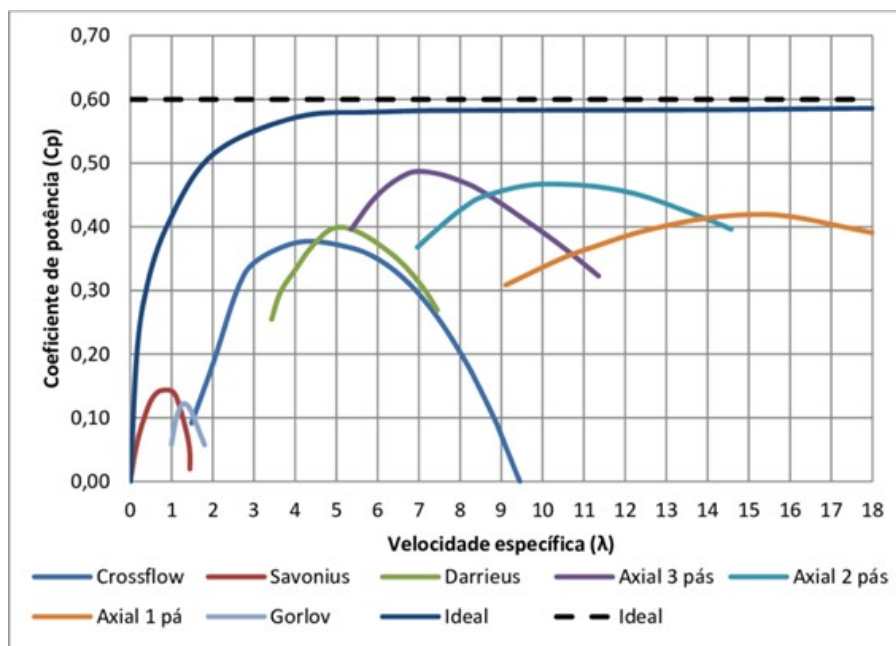


Figura 2-3: Curva de desempenho do C_p em função de λ de turbinas

Fonte: (BOTAN *et al.*, 2016).

A partir do gráfico, pode-se destacar a alta eficiência da turbina Savonius em baixas velocidades, apresentando um C_p próximo a 0,14 para $\lambda = 1$, enquanto praticamente nenhum outro modelo consegue gerar potência nessa condição de λ . Além disso, comprova-se a alta eficiência da turbina Darrieus em velocidades maiores, uma vez que apresenta C_p próximo a 0,40 para o caso $\lambda = 5$. As turbinas de eixo horizontal ou axiais, por sua vez, também apresentam maior eficiência em maiores velocidades, se comparadas com as turbinas de eixo vertical. A curva correspondente à turbina Crossflow, caracterizada pela passagem do escoamento transversalmente ao rotor, atravessando suas pás durante a conversão de energia, foi mantida apenas para fins comparativos, embora esse tipo de turbina não seja objeto de estudo neste trabalho. A curva representada pela legenda "Ideal" é a curva do limite de Betz, com eficiência aproximada de 59%.

Diante das diferentes configurações existentes, a escolha do tipo de turbina depende diretamente das condições de operação e dos requisitos da aplicação. Em cenários como o ambiente submarino, caracterizados por baixas velocidades de corrente e dificuldade de acesso e manutenção, as turbinas Savonius tornam-se particularmente atrativas, uma vez que possuem simplicidade construtiva e elevada confiabilidade operacional, justificando sua escolha como objeto principal de estudo neste trabalho.

2.3 Turbina Savonius

A turbina Savonius é uma turbina de eixo vertical que opera predominantemente por forças de arrasto, sendo amplamente utilizada em aplicações caracterizadas por baixas velocidades de escoamento e necessidade de elevada robustez operacional. Sua geometria clássica consiste em duas pás semicilíndricas sobrepostas, formando um rotor simples e de fácil fabricação com formato de S (KUMAR; SAINI, 2016). O princípio de funcionamento da turbina Savonius baseia-se na diferença de forças de arrasto atuantes nas faces côncava e convexa das pás. Quando submetida ao escoamento, a face côncava da pá apresenta maior resistência ao fluido do que a face convexa, gerando uma diferença de forças responsável pela produção de torque no rotor (KUMAR; SAINI, 2016). Esse mecanismo é ilustrado na Figura 2-4. Quando o escoamento incide sobre o rotor, a interação entre o fluido e as pás faz com que a face côncava da pá seja submetida a uma força de arrasto superior àquela exercida sobre a face convexa da pá. Essa diferença de forças de arrasto gera um torque resultante em torno do eixo da turbina, promovendo sua rotação.

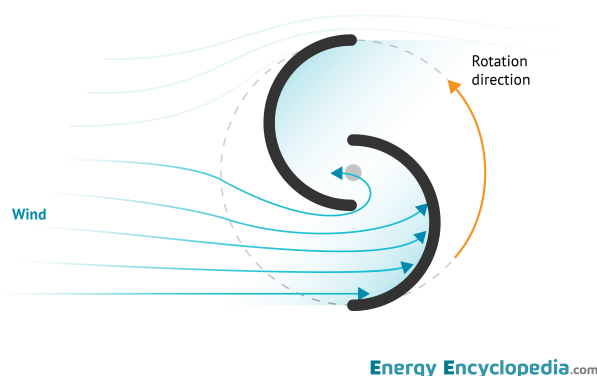


Figura 2-4: Princípio de Funcionamento da Turbina Savonius

Fonte: (ENERGYENCYCLOPEDIA.COM, 2024)

O desempenho da turbina Savonius é fortemente influenciado por parâmetros geométricos. Entre os principais parâmetros estudados na literatura destacam-se:

- Diâmetro;
- Altura;
- Razão de sobreposição entre as pás;
- Número de pás;
- Número de estágios;

- Razão de aspecto (altura/diâmetro);
- Torção das pás ao longo da altura (*twist*);
- Dispositivos auxiliares, como *endplates*.

O diâmetro D e a altura H de uma turbina Savonius podem ser vistos na Figura 2-5. Essas dimensões definem a área varrida pelo rotor que é, correspondente à área frontal interceptada pelo escoamento e representa a região pela qual a energia cinética do fluido pode ser convertida em energia mecânica. Para rotores Savonius, essa área é obtida pelo produto entre o diâmetro e a altura da turbina.

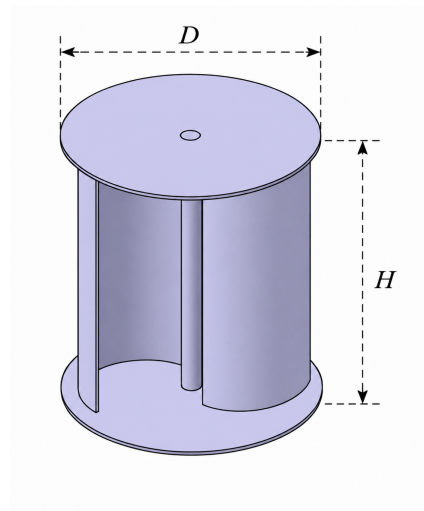


Figura 2-5: Diâmetro D e Altura H

Fonte: Adaptado de (SANGHYEON; CHEONG, 2014)

A razão de sobreposição corresponde à distância relativa entre as pás semicilíndricas e exerce influência direta tanto no torque gerado quanto no comportamento do escoamento interno ao rotor. Valores inadequados dessa razão podem aumentar perdas aerodinâmicas e reduzir o desempenho energético da turbina (KUMAR; SAINI, 2016). Diferentes razões de sobreposição R_s podem ser visualizadas na Figura 2-6.

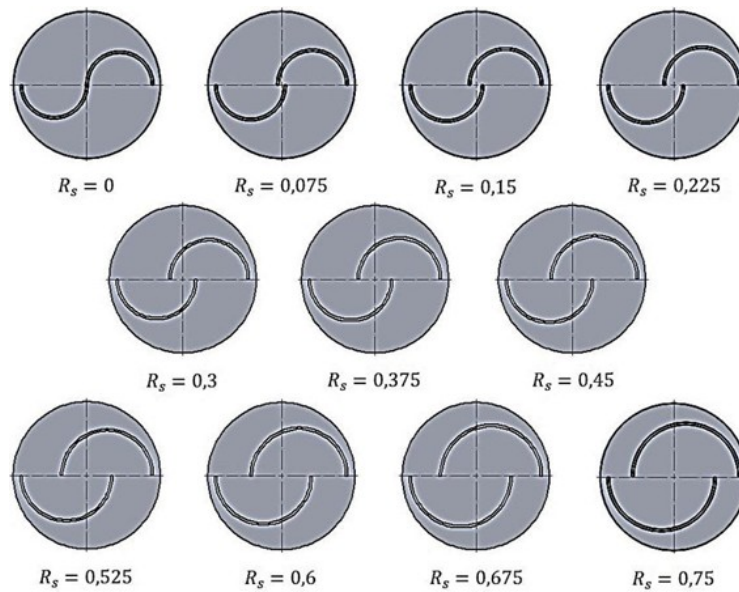


Figura 2-6: Razão de sobreposição R_s

Fonte: (BIANCHIN; BECK; SEIDEL, 2020a)

Outro parâmetro relevante é a razão de aspecto, normalmente definida como a relação entre altura e diâmetro do rotor. Diferentes razões de aspectos em turbinas Savonius podem ser visualizadas na Figura 2-7. Alterações nessa razão influenciam o comportamento tridimensional do escoamento e a estabilidade operacional da turbina. Por exemplo, a diminuição da razão de aspecto intensifica os efeitos de borda (BIANCHIN; BECK; SEIDEL, 2020a).

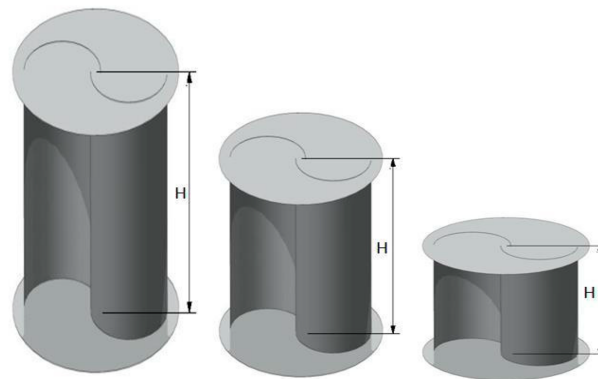


Figura 2-7: Razões de Aspecto na Turbina Savonius

Fonte: (DIDANE *et al.*, 2024)

Além disso, rotores de múltiplos estágios, como ilustrado na Figura 2-8, têm sido investigados com o objetivo de reduzir oscilações de torque e melhorar a continuidade da rotação.

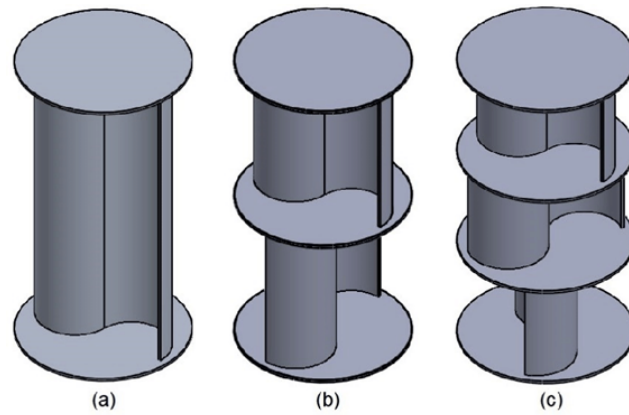


Figura 2-8: Número de Estágios da Turbina Savonius: a) 1 estágio; b) 2 estágios; c) 3 estágios

Fonte: (BIANCHIN; BECK; SEIDEL, 2020b)

O ângulo de torção das pás (*twist*), ilustrado na Figura 2-9 também constitui um parâmetro geométrico relevante em algumas configurações de turbinas Savonius, especialmente em rotores helicoidais. A introdução de torção ao longo da altura da pá contribui para uma distribuição mais uniforme do torque durante a rotação, reduzindo oscilações e melhorando a estabilidade operacional da turbina (KUMAR; SAINI, 2016).

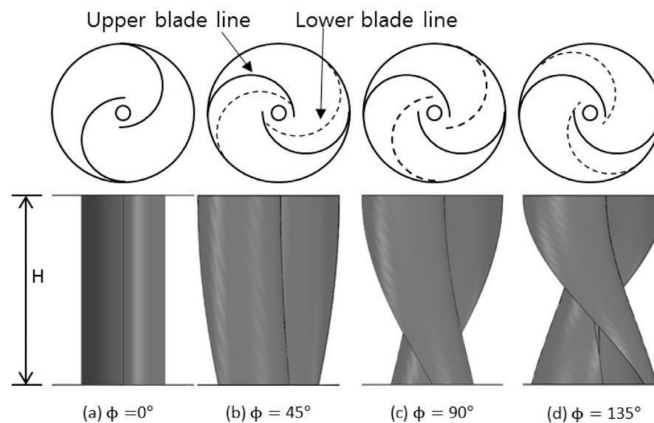


Figura 2-9: Ângulo de torção das pás na Turbina Savonius

Fonte: (DIDANE *et al.*, 2024)

A utilização de *endplates* também é uma estratégia amplamente empregada para aumento do desempenho de turbinas Savonius. Esses dispositivos são instalados nas extremidades do rotor, como ilustrado na Figura 2-10 e atuam reduzindo perdas associadas aos efeitos de ponta de pá, contribuindo para o aumento do coeficiente de potência (DAMAK; DRISS; ABID, 2013).

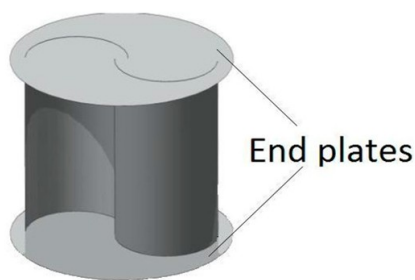


Figura 2-10: *Endplates* na Turbina Savonius

Fonte: (DIDANE *et al.*, 2024)

Diversos estudos na literatura indicam que determinadas configurações geométricas da turbina Savonius tendem a apresentar melhor desempenho energético. Em relação ao número de pás, rotores de duas pás geralmente apresentam coeficientes de potência superiores aos de três ou mais pás, devido à menor interferência aerodinâmica entre as pás e à redução das regiões de escoamento recirculante (KUMAR; SAINI, 2016). Em relação à torção, geometrias com pás torcidas podem alcançar um C_p de 0,31, superando os modelos semicirculares devido à melhor distribuição de forças que proporciona um maior braço de momento e uma operação mais estável (KUMAR; SAINI, 2016). Além disso, diferentes trabalhos experimentais e numéricos apontam que valores de razão de sobreposição entre aproximadamente 0,15 e 0,25 tendem a proporcionar melhores desempenhos em termos de potência, favorecendo o escoamento entre as pás e reduzindo regiões de pressão adversa (BIANCHIN; BECK; SEIDEL, 2020a). Estudos também mostram que rotores de estágio único frequentemente apresentam maiores coeficientes de potência máximos, enquanto configurações de múltiplos estágios contribuem principalmente para a redução das oscilações de torque e melhoria da estabilidade operacional (BIANCHIN; BECK; SEIDEL, 2020b). Adicionalmente, a utilização de *endplates* tem demonstrado aumentos relevantes no coeficiente de potência, devido à redução de perdas associadas aos efeitos tridimensionais nas extremidades das pás (DAMAK; DRISS; ABID, 2013). Por fim, em configurações geométricas otimizadas, turbinas Savonius podem atingir coeficientes de potência próximos de 0,30, valor considerado elevado para turbinas baseadas predominantemente em forças de arrasto (KUMAR; SAINI, 2016).

Dessa forma, observa-se que a geometria do rotor exerce papel fundamental no desempenho da turbina Savonius. Essa forte influência justifica a realização de estudos experimentais voltados à comparação entre diferentes configurações geométricas sob condições controladas de operação, com o objetivo de otimizar o rotor para aplicações específicas. Além de fornecerem resultados confiáveis para validação do desempenho, os ensaios experimentais permitem avaliar diferentes

geometrias de forma mais ágil do que simulações numéricas de alta fidelidade, cujo elevado custo computacional pode dificultar análises comparativas extensas.

2.4 Bordos de Fuga

O bordo de fuga corresponde à extremidade traseira de uma superfície aerodinâmica e, embora represente apenas uma pequena parcela da geometria total da pá, exerce um papel fundamental na determinação das características de sustentação e arrasto do sistema. Esta região é crítica para o comportamento do escoamento, pois influencia diretamente a separação da camada limite, a formação da esteira, a intensidade, a frequência e a concentração de vórtices (HOWE, 1991). A geometria desta extremidade determina as condições de saída do fluido e a circulação resultante, afetando a intensidade e a concentração de estruturas vorticais que impactam diretamente o desempenho energético de turbinas (OERLEMANS *et al.*, 2009).

Em diferentes áreas da engenharia, modificações na geometria do bordo de fuga têm sido empregadas como estratégia para controlar o escoamento e reduzir perdas energéticas. Em projetos de pás de grande escala, é comum a utilização de bordos de fuga rombos ou retangulares (geometria *flatback*), que oferecem vantagens estruturais como o aumento do volume interno para suporte de cargas de flexão e maior facilidade de fabricação (GAO *et al.*, 2015). No entanto, essa configuração introduz uma penalidade aerodinâmica significativa denominada arrasto de base, causada por uma zona de baixa pressão na esteira próxima (KAHN; DAM; BERG, 2008). Esse fenômeno está associado ao desprendimento periódico de vórtices de grande escala, que geram instabilidades no escoamento e reduzem a eficiência global do rotor (KAHN; DAM; BERG, 2008).

Como estratégia de mitigação dessas perdas, destacam-se os bordos de fuga serrilhados, amplamente utilizados em aplicações aeronáuticas, turbinas eólicas e sistemas de propulsão. A Figura 2-11 apresenta uma pá de turbina eólica equipada com um bordo de fuga serrilhado, evidenciando a aplicação dessa estratégia em sistemas reais.

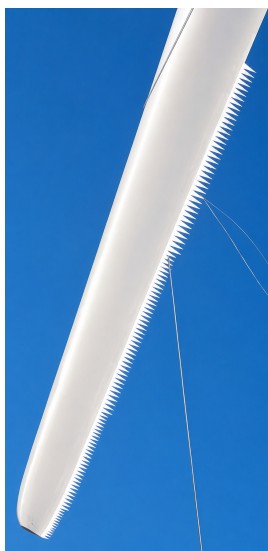


Figura 2-11: Turbina eólica serrada

Fonte: Adaptado de (OERLEMANS *et al.*, 2009)

Bordos de fuga serrilhados promovem a fragmentação das estruturas vorticiais complexas e de grande escala em vórtices menores, estáveis e distribuídos de forma mais uniforme (YE *et al.*, 2022). Esse mecanismo favorece uma mistura turbulenta mais intensa e organizada dos vórtices, inibindo o desprendimento periódico de vórtices de grande escala e promovendo o aumento da pressão de base, contribuindo, assim, para a redução do arrasto no escoamento. (YE *et al.*, 2022).

No contexto das turbinas Savonius, o escoamento ao redor de suas pás é fortemente influenciado pela formação, interação e desprendimento de vórtices na região posterior ao rotor. Dessa forma, modificações na geometria do bordo de fuga podem alterar a distribuição de pressão, a estrutura da esteira e as perdas hidrodinâmicas, refletindo diretamente na geração de torque e na eficiência de conversão de energia da turbina. Apesar do amplo uso de modificações em bordos de fuga em outras áreas da engenharia, como na indústria eólica, sua aplicação em turbinas hidrocínéticas ainda é relativamente pouco explorada na literatura, especialmente por meio de avaliações experimentais comparativas (MANOLESOS *et al.*, 2023).

Nesse contexto, torna-se relevante investigar a influência de diferentes geometrias de bordo de fuga sobre o desempenho de turbinas Savonius, contribuindo para a compreensão dos mecanismos hidrodinâmicos envolvidos e para o desenvolvimento de configurações com maior eficiência energética.

3 Metodologia

A presente seção descreve a metodologia experimental adotada para a realização dos ensaios desenvolvidos neste trabalho. Inicialmente, são descritas as turbinas hidrocínéticas analisadas, com destaque para suas principais características geométricas e construtivas. Em seguida, é apresentada a bancada experimental utilizada nos ensaios, incluindo o canal de água, o sistema de fixação das turbinas e os equipamentos empregados na medição e aquisição de dados. Por fim, é detalhado o procedimento experimental adotado para a realização dos testes, abrangendo as etapas da medição e da aquisição dos dados para a obtenção dos parâmetros utilizados na avaliação do desempenho das turbinas.

3.1 Turbinas avaliadas

3.1.1 Turbina 1: Referência

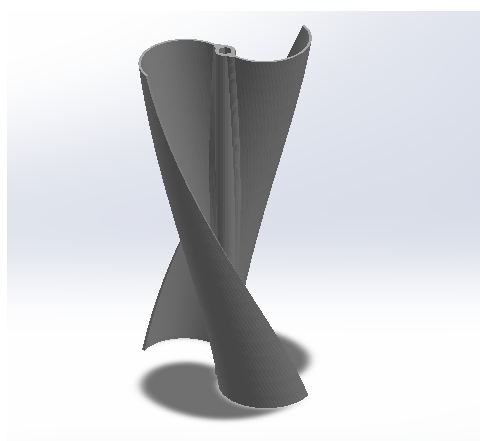
A primeira turbina analisada neste trabalho, nomeada Referência, consiste em uma turbina hidrocínética de eixo vertical do tipo Savonius. Esta turbina foi definida como a configuração de referência do presente estudo, sendo utilizada como base comparativa para a avaliação das demais geometrias investigadas experimentalmente. A escolha de uma turbina Savonius convencional como referência justifica-se pelo fato de esse tipo de rotor apresentar geometria amplamente estudada na literatura, além de características importantes para aplicações hidrocínéticas, como simplicidade construtiva e boa capacidade de operação em escoamentos de baixa velocidade. Dessa forma, os resultados experimentais obtidos para as demais turbinas poderão ser comparados diretamente com o desempenho desta configuração Savonius, permitindo avaliar a influência das modificações geométricas propostas nos coeficientes de desempenho energético.

A turbina foi fabricada por impressão 3D com plástico PLA (Ácido Polilático) e sua geometria é definida a partir dos parâmetros geométricos apresentados na Tabela 3-1.

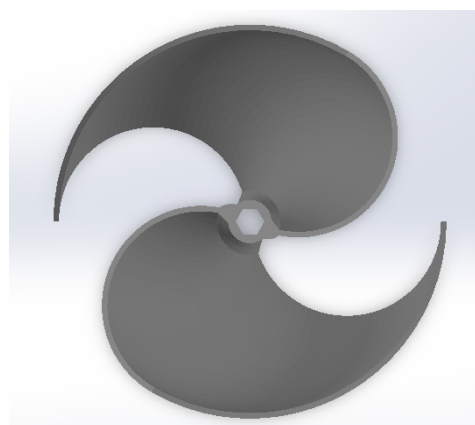
Tabela 3-1: Parâmetros geométricos da Turbina Referência

Parâmetro	Valor
Diâmetro do rotor, D	426 mm
Altura do rotor, H	213 mm
Área Varrida, $A = D \cdot H$	90738 mm ²
Razão de aspecto, H/D	2,0
Número de pás	2
Razão de sobreposição	0
Ângulo de torção (<i>twist</i>)	120°
Número de estágios	1
<i>Endplates</i>	Sim

As Figuras 3-1a e 3-1b apresentam a geometria da Turbina Referência em diferentes perspectivas, no programa de modelagem Solid Works.



(a) Vista Isométrica



(b) Vista superior

Figura 3-1: Geometria da Turbina Referência

A Figura 3-2 mostra a Turbina Referência sendo testada no canal de água, com os *endplates* instalados.

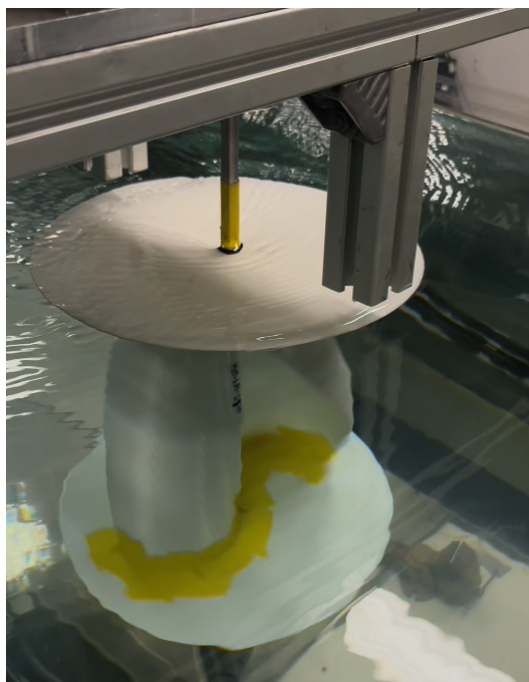


Figura 3-2: Experimento da Turbina Referência no canal de água

3.1.2 Turbina 2: Suporte

A segunda turbina analisada neste trabalho, nomeada Suporte, possui os mesmos parâmetros geométricos da Turbina Referência descritos na Tabela 3-1, com exceção de uma leve alteração no diâmetro. A principal diferença entre as duas configurações está na presença de um suporte incorporado às extremidades das pás da Turbina Suporte, projetado para possibilitar a instalação de bordos de fuga removíveis. Esse suporte foi modelado de forma a acompanhar toda a curvatura do ângulo de torção (*twist*) das pás ao longo da altura do rotor. Sua função é servir como um sistema de encaixe deslizante para os bordos de fuga, permitindo sua instalação e remoção de maneira simples e repetível, sem a necessidade de alterações adicionais na estrutura principal da turbina. A incorporação desse suporte resultou em uma pequena alteração geométrica no rotor, aumentando seu diâmetro de 213 mm para 214 mm.

Dessa forma, a Turbina Suporte corresponde à configuração contendo apenas o suporte para instalação dos bordos de fuga, sem a presença dos próprios bordos de fuga. As configurações de turbina apresentadas nas seções subsequentes serão obtidas a partir da instalação desses elementos no suporte desenvolvido, permitindo a avaliação isolada da influência dos bordos de fuga no desempenho do rotor.

A Figura 3-3 apresenta o esboço 2D do suporte com as suas dimensões. Observa-se que o suporte tem uma geometria simétrica e possui dimensões relativamente pequenas quando comparadas com as dimensões da turbina. Enquanto isso, as Figuras 3-4a e 3-4b apresentam a geometria da Turbina Suporte modelada no

Solid Works. Já as Figuras 3-5a e 3-5b mostram a Turbina Suporte impressa e sendo testada no canal de água em laboratório. Sua fabricação também foi por impressão 3D, com plástico PLA.

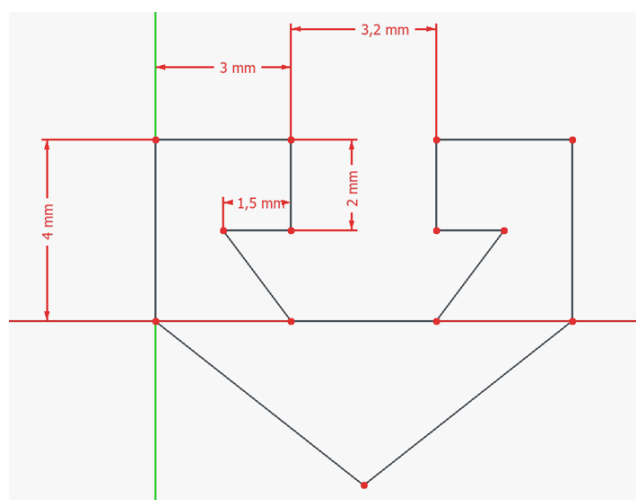
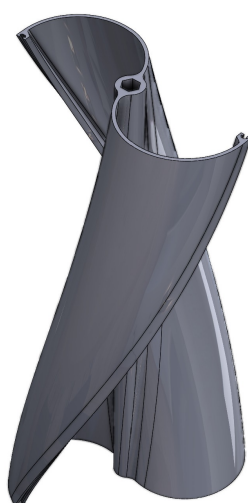
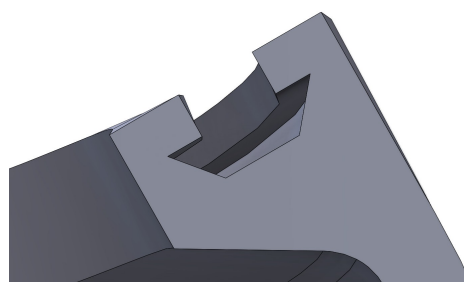


Figura 3-3: Esboço do suporte



(a) Vista Isométrica

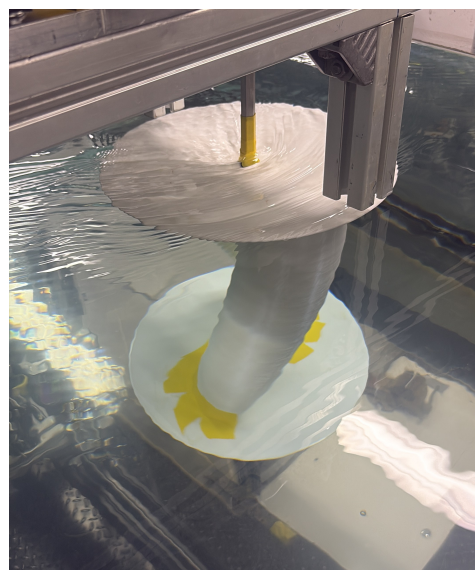


(b) Suporte

Figura 3-4: Geometria da Turbina Suporte



(a) Turbina Suporte impressa



(b) Teste da Turbina Suporte

Figura 3-5: Turbina Suporte no laboratório

3.1.3 Turbina 3: Bordo Retangular

A Turbina 3, nomeada Bordo Retangular, foi desenvolvida a partir da configuração apresentada na Seção 3.1.2, mantendo os mesmos parâmetros geométricos do rotor e utilizando o suporte para instalação de bordos de fuga incorporado às extremidades das pás. Nessa configuração, foi instalado um bordo de fuga de geometria retangular, cujo perfil possui altura de 20 mm, no suporte ao longo de toda a altura da turbina. O bordo de fuga retangular foi projetado com o objetivo de avaliar de forma direta os efeitos da extensão da superfície das pás sobre os coeficientes de potência e torque, uma vez que sua presença modifica o escoamento na região posterior das pás sem incrementar o diâmetro da turbina. Dessa forma, a comparação entre os resultados da turbina Bordo Retangular e aqueles obtidos para as configurações anteriores possibilita quantificar a influência da adição do bordo de fuga retangular na performance da turbina. Posteriormente, esta configuração de bordo retangular poderá ser comparada com a configuração de bordo serrilhado, a ser apresentada na próxima subseção.

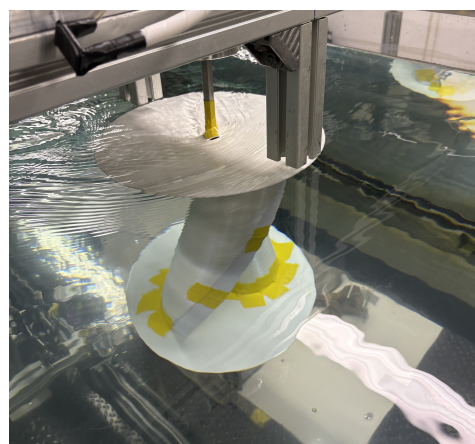
A Figura 3-6 apresenta a geometria do Bordo Retangular modelada no Solid Works. Este bordo de fuga foi fabricado por impressão 3D, com plástico ABS (Acrilonitrila Butadieno Estireno). Já as Figuras 3-7a e 3-7b mostram a Turbina Bordo Retangular impressa e já com o bordo de fuga instalado, sendo testada no canal de água em laboratório.



Figura 3-6: Bordo de Fuga Retangular modelado no Solid Works



(a) Turbina Bordo Retangular impressa



(b) Teste da Turbina Bordo Retangular

Figura 3-7: Turbina Bordo Retangular no laboratório

3.1.4 Turbina 4: Chevron

Nesta configuração, foi instalado no suporte um bordo de fuga triangular. A geometria Chevron é caracterizada pela presença de triângulos distribuídos ao longo do bordo de fuga, formando uma superfície serrilhada. No bordo de fuga em questão, foram adicionados arbitrariamente 10 triângulos equiláteros de mesma altura à do bordo de fuga retangular (20 mm), igualmente espaçados ao longo da altura da turbina. Conforme discutido na Seção 2.4, esse tipo de geometria

tem sido amplamente estudado em diferentes aplicações de engenharia devido à sua capacidade de modificar a estrutura de vórtices da esteira, possuindo potencial para impactar a performance da turbina. Os resultados obtidos para a Turbina Chevron permitem avaliar a influência da adição de um bordo de fuga serrilhado no desempenho da turbina, quando comparada à configuração sem bordo de fuga. Além disso, a comparação com os resultados da Turbina Bordo Retangular possibilita analisar a influência da geometria do bordo de fuga e identificar qual configuração apresenta melhor desempenho.

A Figura 3-8 apresenta a geometria do bordo triangular modelada no Solid Works. Este bordo de fuga foi fabricado por impressão 3D com plástico ABS. Já as Figuras 3-9a e 3-9b mostram a Turbina Chevron impressa e com o bordo Chevron instalado, sendo testada no canal de água em laboratório.

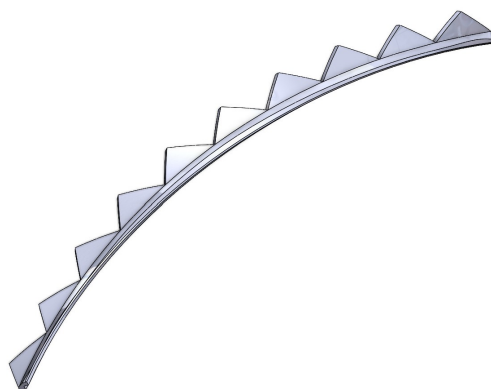
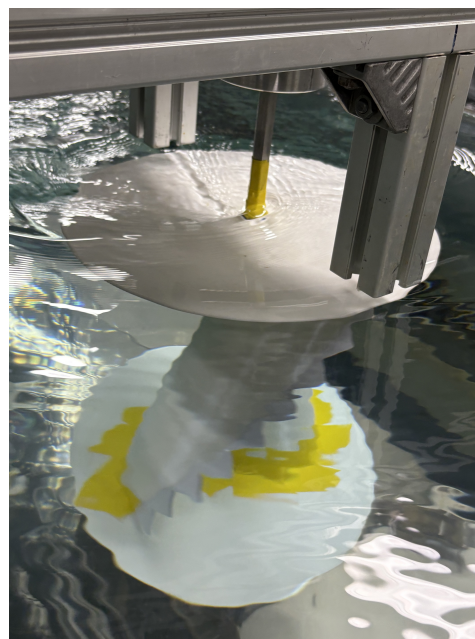


Figura 3-8: Bordo de Fuga Chevron modelado no Solid Works



(a) Turbina Chevron impressa



(b) Teste da Turbina Chevron

Figura 3-9: Turbina Chevron no laboratório

3.2 Bancada Experimental

3.2.1 Canal de água

Os experimentos conduzidos nas turbinas descritas na Seção 3.1 foram realizados no canal de água do Laboratório de Engenharia de Fluidos (LEF) da PUC-Rio. O canal de água utilizado nos experimentos é construído em vidro transparente e sua secção de testes possui as dimensões apresentadas na Tabela 3-2.

Tabela 3-2: Dimensões da secção de testes do canal de água

Parâmetro	Dimensão (m)
Comprimento	4,0
Largura	0,6
Altura	0,8

As dimensões do canal são adequadas para a realização dos experimentos, permitindo a instalação da turbina e do sistema de aquisição de dados de forma compatível com as condições desejadas de operação. A largura e a altura do canal possibilitam que a turbina opere submersa e aproximadamente centralizada em relação às paredes laterais e ao fundo do canal, reduzindo a influência de efeitos de borda, os quais constituem importantes fontes de incerteza experimental e desvios em relação às condições ideais de escoamento. Além disso, o canal de água utilizado

neste trabalho fornece um escoamento uniforme na entrada da seção de testes, caracterizado por baixa intensidade turbulenta e comportamento predominantemente laminar. Essas características proporcionam condições hidrodinâmicas controladas, reduzindo a influência de perturbações aleatórias no escoamento e permitindo estudar as diferenças de eficiência das turbinas.

As Figuras 3-10 e 3-11 mostram o canal de água do laboratório em diferentes perspectivas e com uma turbina instalada.

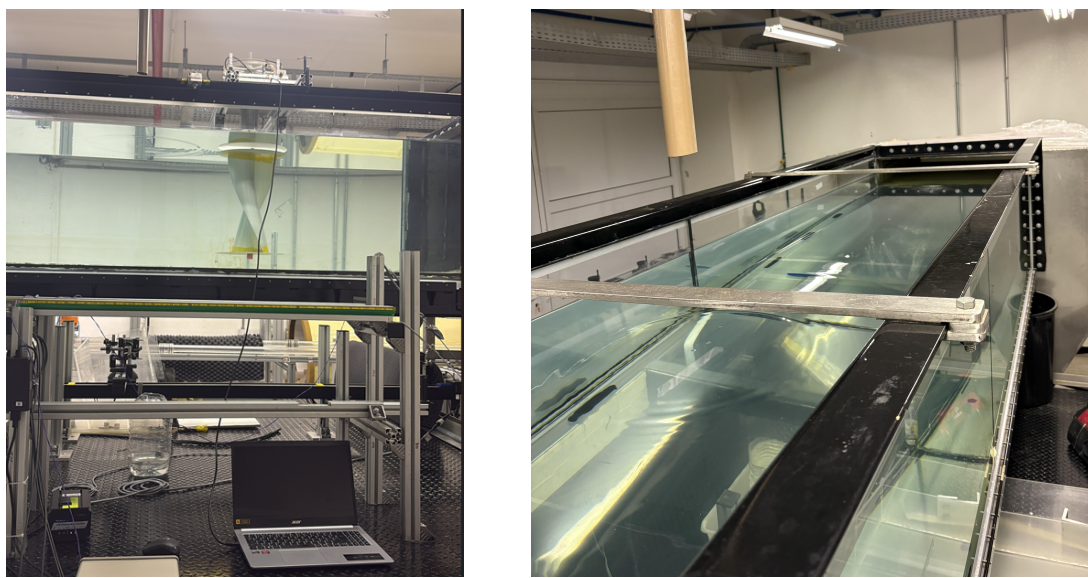


Figura 3-10: Canal de água

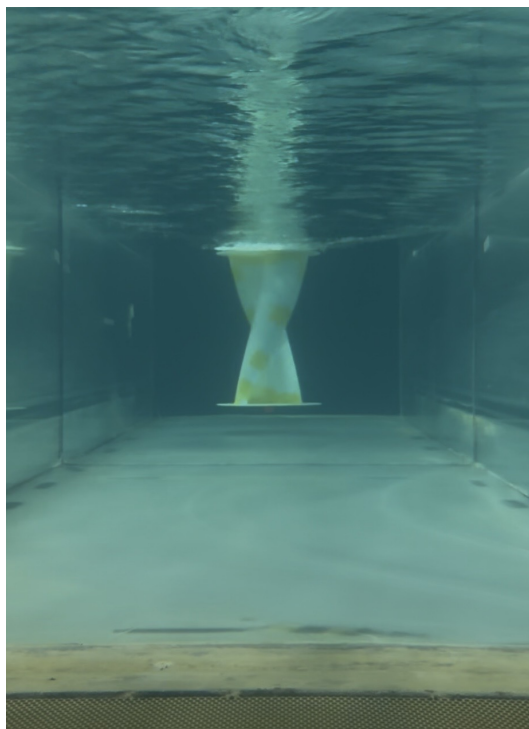


Figura 3-11: Canal de água

O escoamento no interior do canal é gerado por meio do ajuste da frequência de operação do sistema de bombeamento, permitindo o controle da velocidade da água durante os ensaios. A curva de calibração do canal de água está ilustrada na Figura 3-12.

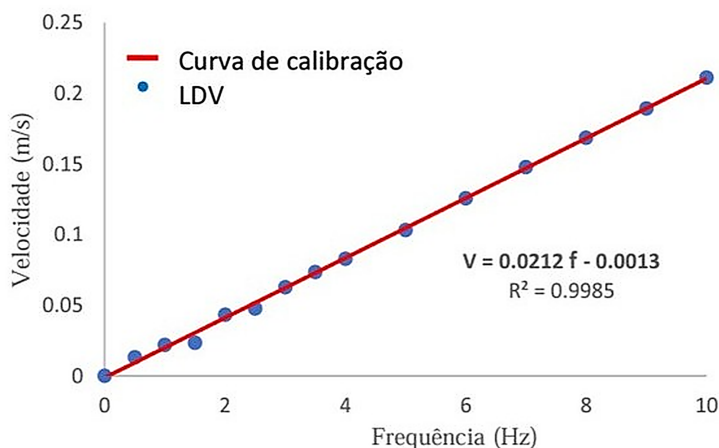


Figura 3-12: Curva de Calibração do Canal de Água

A partir da curva de calibração, foram estimadas velocidades de escoamento de aproximadamente 0,3 m/s e 0,4 m/s para frequências de operação de 14 Hz e 19 Hz, respectivamente. Essas condições de escoamento foram adotadas nos ensaios experimentais realizados com as turbinas. Tais velocidades são adequadas para turbinas do tipo Savonius, uma vez que, conforme discutido na seção de Fundamentos Teóricos, esse tipo de rotor apresenta boa capacidade de operação e partida em escoamentos de baixa velocidade. Dessa forma, as condições adotadas nos ensaios são representativas de aplicações hidrocínéticas em ambientes submarinos, onde as correntes frequentemente apresentam velocidades relativamente reduzidas.

3.2.2 Fixação da turbina

Para a fixação da turbina, são utilizadas duas vigas metálicas espaçadas entre si e posicionadas transversalmente à largura do canal. Entre essas vigas são instaladas duas chapas metálicas, responsáveis pelo posicionamento e suporte dos equipamentos de medição e processamento de dados. Um eixo sextavado atravessa as chapas de forma perpendicular, ao qual a turbina é acoplada, permanecendo fixada e alinhada. Todo o sistema de fixação, transmissão de movimento e instrumentação é posicionado acima da superfície livre da água, permitindo a operação dos equipamentos em ambiente seco e facilitando o acesso durante os ensaios experimentais. A configuração de fixação da turbina é apresentada na Figura 3-13, na qual o sentido do escoamento é da esquerda para a direita.

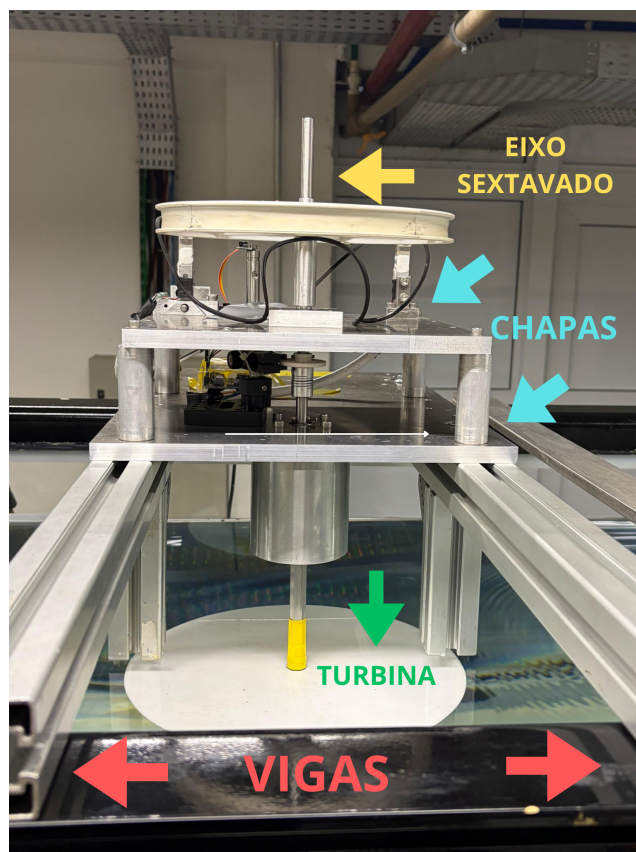


Figura 3-13: Fixação da turbina na bancada de laboratório

3.2.3 Sistema de medição e aquisição de dados

No entorno do canal de água, foi montada uma bancada experimental para a aquisição e processamento dos dados medidos durante os ensaios. Essa bancada é constituída pelos seguintes componentes:

- 2 células de carga com capacidade máxima de 1 kgf;
- 1 sensor de rotação
- 1 disco de rotação de diâmetro 110 mm;
- 1 fita de borracha;
- 1 Arduino Uno;
- 1 módulo HX711

Estes componentes podem ser localizados na Figura 3-13, onde o disco de rotação corresponde ao componente de cor branca e a fita de borracha de cor preta aparece ao lado. As células de carga e o sensor de rotação estão entre as chapas metálicas e são conectados ao HX711 e ao Arduino. Os sinais das células de carga

são inicialmente condicionados por um módulo HX711, conversor analógico-digital de 24 bits desenvolvido especificamente para a leitura de células de carga, antes de serem enviados ao Arduino.

Uma outra imagem do aparato experimental de medição pode ser vista na Figura 3-14, com a indicação clara dos componentes citados.

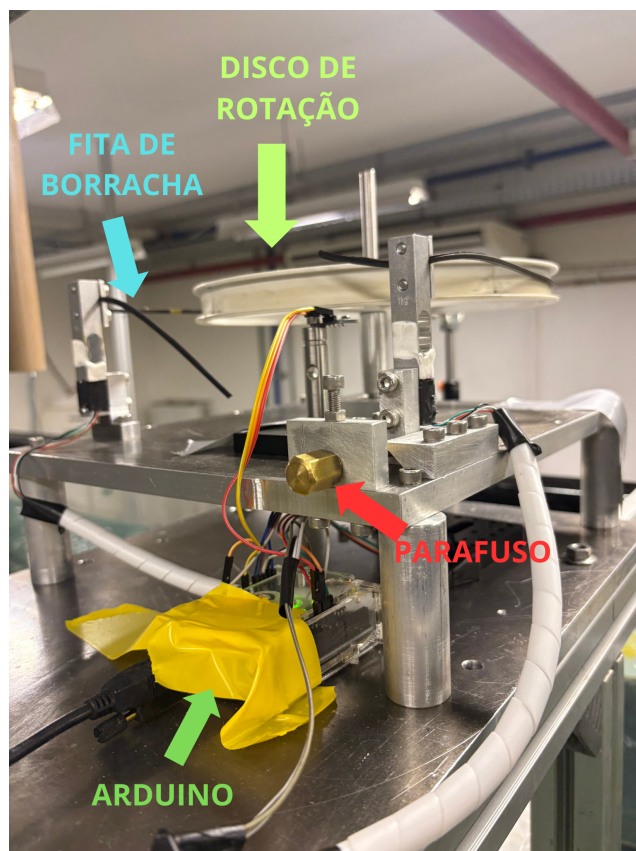


Figura 3-14: Aparato de medição

A rotação da turbina é transmitida mecanicamente para o disco de rotação, instalado acima das chapas metálicas. Dessa forma, o disco gira de forma simultânea ao rotor submerso no canal. Uma fita de borracha é acoplada ao disco com o objetivo de impor resistência à rotação por meio da força de atrito entre a fita e a superfície do disco. Como consequência, a rotação da turbina também é freada, permitindo a aplicação de torque ao sistema. O princípio de funcionamento desse sistema é inspirado no Freio de Prony, dispositivo clássico utilizado para a medição de torque em máquinas rotativas. Nesse método, uma força de atrito é aplicada a um elemento em rotação e o torque é determinado a partir das forças geradas pelo sistema de frenagem (MORRIS; LANGARI, 2012).

O torque gerado é determinado a partir da força de atrito exercida pela fita sobre o disco. Quanto maior o nível de acoplamento da fita ao disco, maior é a força de atrito aplicada e, consequentemente, maior o torque resistivo imposto ao sistema.

As células de carga instaladas nas extremidades da fita realizam a medição das forças atuantes, possibilitando o cálculo do torque no eixo da turbina. De maneira análoga ao Freio de Prony convencional, o torque produzido pela turbina é obtido a partir das forças medidas pelas células de carga e da geometria do disco de rotação. Dessa forma, o sistema permite transformar a energia mecânica produzida pela turbina em uma grandeza mensurável experimentalmente. Além da medição do torque, também é realizada a medição da velocidade de rotação da turbina em RPM, com um sensor de contagem de rotações. Com a medição do torque e da velocidade angular, é possível obter a potência gerada e, por conseguinte, construir as curvas de desempenho apresentadas posteriormente neste trabalho.

Os sinais provenientes das células de carga são adquiridos pelo módulo HX711 e processados pelo microcontrolador Arduino Uno, sendo posteriormente lidos em um código desenvolvido em MATLAB pelo professor Igor Braga.

3.3 Procedimento Experimental

Para medir a velocidade angular ω e do torque T da turbina em escoamento, obtendo é realizado um procedimento experimental composto pelas etapas descritas a seguir. Cada ponto experimental corresponde a um par de valores de velocidade angular e torque obtidos para uma determinada condição de operação da turbina. A partir desses valores, são posteriormente calculados os parâmetros de desempenho, como a potência útil e os coeficientes adimensionais.

1. **Calibração das células de carga:** Inicialmente, realiza-se a calibração das células de carga por meio da aplicação de massas conhecidas em uma roldana acoplada a cada sensor. Essas massas geram forças conhecidas que, ao atuarem sobre a célula de carga, produzem uma variação no seu sinal de voltagem. Esse sinal é adquirido pelo módulo HX711, responsável pela leitura das células de carga. Dessa forma, estabelece-se uma relação entre a força aplicada e a saída fornecida pelo sistema de aquisição. Para isso, foram adicionadas, de forma subsequente, massas de 70 g, 127 g, 133 g e 138 g às roldanas acopladas às células de carga. Em conjunto com o ponto correspondente à condição de carga nula, esses dados permitem obter a curva de calibração utilizada para converter a saída do sensor em torque durante os ensaios experimentais. O procedimento de calibração deve ser realizado individualmente para cada célula de carga.
2. **Início do escoamento:** Após a calibração dos sensores, inicia-se o escoamento no canal de água por meio do acionamento do sistema de bombeamento. A velocidade do escoamento (m/s) é controlada pelo ajuste da frequência de

operação do sistema (Hz), conforme representado na curva de calibração da Figura 3-12.

3. **Medição do ponto de torque máximo:** Para a medição do ponto correspondente ao torque máximo, primeiro ponto de uma repetição do experimento, a fita de borracha deve permanecer acoplada ao disco de rotação de forma que a turbina opere na iminência de parar a sua rotação, devido ao elevado atrito imposto ao sistema. Após o ajuste manual dessa condição, inicia-se a aquisição de dados por meio do código desenvolvido em MATLAB. O tempo necessário para a aquisição e processamento de cada ponto experimental é de aproximadamente dois minutos.
4. **Medição dos pontos subsequentes:** Para a obtenção dos demais pontos experimentais, a fita de borracha é gradualmente afrouxada em relação ao disco de rotação, reduzindo a força de atrito aplicada ao sistema e, conseqüentemente, o torque resistivo imposto à turbina. O ajuste da fita é realizado por meio da rotação gradual de um parafuso dourado de regulação que está acoplado à fita, como indicado na Figura 3-14. Após esse ajuste, realiza-se novamente a aquisição do ponto experimental utilizando a interface desenvolvida em MATLAB. Portanto, em cada ponto, afrouxa-se a fita cada vez mais, de modo que esse procedimento seja repetido sucessivamente até a obtenção do penúltimo ponto da curva experimental.
5. **Medição do ponto de torque nulo:** Para a obtenção do ponto correspondente ao torque nulo, último ponto de uma repetição do experimento, a fita de borracha é completamente desacoplada do disco de rotação, eliminando o atrito resistivo e permitindo que a turbina gire livremente sob a ação do escoamento.
6. **Registro e salvamento dos pontos:** Após a aquisição dos pontos experimentais, os dados medidos são salvos em planilhas contendo os resultados.

As curvas de calibração das células de carga obtidas a partir do procedimento descrito no passo 1 são apresentadas na Figura 3-15, evidenciando a relação linear entre o torque gerado pelas massas de calibração e o sinal de saída do sistema de aquisição.

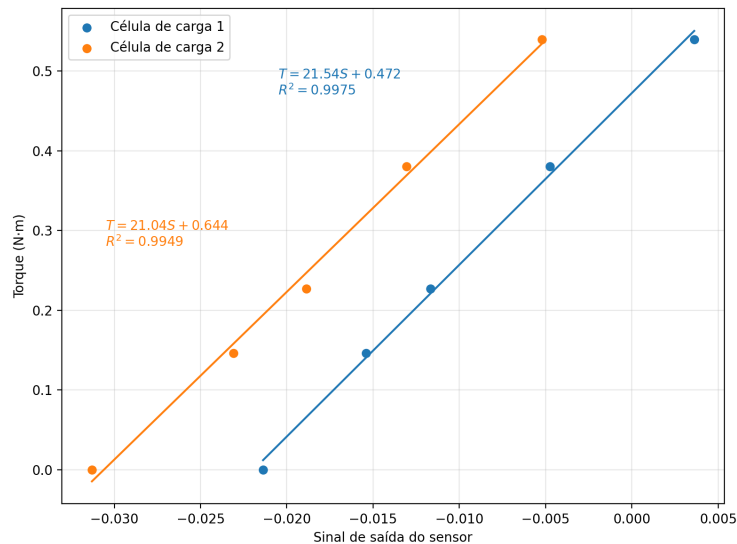


Figura 3-15: Curva de calibração das células de carga

Durante a medição de cada ponto experimental, as células de carga registram discretamente as forças medidas ao longo de um intervalo de tempo e com uma frequência de 4 Hz. Ao final desse intervalo, o valor registrado para cada ponto corresponde à média das medições realizadas durante o período de aquisição. Cada ponto experimental representa, portanto, um valor específico de torque e velocidade angular da turbina. Por consequência, obtém-se a potência de cada ponto, que é o produto entre o torque e a velocidade angular. A partir desses resultados, é possível construir os gráficos dos coeficientes adimensionais em função do TSR da turbina. Vale ressaltar que o valor de TSR é diretamente influenciado pelo grau de acoplamento da fita de borracha ao disco de rotação. Quanto maior o acoplamento, maior a força de atrito aplicada ao sistema, resultando em menores velocidades de rotação e, consequentemente, menores valores de TSR.

O procedimento experimental descrito nos tópicos 3, 4 e 5 configura uma repetição experimental. Cada turbina, em cada velocidade de escoamento, deve ter pelo menos três repetições experimentais, com o objetivo de aumentar a confiabilidade e a repetibilidade dos resultados obtidos. Dessa forma, são gerados pelo menos três conjuntos de resultados para cada velocidade de escoamento, em cada turbina testada. Em geral, cada repetição experimental é composto por aproximadamente 8 a 12 pontos medidos.

Os experimentos realizados neste trabalho foram conduzidos para duas velocidades de escoamento no canal de água: 0,3 m/s e 0,4 m/s. A utilização de diferentes velocidades de escoamento é importante para avaliar a influência da velocidade da corrente no desempenho das turbinas, permitindo analisar o comportamento dos parâmetros adimensionais em diferentes condições operacionais e verificar a consistência dos resultados experimentais.

3.4 Análise de Incertezas

As barras de incerteza apresentadas nos gráficos de desempenho foram calculadas a partir da incerteza absoluta do torque u_T , que foi estimada em $\pm 0,01$ Nm. A medição do torque foi realizada por meio de um freio de Prony instrumentado com duas células de carga posicionadas diametralmente opostas ao volante. Dessa forma, o torque resultante é obtido a partir da diferença entre as forças medidas pelas células de carga multiplicada pelo raio do sistema. Consequentemente, a incerteza do torque depende tanto da incerteza associada às medições de força quanto da incerteza na medição do raio do freio de Prony.

A incerteza das medições de força foi obtida a partir da combinação de diferentes fontes. Considerou-se a incerteza do medidor de voltagem (conversor A/D), que decorre da resolução do instrumento (tipo B) e das oscilações das medições da célula de carga sem aplicação de carga (tipo A), sendo esta a incerteza dominante devido ao ruído elétrico que gera uma oscilação considerável de medições. Como a força depende da curva de calibração entre força e voltagem, também considerou-se a incerteza da curva de calibração. Além disso, utilizou-se nos cálculos a incerteza do tipo B que vem da resolução da balança usada na medição das massas empregadas na calibração das células de carga. Já para a incerteza do raio, considerou-se a incerteza tipo B da resolução da régua usada na medição.

Dessa forma, a incerteza absoluta do torque calculada veio dos seguintes fatores:

- Incerteza da resolução do medidor de voltagem - Tipo B;
- Incerteza das oscilações do medidor de voltagem nas medições da célula de carga sem aplicação de carga - Tipo A;
- Incerteza da curva de calibração entre força e voltagem - Tipo A e B;
- Incerteza da resolução da balança utilizada na medição das massas de calibração - Tipo B;
- Incerteza da resolução da régua utilizada na medição do raio - Tipo B.

Com a determinação das contribuições individuais de cada fonte de incerteza, todas as componentes foram convertidas para incertezas padrão e combinadas segundo o procedimento de propagação de incertezas recomendado pelo guia ISO-GUM (JCGM, 2012). Em seguida, foi aplicado um fator de abrangência (k), determinado a partir da distribuição t de Student para um nível de confiança de 95% e obtido a partir dos graus de liberdade efetivos calculados pelo método de Welch–Satterthwaite. O procedimento resultou em uma incerteza expandida da

ordem de 5% para as medições de maior torque. Em termos absolutos, esse valor corresponde aproximadamente a uma incerteza de $\pm 0,01 \text{ N}\cdot\text{m}$, a qual foi adotada como base para a propagação das incertezas dos coeficientes adimensionais apresentados neste trabalho.

A incerteza da medição da velocidade angular também foi avaliada, considerando a resolução do sensor de rotação (encoder óptico) utilizado no experimento. Entretanto, verificou-se que essa contribuição é significativamente menor em comparação com a incerteza associada à medição do torque. Dessa forma, a incerteza relativa da potência mecânica útil foi considerada aproximadamente equivalente à incerteza relativa do torque, uma vez que a potência é calculada pelo produto entre torque e velocidade angular. As incertezas propagadas dos coeficientes adimensionais foram posteriormente utilizadas na construção das barras de erro apresentadas nos gráficos de desempenho e discutidas no Capítulo 4.

4 Resultados e Discussão

Este capítulo apresenta os resultados experimentais obtidos para as quatro configurações de turbina avaliadas neste trabalho nas velocidades de escoamento de 0,3 m/s e 0,4 m/s. Os dados experimentais completos que deram origem aos resultados apresentados estão disponibilizados no Apêndice A. Para cada combinação de turbina e velocidade, foram realizadas três repetições independentes, sendo obtidos entre 8 e 12 pontos experimentais por ensaio. A partir dos valores medidos de torque e velocidade de rotação, foram calculados os coeficientes adimensionais de potência (C_p) e torque (C_t), permitindo a construção das curvas características de desempenho em função do TSR. Com o objetivo de facilitar a visualização da tendência dos dados experimentais, foram incluídas curvas ajustadas por mínimos quadrados, utilizando um polinômio de segundo grau para as curvas $C_p \times TSR$ e um ajuste linear para as curvas $C_t \times TSR$. Esses ajustes possuem caráter exclusivamente ilustrativo, não representando modelos matemáticos do comportamento das turbinas nem sendo utilizados nas análises quantitativas apresentadas neste trabalho, as quais se baseiam exclusivamente nos pontos experimentais obtidos. Além da apresentação dos resultados individuais de cada configuração, é realizada uma análise comparativa entre as diferentes geometrias, permitindo avaliar a influência das modificações propostas sobre o desempenho das turbinas. Adicionalmente, são apresentados gráficos consolidados contendo os resultados obtidos para ambas as velocidades de escoamento, com o objetivo de facilitar a comparação entre as geometrias e evidenciar a consistência do experimento e da adimensionalização empregada na representação do desempenho das turbinas.

4.1 Resultados da Turbina Referência

4.1.1 Resultados: Turbina Referência - Velocidade 0,3 m/s

Para calcular a potência disponível no escoamento de 0,3 m/s da Turbina Referência, utilizou-se a Equação 2-1. A área varrida pelo escoamento é dada pelo produto $D \cdot H$, onde D é o diâmetro e H é a altura do rotor, que se encontram definidos na Seção 3.1.1. Para a densidade da água, foi considerado um valor de 1000 kg/m^3 . Todas as grandezas utilizadas nos cálculos foram consideradas

no Sistema Internacional de Unidades (SI). Assim, a potência disponível para a velocidade de escoamento de 0,3 m/s nesta turbina é dada por:

$$P_{\text{disp}} = \frac{1}{2} \rho A V^3 = \frac{1}{2} (1000) (0,213) (0,426) (0,3)^3 = 1,22 \text{ W} \quad (4-1)$$

Posteriormente, a potência mecânica útil da turbina em cada ponto experimental foi calculada por meio da Equação 2-2, utilizando os valores medidos de torque, em N·m, e velocidade angular, em rad/s. Em seguida, foram calculados em cada ponto os parâmetros adimensionais TSR (λ), coeficiente de potência (C_p) e coeficiente de torque (C_t), conforme as equações apresentadas na Seção 2.1. A partir desses resultados, foram obtidas as curvas características de desempenho da turbina, permitindo a análise da variação dos coeficientes adimensionais em função do TSR para a velocidade de escoamento analisada.

As curvas de desempenho da Turbina Referência para a velocidade de escoamento de 0,3 m/s são apresentadas nas Figuras 4-1 e 4-2. Os gráficos apresentam os pontos experimentais obtidos durante os ensaios (incluindo todas as repetições), bem como as curvas ajustadas por mínimos quadrados, utilizadas para representar a tendência média do comportamento da turbina.

A Figura 4-1 apresenta a variação do coeficiente de potência em função do TSR. Observa-se inicialmente um aumento gradual do coeficiente de potência com o aumento do TSR, até a região de máximo desempenho da turbina. Após essa região, verifica-se uma redução do coeficiente de potência para valores mais elevados de TSR, comportamento característico de turbinas do tipo Savonius, nas quais velocidades de rotação excessivamente elevadas tendem a reduzir a eficiência de conversão energética.

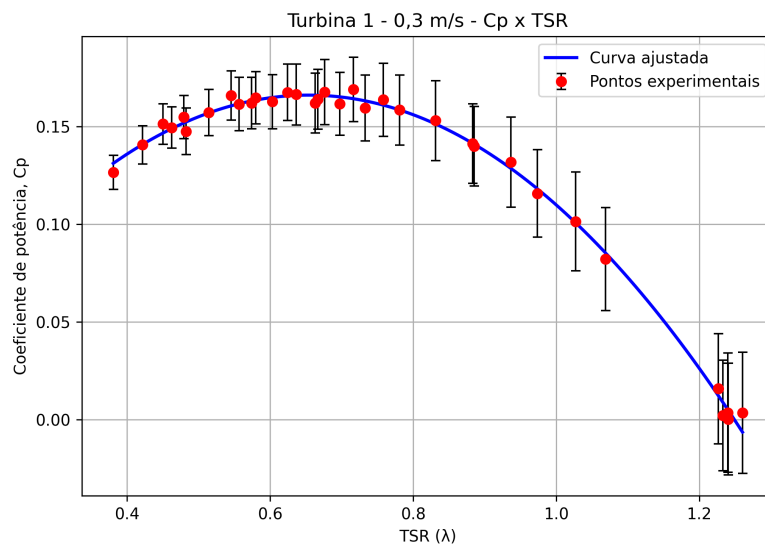


Figura 4-1: Turbina Referência – 0,3 m/s – C_p x TSR

A Figura 4-2 apresenta a variação do coeficiente de torque em função do TSR. Observa-se que os maiores valores de C_t ocorrem em baixos TSR, condição associada a maiores torques resistivos aplicados ao sistema experimental pela fita de borracha. Esse comportamento está diretamente associado à elevada capacidade de partida característica das turbinas Savonius. Em condições de baixa velocidade de rotação, a diferença de forças de arrasto entre as pás gera elevados torques no rotor, permitindo o autoarranque da turbina mesmo em escoamentos de baixa velocidade. À medida que o TSR aumenta, verifica-se uma redução gradual do coeficiente de torque, comportamento esperado devido à diminuição relativa do torque produzido pela turbina em maiores velocidades de rotação.

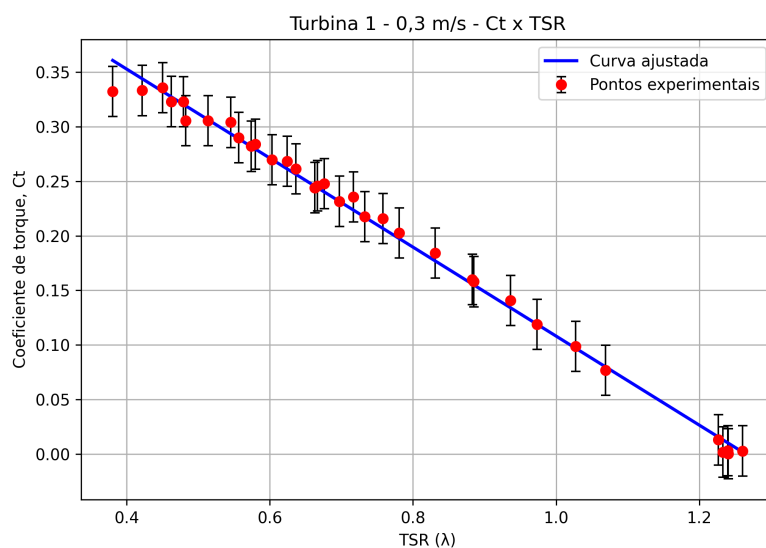


Figura 4-2: Turbina Referência – 0,3 m/s – $C_t \times \text{TSR}$

De forma geral, os resultados obtidos apresentam comportamento compatível com o esperado para turbinas Savonius descritas na literatura, caracterizadas por operação em baixos valores de TSR e coeficientes de potência moderados quando comparados a turbinas baseadas predominantemente em forças de sustentação.

A partir dos pontos experimentais obtidos para a Turbina Referência na velocidade de escoamento de 0,3 m/s, foi identificado o valor máximo do coeficiente de potência, bem como o respectivo valor de TSR, rotação e potência da turbina correspondentes à essa condição. Esse resultado é apresentado na Tabela 4-1.

Tabela 4-1: Valor máximo de C_p para a Turbina Referência em 0,3 m/s

Parâmetro	Valor máximo	TSR	Rotação	Potência
$C_{p,\max}$	0,169	0,717	19,3 RPM	0,21 W

O valor de $C_{p,\max}$ representa a condição de maior eficiência energética da turbina, isto é, o ponto em que a maior fração da potência disponível no escoamento

foi convertida em potência mecânica útil. Esse valor corresponde a aproximadamente 16,9% da potência disponível no escoamento e ocorreu em $TSR \approx 0,72$, indicando a região de operação mais eficiente para a velocidade de 0,3 m/s. O valor de $C_{p,max}$ obtido experimentalmente encontra-se dentro da faixa tipicamente observada na literatura para rotores Savonius convencionais, os quais geralmente apresentam coeficientes de potência máximos entre aproximadamente 0,15 e 0,30 (KUMAR; SAINI, 2016), dependendo da geometria e das condições de operação.

4.1.2 Resultados: Turbina Referência - Velocidade 0,4 m/s

Utilizando o mesmo procedimento experimental e metodologia de processamento descritos na seção anterior, foram obtidas as curvas características de desempenho da Turbina Referência para a velocidade de escoamento de 0,4 m/s. A potência disponível no escoamento para essa condição foi calculada a partir da Equação 2-1, resultando em:

$$P_{disp} = \frac{1}{2} \rho A V^3 = \frac{1}{2} (1000) (0,213) (0,426) (0,4)^3 = 2,90 \text{ W} \quad (4-2)$$

A Figura 4-3 apresenta a variação do coeficiente de potência em função do TSR. Observa-se comportamento semelhante ao obtido para a velocidade de 0,3 m/s e típico de turbinas Savonius, com crescimento até um ponto de máximo, seguido de uma redução conforme TSR aumenta.

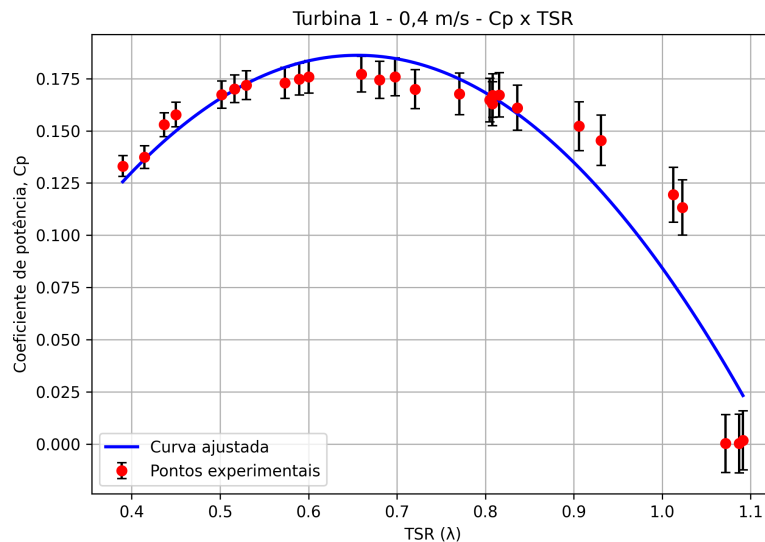


Figura 4-3: Turbina Referência – 0,4 m/s – $C_p \times TSR$

A Figura 4-4 apresenta a variação do coeficiente de torque em função do TSR para a velocidade de 0,4 m/s. Assim como observado anteriormente, os maiores valores de C_t concentram-se em baixos valores de TSR, indicando elevada

capacidade de geração de torque em baixas velocidades de rotação. À medida que o TSR aumenta, verifica-se uma redução gradual do coeficiente de torque, comportamento coerente com o princípio de funcionamento baseado em forças de arrasto, característico da turbina Savonius.

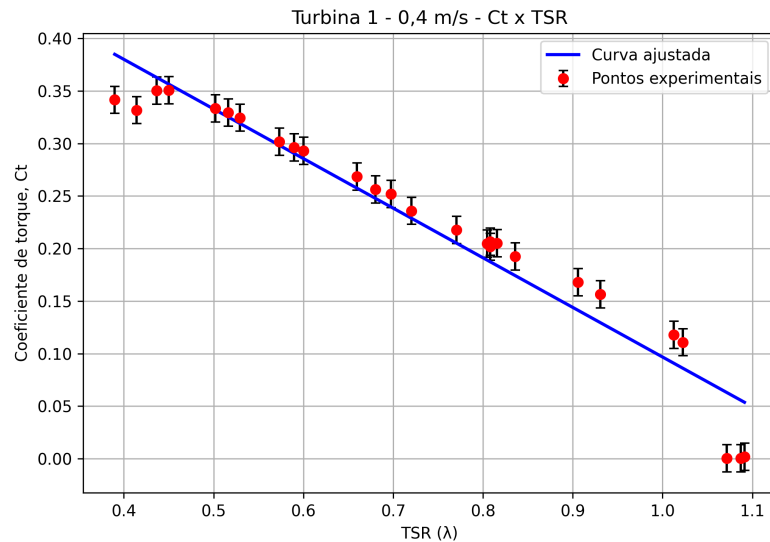


Figura 4-4: Turbina Referência – 0,4 m/s – C_t x TSR

De forma geral, os resultados obtidos para a velocidade de 0,4 m/s apresentaram comportamento compatível com o esperado, mantendo características semelhantes às observadas na condição de 0,3 m/s. A principal exceção corresponde aos pontos de torque nulo, que se encontram mais afastados da tendência da curva ajustada devido ao aumento das perdas mecânicas do aparato experimental em altas velocidades de rotação, associadas ao atrito entre componentes e às vibrações do sistema.

A partir dos pontos experimentais obtidos para a Turbina Referência na velocidade de escoamento de 0,4 m/s, foi identificado o valor máximo do coeficiente de potência, bem como o respectivo valor de TSR, rotação e potência correspondentes à essa condição. Esse resultado é apresentado na Tabela 4-2.

Tabela 4-2: Valor máximo de C_p para a Turbina Referência em 0,4 m/s

Parâmetro	Valor máximo	TSR	Rotação	Potência
$C_{p,max}$	0,177	0,660	23,7 RPM	0,51 W

O valor de $C_{p,max}$ corresponde a aproximadamente 17,7% da potência disponível no escoamento e ocorreu em $TSR \approx 0,66$, indicando a região de operação mais eficiente para a velocidade de 0,4 m/s.

De forma geral, os resultados da Turbina Referência indicam comportamentos

consistentes e semelhantes nas duas condições de escoamento analisadas, com valores e curvas de desempenho compatíveis com aqueles tipicamente reportados na literatura para rotores Savonius convencionais (KUMAR; SAINI, 2016).

4.2 Resultados da Turbina Suporte

4.2.1 Resultados: Turbina Suporte - Velocidade 0,3 m/s

Devido à incorporação do suporte para instalação dos bordos de fuga, o diâmetro da turbina foi alterado de 213 mm para 214 mm, resultando em uma pequena variação da área varrida pelo rotor. Dessa forma, a potência disponível no escoamento para essa configuração foi recalculada por meio da Equação 2-1, resultando em:

$$P_{\text{disp}} = \frac{1}{2} \rho A V^3 = \frac{1}{2} (1000) (0,214) (0,426) (0,3)^3 = 1,23 \text{ W} \quad (4-3)$$

Observa-se que o aumento da potência disponível em relação à Turbina Referência é inferior a 1%, sendo decorrente exclusivamente da pequena variação geométrica introduzida pelo suporte.

A Figura 4-5 apresenta a variação do coeficiente de potência em função do TSR.

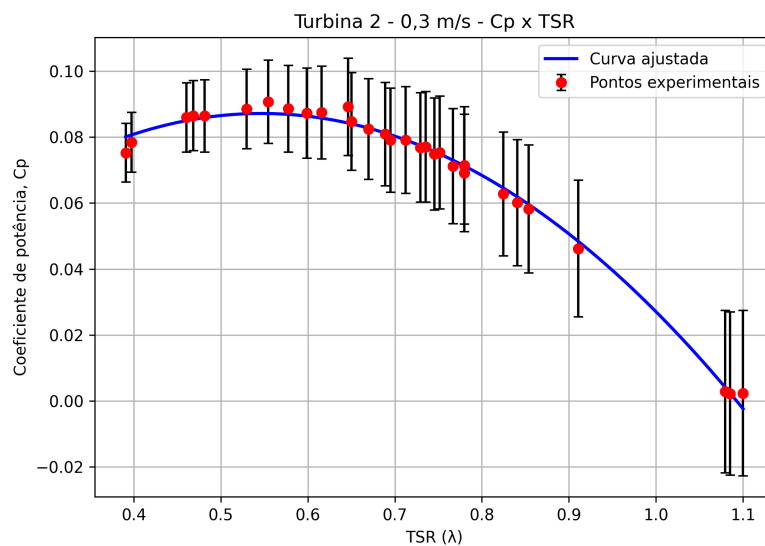


Figura 4-5: Turbina Suporte – 0,3 m/s – C_p x TSR

A Figura 4-6 apresenta a variação do coeficiente de torque em função do TSR.

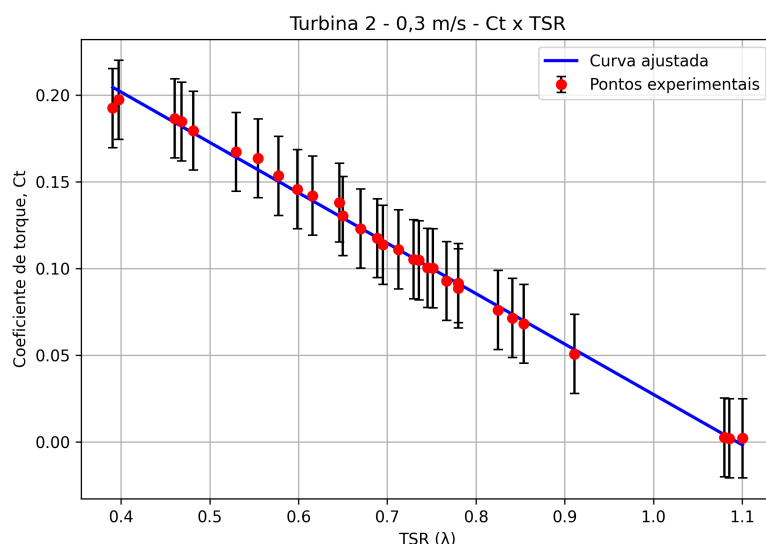


Figura 4-6: Turbina Suporte – 0,3 m/s – $C_t \times \text{TSR}$

De forma geral, os resultados obtidos para a Turbina Suporte mantiveram o comportamento qualitativo esperado para rotores Savonius, uma vez que as curvas apresentaram uma tendência característica dessas turbinas. No entanto, destaca-se uma redução significativa dos coeficientes de potência em comparação com a Turbina Referência.

A partir dos pontos experimentais obtidos para a Turbina Suporte na velocidade de escoamento de 0,3 m/s, foi identificado o valor máximo do coeficiente de potência, bem como os respectivos valores de TSR, rotação e potência correspondentes à essa condição, conforme apresentado na Tabela 4-3.

Tabela 4-3: Valor máximo de C_p para a Turbina Suporte em 0,3 m/s

Parâmetro	Valor máximo	TSR	Rotação	Potência
$C_{p,\max}$	0,0907	0,554	14,8 RPM	0,11 W

O valor máximo de C_p obtido foi de aproximadamente 9,1%, ocorrendo em $\text{TSR} \approx 0,55$. Quando comparado ao resultado obtido para a Turbina 1, cujo coeficiente de potência máximo foi de aproximadamente 16,9%, observa-se uma redução significativa no desempenho da turbina. Esse resultado sugere que a adição do suporte provocou alterações hidrodinâmicas capazes de aumentar as perdas associadas ao escoamento ao redor das pás, reduzindo a eficiência de conversão energética do rotor.

Apesar dessa redução de desempenho, é importante destacar que o objetivo principal da Turbina Suporte não é maximizar diretamente a eficiência energética, mas servir como plataforma para a instalação dos diferentes bordos de fuga avaliados

neste trabalho. Dessa forma, os resultados obtidos para essa configuração constituem uma importante referência para a avaliação dos efeitos da instalação dos bordos de fuga retangular e Chevron, permitindo identificar se essas modificações geométricas são capazes de recuperar ou superar o desempenho perdido pela adição do suporte.

4.2.2 Resultados: Turbina Suporte - Velocidade 0,4 m/s

A potência disponível no escoamento para a velocidade de 0,4 m/s foi recalculada considerando o diâmetro de 214 mm da Turbina Suporte, resultando em:

$$P_{\text{disp}} = \frac{1}{2} \rho A V^3 = \frac{1}{2} (1000) (0,214) (0,426) (0,4)^3 = 2,92 \text{ W} \quad (4-4)$$

Observa-se novamente um aumento próximo a 1% da potência disponível em relação à Turbina Referência, devido à introdução do suporte.

A Figura 4-7 apresenta a variação do coeficiente de potência em função do TSR.

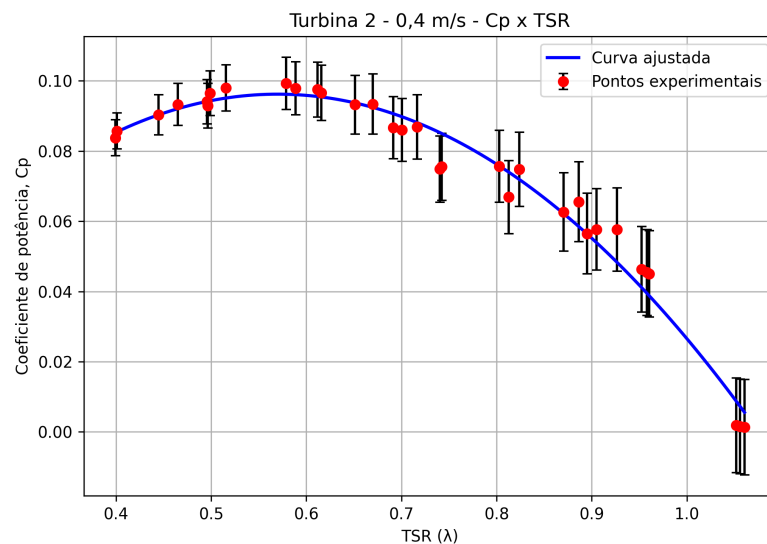


Figura 4-7: Turbina Suporte – 0,4 m/s – $C_p \times \text{TSR}$

Já a Figura 4-8 apresenta a variação do coeficiente de torque em função do TSR.

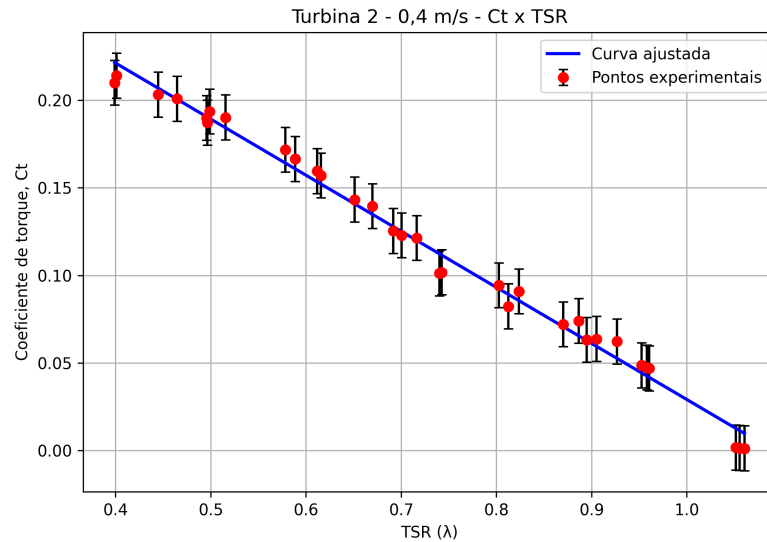


Figura 4-8: Turbina Suporte – 0,4 m/s – $C_t \times \text{TSR}$

De forma geral, os resultados obtidos para a Turbina Suporte na velocidade de 0,4 m/s mantiveram o comportamento qualitativo esperado para rotores Savonius, apresentando curvas de desempenho semelhantes às observadas para a velocidade de 0,3 m/s, com uma dispersão um pouco maior.

A partir dos pontos experimentais obtidos para a Turbina Suporte na velocidade de escoamento de 0,4 m/s, foi identificado o valor máximo do coeficiente de potência, bem como os respectivos valores de TSR, rotação e potência correspondentes a essa condição. Esse resultado é apresentado na Tabela 4-4.

Tabela 4-4: Valor máximo de C_p para a Turbina Suporte em 0,4 m/s

Parâmetro	Valor máximo	TSR	Rotação	Potência
$C_{p,\max}$	0,0993	0,579	20,7 RPM	0,29 W

O valor máximo de C_p obtido foi de aproximadamente 9,9%, ocorrendo em $\text{TSR} \approx 0,58$.

Quando comparado aos resultados da Turbina Referência para a velocidade de 0,4 m/s, verifica-se que a Turbina Suporte continua apresentando desempenho significativamente inferior. Essa redução de desempenho já era esperada, tendo em vista que o suporte introduz descontinuidades geométricas prejudiciais ao escoamento. O objetivo dos testes desta turbina é constituir uma importante condição de referência para a avaliação dos bordos de fuga retangular e Chevron, permitindo verificar se essas modificações geométricas são capazes de recuperar ou superar o desempenho perdido pela incorporação do suporte.

4.3 Resultados da Turbina Bordo Retangular

4.3.1 Resultados: Turbina Bordo Retangular - Velocidade 0,3 m/s

Como a Turbina Bordo Retangular possui o mesmo diâmetro da Turbina Suporte, a potência disponível no escoamento para a velocidade de 0,3 m/s permanece inalterada em relação à configuração anterior.

A Figura 4-9 apresenta a variação do coeficiente de potência em função do TSR.

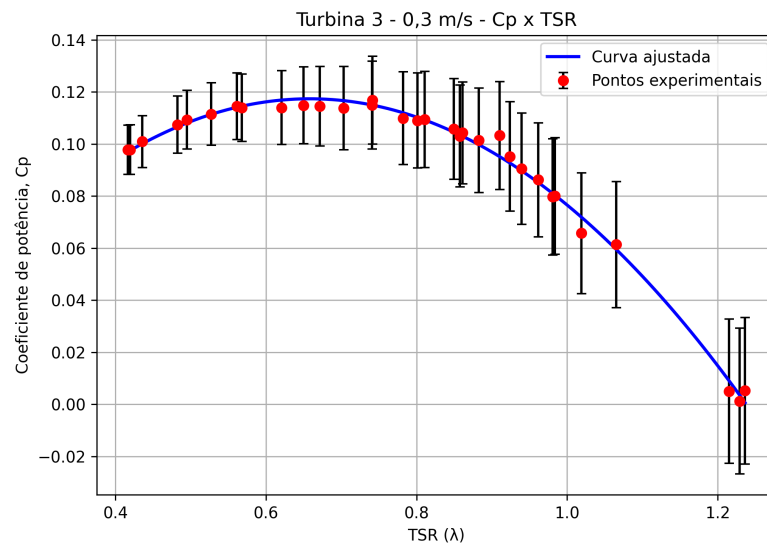


Figura 4-9: Turbina Bordo Retangular – 0,3 m/s – C_p x TSR

A Figura 4-10 apresenta a variação do coeficiente de torque em função do TSR.

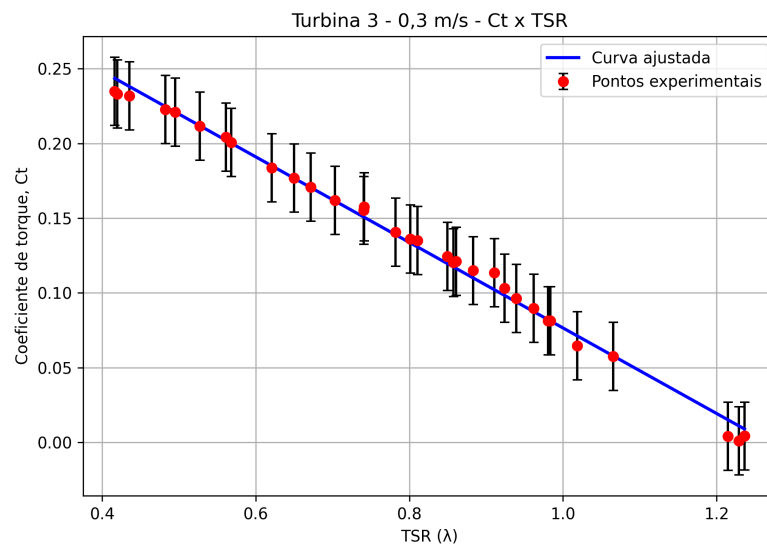


Figura 4-10: Turbina Bordo Retangular – 0,3 m/s – C_t x TSR

De forma geral, os resultados obtidos para a Turbina Bordo Retangular mantiveram o comportamento qualitativo esperado para rotores Savonius, apresentando curvas de desempenho semelhantes às observadas para a Referência e Suporte. Além disso, a instalação do bordo de fuga retangular promoveu uma melhora no desempenho energético quando comparada à configuração contendo apenas o suporte, uma vez que observa-se um aumento dos valores de C_p ao longo de praticamente toda a faixa de TSR analisada.

A partir dos pontos experimentais obtidos para a Turbina Bordo Retangular na velocidade de escoamento de 0,3 m/s, foi identificado o valor máximo do coeficiente de potência, bem como os respectivos valores de TSR, rotação e potência correspondentes a essa condição. Esse resultado é apresentado na Tabela 4-5.

Tabela 4-5: Valor máximo de C_p para a Turbina Bordo Retangular em 0,3 m/s

Parâmetro	Valor máximo	TSR	Rotação	Potência
$C_{p,max}$	0,117	0,741	19,8 RPM	0,14 W

O valor máximo de C_p obtido foi de aproximadamente 11,7%, ocorrendo em $TSR \approx 0,74$. Quando comparado ao resultado obtido para a Turbina Suporte, observa-se um aumento no desempenho da turbina. Esse resultado indica que a instalação do bordo de fuga retangular foi capaz de recuperar parte da eficiência perdida pela introdução do suporte. Entretanto, quando comparado à Turbina 1, o desempenho da Turbina Bordo Retangular ainda se mostra inferior.

4.3.2 Resultados: Turbina Bordo Retangular - Velocidade 0,4 m/s

Como a Turbina Bordo Retangular possui o mesmo diâmetro da Turbina Suporte, a potência disponível no escoamento para a velocidade de 0,4 m/s permanece inalterada em relação à configuração anterior.

A Figura 4-11 apresenta a variação do coeficiente de potência em função do TSR.

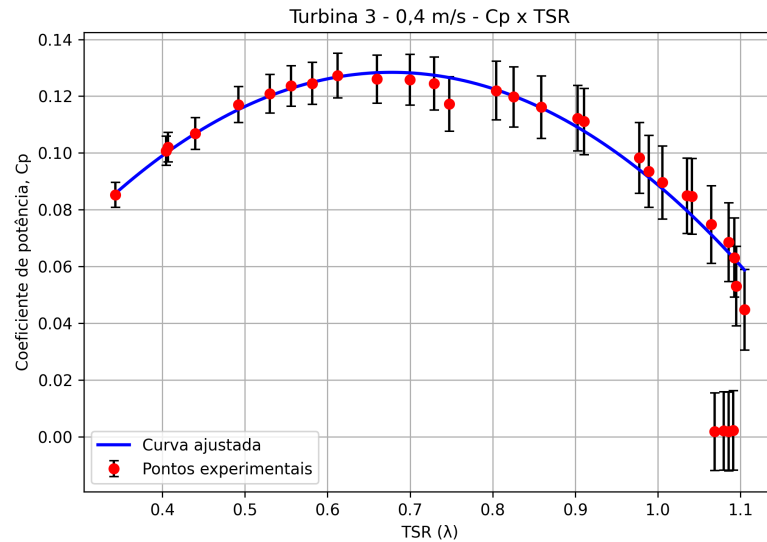


Figura 4-11: Turbina Bordo Retangular – 0,4 m/s – $C_p \times \text{TSR}$

Fonte: Autoria própria.

A Figura 4-12 apresenta a variação do coeficiente de torque em função do TSR.

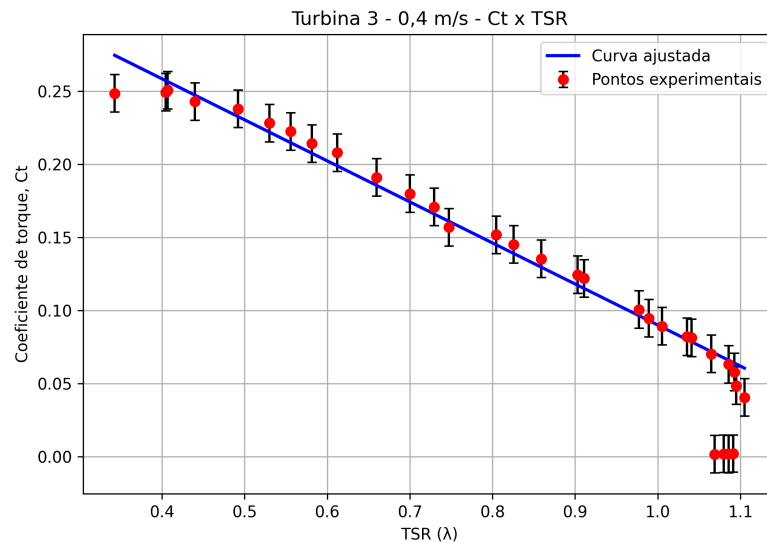


Figura 4-12: Turbina Bordo Retangular – 0,4 m/s – $C_t \times \text{TSR}$

De forma geral, os resultados obtidos para a Turbina Bordo Retangular apresentaram comportamento consistente com aquele observado para a velocidade de 0,3 m/s, mantendo as características típicas de operação de rotores Savonius, com exceção dos pontos de torque nulo, que estão em uma condição mais afastada da tendência da curva ajustada devido a perdas mecânicas. Além disso, o desempenho se manteve superior ao da Turbina Suporte, mas inferior ao da Turbina Referência.

A partir dos pontos experimentais obtidos para a Turbina Bordo Retangular

na velocidade de escoamento de 0,4 m/s, foi identificado o valor máximo do coeficiente de potência, bem como os respectivos valores de TSR, rotação e potência correspondentes a essa condição. Esse resultado é apresentado na Tabela 4-6.

Tabela 4-6: Valor máximo de C_p para a Turbina Bordo Retangular em 0,4 m/s

Parâmetro	Valor máximo	TSR	Rotação	Potência
$C_{p,max}$	0,127	0,612	21,9 RPM	0,37 W

O valor máximo de C_p obtido foi de aproximadamente 12,7%, ocorrendo em $TSR \approx 0,61$. Em comparação com a Turbina Suporte observa-se um aumento no coeficiente de potência máximo. Esse resultado reforça a tendência observada na velocidade de 0,3 m/s, indicando que a instalação do bordo de fuga retangular contribui para a recuperação de parte do desempenho perdido pela introdução do suporte. No entanto, quando comparado à Turbina 1, o desempenho da Turbina Bordo Retangular ainda permanece inferior.

Portanto, os resultados obtidos para a Turbina Bordo Retangular em ambas as velocidades indicam que a simples extensão geométrica da pá por meio de um bordo de fuga retangular é capaz de reduzir parte das perdas introduzidas pelo suporte e aumentar a eficiência de conversão energética da turbina. A comparação com a Turbina Chevron permitirá verificar se uma geometria serrilhada é capaz de proporcionar ganhos adicionais de desempenho em relação ao bordo de fuga convencional.

4.4 Resultados da Turbina Chevron

4.4.1 Resultados: Turbina Chevron - Velocidade 0,3 m/s

Como a Turbina Chevron possui o mesmo diâmetro da Turbina Suporte e da Turbina Bordo Retangular, a potência disponível no escoamento para a velocidade de 0,3 m/s permanece inalterada em relação às configurações anteriores.

A Figura 4-13 apresenta a variação do coeficiente de potência em função do TSR.

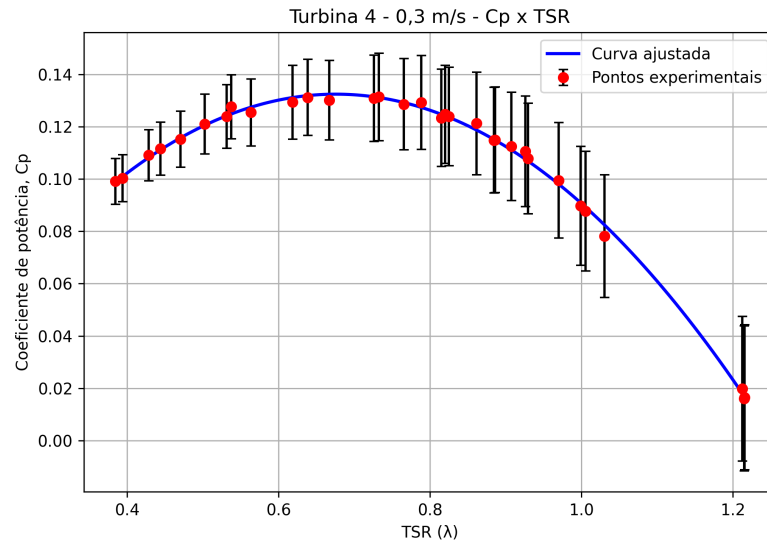


Figura 4-13: Turbina Chevron – 0,3 m/s – C_p x TSR

A Figura 4-14 apresenta a variação do coeficiente de torque em função do TSR.

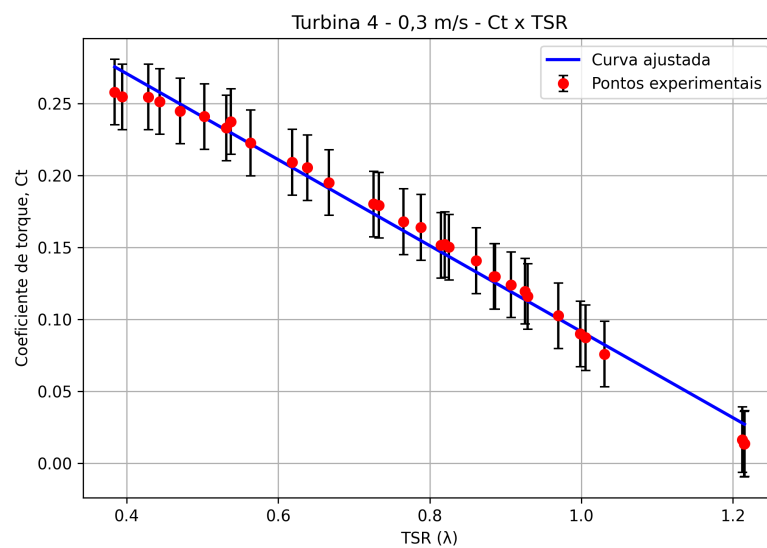


Figura 4-14: Turbina Chevron – 0,3 m/s – C_t x TSR

De forma geral, os resultados obtidos para a Turbina Chevron mantiveram o comportamento característico esperado para rotores Savonius, apresentando curvas de desempenho semelhantes às observadas para as demais configurações testadas. Entretanto, nota-se que os valores de C_p obtidos para a Turbina Chevron são superiores aos observados tanto para a Turbina Suporte quanto para a Turbina Bordo Retangular ao longo de grande parte da faixa de operação analisada.

A partir dos pontos experimentais obtidos para a Turbina Chevron na velocidade de escoamento de 0,3 m/s, foi identificado o valor máximo do coeficiente de

potência, bem como os respectivos valores de TSR, rotação e potência correspondentes a essa condição. Esse resultado é apresentado na Tabela 4-7.

Tabela 4-7: Valor máximo de C_p para a Turbina Chevron em 0,3 m/s

Parâmetro	Valor máximo	TSR	Rotação	Potência
$C_{p,max}$	0,131	0,733	19,6 RPM	0,16 W

O valor máximo de C_p obtido foi de aproximadamente 13,1%, ocorrendo em $TSR \approx 0,73$. Comparando esse resultado com a Turbina Suporte, observa-se um aumento significativo no desempenho da turbina. Em relação à Turbina Bordo Retangular, também houve um aumento de C_p máximo. No entanto, o desempenho ainda se mostra inferior ao da Turbina Referência.

4.4.2 Resultados: Turbina Chevron - Velocidade 0,4 m/s

Como a Turbina Chevron possui o mesmo diâmetro da Turbina Suporte e da Turbina Bordo Retangular, a potência disponível no escoamento para a velocidade de 0,4 m/s permanece inalterada em relação às configurações anteriores.

A Figura 4-15 apresenta a variação do coeficiente de potência em função do TSR.

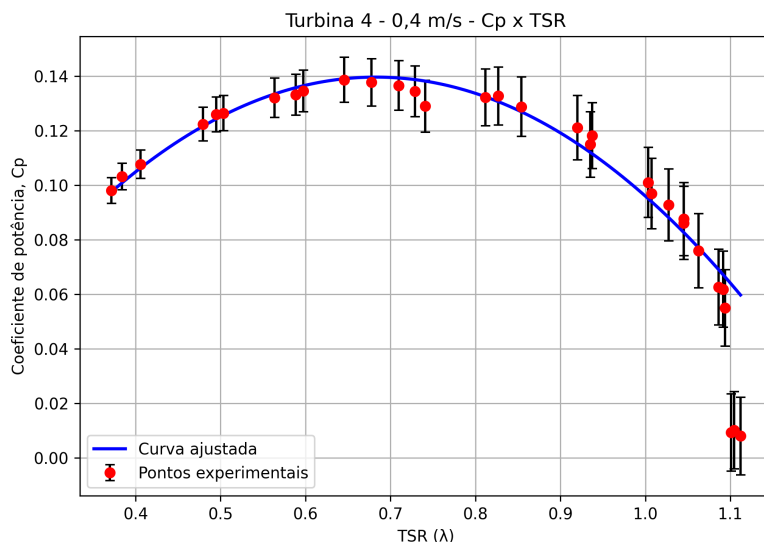


Figura 4-15: Turbina Chevron – 0,4 m/s – C_p x TSR

A Figura 4-16 apresenta a variação do coeficiente de torque em função do TSR.

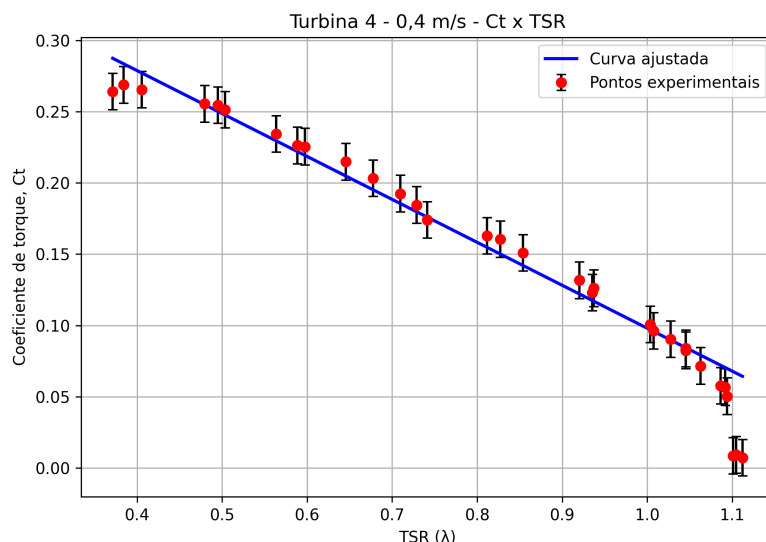


Figura 4-16: Turbina Chevron – 0,4 m/s – C_t x TSR

De forma geral, os resultados obtidos para a Turbina Chevron mantiveram o comportamento característico esperado para rotores Savonius, apresentando curvas de desempenho semelhantes às observadas para as demais configurações analisadas. Os pontos de torque nulo também apresentaram maior dispersão em relação à tendência da curva ajustada. Entretanto, verificou-se novamente um aumento dos coeficientes de potência em relação às configurações Suporte e Bordo Retangular, indicando que a geometria Chevron proporciona benefícios adicionais à conversão energética da turbina.

A partir dos pontos experimentais obtidos para a Turbina Chevron na velocidade de escoamento de 0,4 m/s, foi identificado o valor máximo do coeficiente de potência, bem como os respectivos valores de TSR, rotação e potência correspondentes a essa condição. Esse resultado é apresentado na Tabela 4-8.

Tabela 4-8: Valor máximo de C_p para a Turbina Chevron em 0,4 m/s

Parâmetro	Valor máximo	TSR	Rotação	Potência
$C_{p,max}$	0,139	0,645	23,0 RPM	0,40 W

O valor máximo de C_p obtido foi de aproximadamente 13,9%, ocorrendo em $TSR \approx 0,65$. Quando comparado ao resultado obtido para a Turbina Suporte, observa-se um aumento considerável no desempenho da turbina. Em relação à Turbina Bordo Retangular, também houve um ganho. Quando comparada à Turbina Referência, a Turbina Chevron ainda apresenta desempenho inferior.

Esse resultado de ambas as velocidades sugere que os benefícios proporcionados pelo Chevron estão associados à sua geometria serrilhada do bordo de fuga, que pode alterar a estrutura vortical da esteira e reduzir perdas associadas ao escoamento

ao redor do rotor, conforme mencionado no capítulo 2, de Fundamentos Teóricos. Sugere-se que a geometria serrilhada promoveu uma melhor interação entre turbina e escoamento do que a geometria retangular.

Entre todas as configurações modificadas avaliadas neste trabalho, a Turbina Chevron foi a que apresentou os maiores valores de coeficiente de potência, aproximando-se mais do desempenho da turbina de referência.

4.5 Discussão das Incertezas

Com base no procedimento de cálculo de incertezas descrito na Seção 3.4, são discutidas nesta seção as incertezas obtidas para os coeficientes adimensionais e sua influência sobre a interpretação dos resultados experimentais. Observa-se que os valores de incerteza associados ao coeficiente de torque (u_{C_T}) permanecem constantes dentro de cada condição de ensaio. Isso ocorre porque a expressão utilizada para sua propagação depende apenas da incerteza do torque e dos parâmetros geométricos da turbina, além da velocidade do escoamento, que são mantidos constantes ao longo de cada ensaio. Por outro lado, a incerteza associada ao coeficiente de potência (u_{C_p}) aumenta gradualmente com o aumento do TSR. Esse comportamento decorre do fato de que a potência mecânica útil depende da velocidade angular da turbina. Como a propagação de incerteza utilizada é proporcional à velocidade de rotação, valores mais elevados de TSR resultam em maiores valores de u_{C_p} .

Também verifica-se que as configurações de turbina que apresentaram menores coeficientes de potência também apresentaram maiores incertezas relativas. Esse resultado é consequência direta do fato de que turbinas menos eficientes produzem menores valores de potência e torque, tornando a incerteza proporcionalmente mais relevante. Esse comportamento foi particularmente observado para a Turbina Suporte, que apresentou os menores valores de C_p e a maior incerteza dentre as configurações analisadas.

Apesar dos valores de incerteza observados não serem desprezíveis, eles não comprometem as conclusões obtidas nas próximas seções deste trabalho. Primeiramente, os pontos experimentais apresentaram boa repetibilidade entre as diferentes repetições realizadas, resultando em curvas de desempenho consistentes e com dispersão relativamente reduzida. Além disso, as regiões de maior interesse para análise do desempenho das turbinas correspondem aos valores máximos de coeficiente de potência, que ocorrem em faixas intermediárias de TSR, onde os valores de incerteza são inferiores àqueles observados nas condições de maior velocidade de rotação.

Portanto, as diferenças observadas entre as configurações analisadas foram significativamente superiores às incertezas experimentais associadas às medições,

permitindo-se observar claramente a hierarquia de desempenho entre as configurações de turbina. Dessa forma, as tendências observadas e as conclusões apresentadas podem ser consideradas robustas frente às incertezas experimentais do sistema de medição.

4.6 Discussão dos Resultados

De forma geral, todas as turbinas apresentaram curvas de desempenho compatíveis com aquelas tipicamente observadas para rotores Savonius descritos na literatura. Em todas as configurações verificou-se um aumento inicial do coeficiente de potência com o aumento do TSR, seguido pela ocorrência de um valor máximo e posterior redução para valores mais elevados de razão de velocidade de ponta. De forma semelhante, os coeficientes de torque apresentaram tendência decrescente com o aumento do TSR, refletindo a redução da capacidade de geração de torque à medida que a velocidade de rotação aumenta. Esses comportamentos estão diretamente associados ao princípio de funcionamento de turbinas baseadas predominantemente em forças de arrasto, como é o caso dos rotores Savonius. Os ensaios realizados na velocidade de 0,4 m/s apresentaram maior dispersão dos pontos experimentais em comparação com aqueles obtidos para 0,3 m/s, principalmente nos pontos correspondentes à condição de torque nulo, nos quais a turbina opera praticamente sem carregamento mecânico e atinge suas maiores velocidades de rotação. Esse comportamento pode ser explicado pelo fato da maior velocidade aplicada tornar a turbina e o sistema mais suscetível a oscilações do escoamento, vibrações mecânicas e flutuações instantâneas da rotação, gerando perdas mecânicas. Apesar dessa dispersão adicional, o comportamento global observado permaneceu consistente entre as diferentes repetições e velocidades analisadas, como se pode observar nas Figuras 4-17, 4-18, 4-19 e 4-20, que contêm os resultados experimentais de ambas as velocidades consolidados no mesmo gráfico.

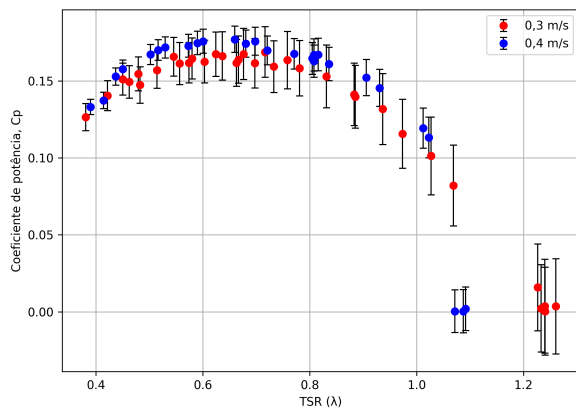
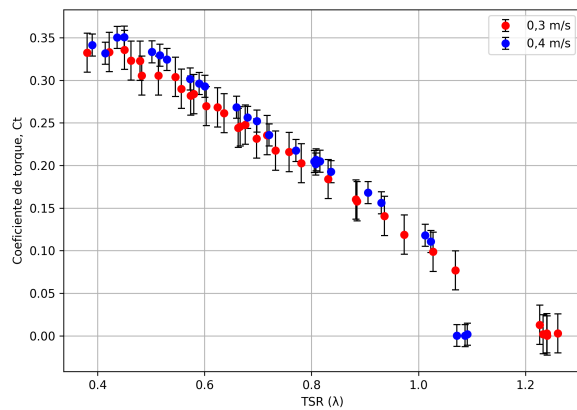
(a) C_p x TSR(b) C_t x TSR

Figura 4-17: Gráficos consolidados da Turbina Referência

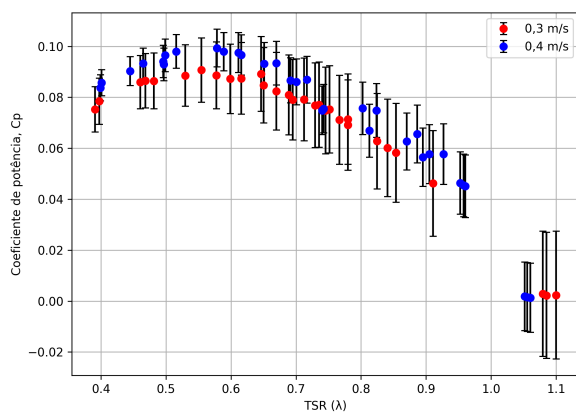
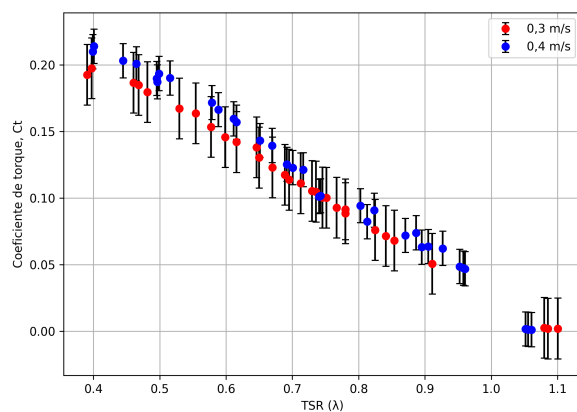
(a) C_p x TSR(b) C_t x TSR

Figura 4-18: Gráficos consolidados da Turbina Suporte.

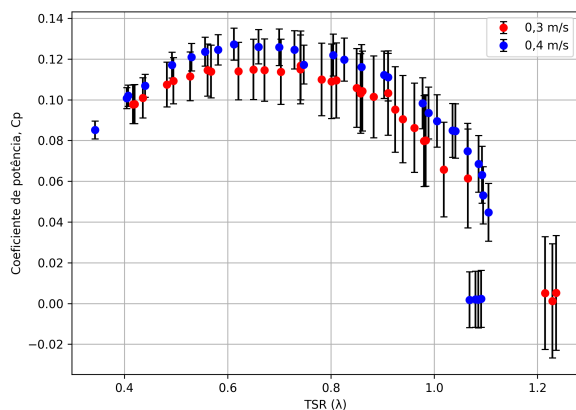
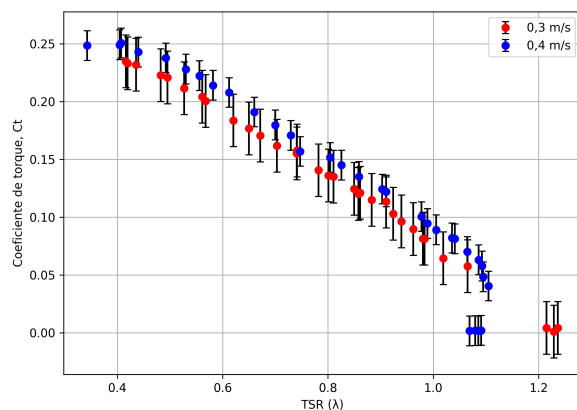
(a) C_p x TSR(b) C_t x TSR

Figura 4-19: Gráficos consolidados da Turbina Bordo Retangular.

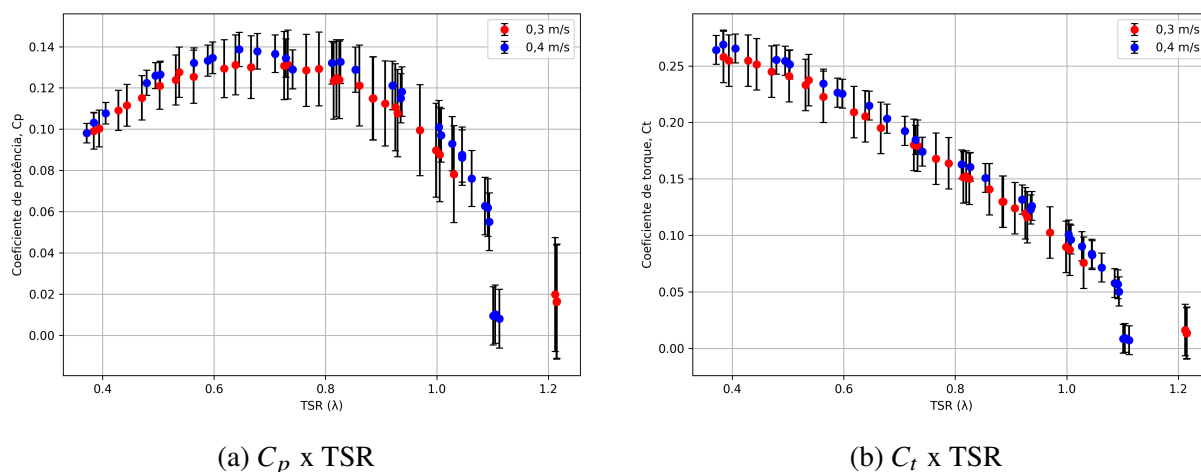


Figura 4-20: Gráficos consolidados da Turbina Chevron

A Tabela 4-9 apresenta um resumo dos valores máximos do coeficiente de potência obtidos para todas as configurações avaliadas, enquanto a Tabela 4-10 traz as respectivas potências úteis máximas. Observa-se que a Turbina Referência apresentou os maiores valores de $C_{p,max}$ e potência, enquanto a Turbina Suporte apresentou os menores valores. As configurações com bordo de fuga ocuparam posições intermediárias, sendo a Turbina Chevron superior à Turbina Bordo Retangular.

Tabela 4-9: Valores médios de coeficiente de potência máximo para as diferentes configurações avaliadas

Turbina	$C_{p,max}$ médio
Referência	0,173
Suporte	0,0950
Bordo Retangular	0,122
Chevron	0,135

Tabela 4-10: Potência mecânica máxima obtida para cada configuração de turbina

Turbina	0,3 m/s (W)	0,4 m/s (W)
Turbina Referência	0,21	0,51
Turbina Suporte	0,11	0,29
Turbina Bordo Retangular	0,14	0,37
Turbina Chevron	0,16	0,40

A comparação entre a Turbina Referência e a Turbina Suporte permite avaliar diretamente o impacto da introdução do suporte utilizado para a instalação dos bordos de fuga. Os resultados mostram que a simples adição do suporte provocou uma redução significativa de 45% do desempenho da turbina, quando comparados

os valores de $C_{p,max}$ médios de cada uma. As perdas observadas são expressivas e indicam que o suporte provocou alterações hidrodinâmicas significativas no escoamento ao redor das pás, que possivelmente aumentaram as perdas por arrasto e a intensidade dos vórtices gerados na esteira da turbina. A incorporação do suporte introduziu descontinuidades geométricas caracterizadas por transições abruptas e cantos vivos, especialmente na região côncava das pás. Essas alterações geométricas podem ter perturbado o escoamento ao longo da superfície do rotor, aumentando as perdas hidrodinâmicas associadas à separação do escoamento e contribuindo para a redução significativa do coeficiente de potência observada experimentalmente.

A instalação do bordo de fuga retangular permitiu recuperar parte do desempenho perdido pela introdução do suporte. A Tabela 4-11 apresenta os ganhos obtidos da turbina Bordo Retangular em relação à configuração Suporte.

Tabela 4-11: Comparação do desempenho da Turbina Bordo Retangular em relação à Turbina Suporte

$C_{p,max}$ médio Suporte	$C_{p,max}$ médio Retangular	Ganho (%)
0,0950	0,122	28,5

Observa-se que a instalação do bordo de fuga retangular proporcionou ganhos próximos a 29%. A instalação do bordo de fuga retangular suaviza as transições abruptas introduzidas pelo suporte, o que pode contribuir para uniformizar o escoamento e reduzir as perdas hidrodinâmicas, explicando o aumento de eficiência observado experimentalmente.

Os melhores resultados dentre as configurações modificadas foram obtidos pela Turbina Chevron. A Tabela 4-12 apresenta uma comparação entre os valores máximos de coeficiente de potência obtidos para a Turbina Suporte e para a Turbina Chevron.

Tabela 4-12: Comparação do desempenho da Turbina Chevron em relação à Turbina Suporte

$C_{p,max}$ médio Suporte	$C_{p,max}$ médio Chevron	Ganho (%)
0,0950	0,135	42,1

Quando comparados à Turbina Suporte, os ganhos proporcionados pela geometria Chevron foram superiores aos observados para o bordo de fuga retangular. Esse resultado sugere que os benefícios observados não estão associados apenas ao aumento da área efetiva da pá ou à sua extensão geométrica, mas também à própria geometria serrilhada do bordo de fuga. A comparação direta entre as configurações Chevron e Bordo Retangular reforça essa interpretação. Conforme apresentado na

Tabela 4-13, a geometria Chevron apresentou desempenho aproximadamente 11% superior em relação à geometria retangular.

Tabela 4-13: Comparação entre os bordos de fuga avaliados

$C_{p,max}$ médio Retangular	$C_{p,max}$ médio Chevron	Ganho (%)
0,122	0,135	10,6

A superioridade do bordo de fuga Chevron ante ao Retangular nas duas velocidades reforça a hipótese apresentada na fundamentação teórica de que geometrias serrilhadas podem modificar a estrutura vortical da esteira e promover uma interação mais favorável entre o rotor e o escoamento. Embora o presente trabalho não tenha realizado medições do campo de velocidades ou visualizações da esteira, os ganhos observados sugerem que a geometria Chevron contribuiu para uma redução das perdas hidrodinâmicas associadas ao escoamento ao redor das pás com o suporte.

Apesar dos ganhos obtidos com a instalação dos bordos de fuga, nenhuma das configurações modificadas foi capaz de superar o desempenho da Turbina Referência. A Tabela 4-14 apresenta a redução percentual entre os valores máximos de coeficiente de potência obtidos para a Turbina Referência e para as configurações modificadas.

Tabela 4-14: Redução média do $C_{p,max}$ em relação à Turbina Referência

Configuração	Redução Média de $C_{p,max}$ (%)
Suporte	45,1
Bordo Retangular	29,5
Chevron	22,0

Esses resultados indicam que, embora os bordos de fuga tenham sido capazes de recuperar uma parcela significativa das perdas introduzidas pelo suporte, especialmente o Chevron, os benefícios obtidos não foram suficientes para restabelecer completamente o desempenho da geometria original. Dessa forma, a configuração convencional da turbina permaneceu como a mais eficiente dentre todas as geometrias avaliadas neste trabalho. Esse comportamento comprova que, para as geometrias de suporte e de bordos de fuga desenvolvidas neste trabalho, os efeitos negativos introduzidos pelo suporte são mais significativos do que os benefícios proporcionados pelos bordos de fuga. Além disso, pequenas imperfeições associadas ao processo de fabricação por impressão 3D, montagem e encaixe entre o suporte e o bordo de fuga podem ter introduzido descontinuidades geométricas adicionais, favorecendo um escoamento menos uniforme ao redor das pás e contribuindo para a manutenção de perdas hidrodinâmicas no rotor.

Portanto, considerando as quatro configurações avaliadas, a seguinte ordem de desempenho foi observada para ambas as velocidades de escoamento: Turbina Referência, Turbina Chevron, Turbina Bordo Retangular e Turbina Suporte. A manutenção dessa mesma hierarquia para as duas velocidades analisadas reforça a consistência dos resultados experimentais obtidos.

Um resumo dos resultados discutidos nesta seção é apresentado na Figura 4-21. Observa-se claramente a hierarquia de desempenho entre as configurações avaliadas, com a Turbina Referência apresentando os maiores valores de coeficiente de potência, seguida pelas configurações Chevron, Bordo Retangular e Suporte.

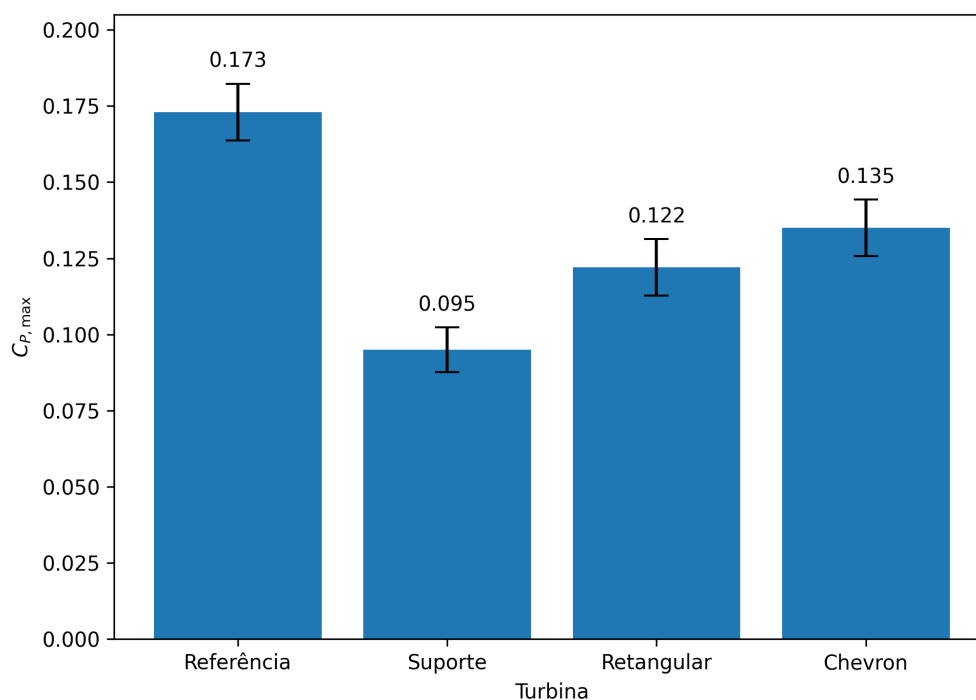


Figura 4-21: Resumo das comparações entre a performance das turbinas

5 Conclusão

Este trabalho teve como objetivo investigar experimentalmente a influência de diferentes geometrias de bordo de fuga sobre o desempenho de turbinas hidrocínicas do tipo Savonius, avaliando uma turbina de referência e três configurações modificadas: Turbina Suporte, Turbina Bordo Retangular e Turbina Chevron. Os ensaios foram realizados em canal de água para velocidades de escoamento de 0,3 m/s e 0,4 m/s, permitindo a determinação dos coeficientes de potência e torque em função do TSR e a comparação direta entre as diferentes configurações geométricas.

De forma geral, todas as turbinas apresentaram curvas de desempenho compatíveis com aquelas tipicamente reportadas na literatura para rotores Savonius. Os resultados demonstraram que a introdução do suporte para instalação dos bordos de fuga provocou uma redução significativa do desempenho da turbina, com diminuição de aproximadamente 45% no coeficiente de potência máximo da Turbina Suporte em relação à Turbina Referência. A instalação dos bordos de fuga foi capaz de recuperar parte do desempenho perdido pela introdução do suporte. O bordo de fuga retangular apresentou ganhos consistentes em relação à Turbina Suporte, enquanto a configuração Chevron apresentou os melhores resultados dentre todas as geometrias modificadas, indicando que a geometria serrilhada possui potencial para influenciar positivamente a interação entre o rotor e o escoamento. Entretanto, apesar dos ganhos observados, nenhuma das configurações modificadas foi capaz de superar o desempenho da Turbina Referência. Esse resultado sugere que os efeitos negativos introduzidos pelo suporte foram mais significativos do que os benefícios proporcionados pelos bordos de fuga avaliados.

Uma possível explicação para esse comportamento está associada às alterações geométricas introduzidas pelo suporte, que cria transições abruptas e cantos vivos na região das pás, modificando a continuidade geométrica originalmente presente na turbina de referência. Essas descontinuidades podem favorecer a separação do escoamento, aumentar as perdas hidrodinâmicas e alterar a formação de estruturas de vórtices ao redor do rotor (WHITE, 2010). Adicionalmente, pequenas imperfeições de impressão 3D e montagem na interface entre o suporte e os bordos de fuga podem ter contribuído para a formação de regiões de escoamento menos uniforme, reduzindo parte dos benefícios esperados com a instalação dos bordos. Dessa forma,

os resultados sugerem que ainda existe margem para aperfeiçoamento da geometria de fixação e da qualidade construtiva do conjunto. É possível que a utilização de geometrias de suporte menos invasivas reduza os efeitos prejudiciais introduzidos pela estrutura de fixação, permitindo que os ganhos associados aos bordos de fuga se sobressaiam no desempenho da turbina. Apesar das limitações observadas, os resultados obtidos demonstram que modificações na geometria do bordo de fuga podem influenciar significativamente o desempenho de turbinas hidrocínéticas, podendo representar uma alternativa promissora para o desenvolvimento de turbinas hidrocínéticas mais eficientes.

Sob uma perspectiva mais ampla, este trabalho está inserido no contexto da transição energética e da busca por fontes renováveis capazes de complementar a matriz energética global. Embora a potência gerada pelas turbinas avaliadas neste estudo seja relativamente baixa, esse nível de potência pode ser suficiente para alimentar equipamentos de baixa demanda energética instalados em ambientes remotos ou de difícil acesso, como sensores de monitoramento e de detecção de vazamento. Dessa forma, turbinas hidrocínéticas de pequeno porte podem atuar como fontes locais de energia, reduzindo a dependência de baterias e a necessidade de operações periódicas de manutenção para substituição ou recarga desses sistemas.

Como primeira recomendação para trabalhos futuros, destaca-se o desenvolvimento de rotores nos quais os bordos de fuga sejam incorporados diretamente à geometria da pá durante o processo de fabricação, eliminando a necessidade do suporte utilizado neste trabalho. Embora essa abordagem aumente a complexidade construtiva e reduza a flexibilidade para substituição dos bordos, ela pode minimizar, ou até mesmo eliminar as perdas hidrodinâmicas associadas às descontinuidades geométricas. Assim, os bordos de fuga deixariam de atuar na compensação das perdas introduzidas pelo suporte e passariam a contribuir de forma mais efetiva para o aprimoramento do desempenho da turbina.

Também recomenda-se a investigação de novas geometrias de bordo de fuga, incluindo configurações inspiradas em dispositivos já empregados em aplicações aeronáuticas e eólicas, como *Gurney Flaps* e geradores de vórtices (*Vortex Generators*). Adicionalmente, pode ser interessante avaliar combinações de diferentes geometrias de bordo de fuga em uma mesma turbina, verificando se a utilização simultânea de múltiplos bordos podem produzir efeitos positivos em conjunto sobre o desempenho das turbinas. Outra possibilidade consiste na otimização da própria geometria Chevron. Parâmetros como o número de triângulos, altura dos triângulos e espaçamento podem influenciar o comportamento do escoamento e valem uma investigação maior.

Por fim, recomenda-se a realização de estudos numéricos utilizando CFD para investigar detalhadamente o escoamento ao redor das diferentes configurações

avaliadas. Simulações desse tipo permitiriam visualizar a formação da esteira, identificar regiões de separação do escoamento e quantificar a geração de vórtices. Com isso, seria possível compreender com maior profundidade os mecanismos físicos responsáveis pelos resultados observados experimentalmente, fornecendo subsídios para o desenvolvimento de novas soluções geométricas e para a otimização futura de turbinas hidrocinéticas.

Portanto, o presente trabalho contribui para o entendimento dos efeitos de modificações em bordos de fuga aplicadas a turbinas hidrocinéticas do tipo Savonius, fornecendo uma base experimental promissora para o desenvolvimento de configurações mais eficientes para aplicações de geração de energia em ambientes submarinos.

Referências Bibliográficas

BAHAJ, AbuBakr S. Generating electricity from the oceans. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, n. 7, p. 3399–3416, 2011. ISSN 1364-0321. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.04.032>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032111001900>.

BETZ, A. **Introduction to the Theory of Flow Machines**. [S. l.]: Pergamon Press, 1966.

BIANCHIN, Lucas; BECK, Daniel; SEIDEL, Denílson. INFLUÊNCIA DA RAZÃO DE SOBREPOSIÇÃO NO TORQUE ESTÁTICO DA TURBINA SAVONIUS. **HOLOS**, v. 6, p. 1–13, dez. 2020. DOI: 10.15628/holos.2020.9891.

BIANCHIN, Lucas; BECK, Daniel; SEIDEL, Denílson. Influência do número de estágios no torque estático da turbina eólica Savonius. **Revista Thema**, v. 17, p. 309–317, jun. 2020. DOI: 10.15536/thema.V17.2020.309-317.1390.

BOTAN, Antonio *et al.* ENERGIA HIDROCINÉTICA: APROVEITAMENTO EM CORRENTES DE BAIXAS VELOCIDADES. *In:*

BURTON, Tony *et al.* The Wind Energy Handbook. *In:* [s. l.: s. n.], jan. 2001. v. 1. DOI: 10.1002/0470846062.

CHICA, Edwin; RUBIO-CLEMENTE, Ainhoa. Computational Fluid Dynamic Simulation of Vertical Axis Hydrokinetic Turbines. *In:* [s. l.: s. n.], set. 2019. ISBN 978-1-83880-749-8. DOI: 10.5772/intechopen.89184.

DAMAK, A.; DRISS, Z.; ABID, M.S. Experimental investigation of helical Savonius rotor with a twist of 180°. **Renewable Energy**, v. 52, p. 136–142, 2013. ISSN 0960-1481. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.10.043>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S096014811200688X>.

DHC EVER SAVING. **Tipos de Turbinas Eólicas HAWT, VAWT e Mais Explorados**. 2024. Disponível em:

<https://www.dhceversaving.com/pt/types-of-wind-turbines>. Acesso em: 7 maio 2026.

DIDANE, Djamal Hissein *et al.* Recent Progress in Design and Performance Analysis of Vertical-Axis Wind Turbines—A Comprehensive Review. **Processes**, v. 12, n. 6, 2024. ISSN 2227-9717. DOI: 10.3390/pr12061094. Disponível em: <https://www.mdpi.com/2227-9717/12/6/1094>.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanco Energético Nacional 2025: Ano base 2024**. Rio de Janeiro, 2025. p. 320. Disponível em: <http://www.epe.gov.br>.

ENERGYENCYCLOPEDIA.COM. **Savonius Wind Turbine**. 2024. Disponível em: <https://energyencyclopedia.com>. Acesso em: 8 maio 2026.

GAO, Linyue *et al.* Effects of vortex generators on a blunt trailing-edge airfoil for wind turbines. **Renewable Energy**, v. 76, p. 303–311, 2015. ISSN 0960-1481. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.11.043>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148114007587>.

GU, Ya-jing *et al.* Status and Challenges of Marine Current Turbines: A Global Review. **Journal of Marine Science and Engineering**, v. 12, p. 884, maio 2024. DOI: 10.3390/jmse12060884.

HOWE, M.S. Aerodynamic noise of a serrated trailing edge. **Journal of Fluids and Structures**, v. 5, n. 1, p. 33–45, 1991. ISSN 0889-9746. DOI: [https://doi.org/10.1016/0889-9746\(91\)80010-B](https://doi.org/10.1016/0889-9746(91)80010-B). Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/088997469180010B>.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **World Energy Balances**. Paris: [s. n.], 2025. Dados da matriz energética mundial referentes a 2023. Acesso em: 10 jul. 2026. Disponível em: <https://www.iea.org/data-and-statistics/data-product/world-energy-balances>.

JCGM. **Avaliação de dados de medição: Guia para a expressão de incerteza de medição**. [S. l.], 2012. Tradução da 1. ed. do BIPM de 2008. Disponível em: https://www.gov.br/inmetro/pt-br/centrais-de-conteudo/publicacoes/documentos-tecnicos-em-metrologia/gum_final.pdf.

KAHN, Daniel; DAM, C.P. van; BERG, Dale. Trailing edge modifications for flatback airfoils, jan. 2008. DOI: 10.2172/932882.

KAMOJI, M.A.; KEDARE, S.B.; PRABHU, S. Experimental investigations on single stage modified Savonius rotor. **Applied Energy**, v. 86, p. 1064–1073, jul. 2009. DOI: 10.1016/j.apenergy.2008.09.019.

KHAN, M.J. *et al.* Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review. **Applied Energy**, v. 86, n. 10, p. 1823–1835, 2009. ISSN 0306-2619. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.02.017>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261909000713>.

KOZAK, Peter. **Effects of Unsteady Aerodynamics on Vertical-Axis Wind Turbine Performance**. Jun. 2014. Tese (Doutorado).

KUMAR, Anuj; SAINI, R.P. Performance parameters of Savonius type hydrokinetic turbine – A Review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 64, p. 289–310, out. 2016. DOI: 10.1016/j.rser.2016.06.005.

MANOLESOS, M. *et al.* Using vortex generators for flow separation control on tidal turbine profiles and blades. **Renewable Energy**, v. 205, p. 1025–1039, 2023. ISSN 0960-1481. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2023.02.009>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148123001544>.

MANWELL, James; MCGOWAN, Jon; ROGERS, A. **Wind Energy Explained: Theory, Design and Application**. [S. l.: s. n.], dez. 2009. ISBN 9780470015001. DOI: 10.1002/9781119994367.

MORRIS, Alan S.; LANGARI, Reza. Chapter 18 - Mass, Force, and Torque Measurement. *In*: MEASUREMENT and Instrumentation. Boston: Butterworth-Heinemann, 2012. p. 477–496. ISBN 978-0-12-381960-4. DOI: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-381960-4.00018-8>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780123819604000188>.

OERLEMANS, Stefan *et al.* Reduction of Wind Turbine Noise Using Optimized Airfoils and Trailing-Edge Serrations. **Aiaa Journal - AIAA J**, v. 47, p. 1470–1481, jun. 2009. DOI: 10.2514/1.38888.

PAN, Jingna; FERREIRA, Carlos; ZUIJLEN, Alexander. Performance analysis of an idealized Darrieus–Savonius combined vertical axis wind turbine. **Wind Energy**, v. 27, n/a–n/a, mar. 2024. DOI: 10.1002/we.2904.

SANGHYEON, Kim; CHEONG, Cheolung. Numerical Analysis on the Low Noise Designs of Savonius Wind Turbines by Inducing Phase Difference in Vortex

Shedding. **Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A**, v. 38, mar. 2014. DOI: 10.3795/KSME-A.2014.38.3.269.

STAVROPOULOS, G. N. *et al.* **Subsea Electrical Power Generation for Localised Subsea Applications**. [S. l.: s. n.], 2003. Technical report.

WHITE, Frank M. **Fluid Mechanics**. 7. ed. New York: McGraw-Hill, 2010.

YE, Xuemin *et al.* Effect of serrated trailing-edge blades on aerodynamic noise of an axial fan. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 36, p. 2937–2948, jun. 2022. DOI: 10.1007/s12206-022-0526-7.

APÊNDICE A: Dados Experimentais

A.1 Turbina Referência - Velocidade 0,3 m/s

N	U (m/s)	T (Nm)	P (W)	RPM	TSR	C_p	C_t
1	0,3	0,145	0,155	10,2	0,381	0,127	0,332
2	0,3	0,145	0,172	11,3	0,422	0,141	0,333
3	0,3	0,140	0,190	12,9	0,479	0,155	0,323
4	0,3	0,133	0,192	13,8	0,514	0,157	0,306
5	0,3	0,123	0,198	15,4	0,574	0,162	0,282
6	0,3	0,117	0,199	16,2	0,603	0,163	0,270
7	0,3	0,106	0,198	17,8	0,663	0,162	0,244
8	0,3	0,101	0,198	18,8	0,697	0,162	0,232
10	0,3	0,0517	0,142	26,2	0,973	0,116	0,119
11	0,3	0,00563	0,0194	33,0	1,23	0,0159	0,0129
1	0,3	0,146	0,185	12,1	0,450	0,151	0,336
2	0,3	0,132	0,203	14,7	0,545	0,166	0,304
3	0,3	0,117	0,205	16,8	0,624	0,167	0,268
4	0,3	0,102	0,207	19,3	0,717	0,169	0,236
5	0,3	0,0882	0,194	21,0	0,781	0,158	0,203
6	0,3	0,0696	0,173	23,7	0,883	0,141	0,160
7	0,3	0,000120	0,000420	33,4	1,24	0,000343	0,000276
1	0,3	0,141	0,183	12,4	0,462	0,149	0,323
2	0,3	0,123	0,202	15,6	0,580	0,165	0,284
3	0,3	0,107	0,201	17,9	0,666	0,164	0,246
4	0,3	0,0946	0,195	19,7	0,733	0,159	0,218
5	0,3	0,0687	0,171	23,8	0,885	0,140	0,158
6	0,3	0,000782	0,00272	33,2	1,23	0,00222	0,00180
1	0,3	0,124	0,163	12,5	0,482	0,147	0,306
2	0,3	0,118	0,179	14,5	0,556	0,161	0,290
3	0,3	0,106	0,184	16,5	0,636	0,166	0,261
4	0,3	0,101	0,185	17,6	0,676	0,168	0,248
5	0,3	0,0877	0,181	19,7	0,758	0,164	0,216
6	0,3	0,0748	0,169	21,6	0,831	0,153	0,184
7	0,3	0,0572	0,146	24,3	0,936	0,132	0,141
8	0,3	0,0401	0,112	26,7	1,03	0,101	0,0987
9	0,3	0,0312	0,0909	27,8	1,07	0,0821	0,0768
10	0,3	0,00114	0,00392	32,8	1,26	0,00354	0,00281
11	0,3	0,00119	0,00403	32,2	1,24	0,00364	0,00294

A.2 Turbina Referência - Velocidade 0,4 m/s

N	U (m/s)	T (Nm)	P (W)	RPM	TSR	C_p	C_t
1	0,4	0,271	0,444	15,7	0,437	0,153	0,350
2	0,4	0,251	0,499	19,0	0,529	0,172	0,325
3	0,4	0,233	0,502	20,6	0,573	0,173	0,302
4	0,4	0,208	0,514	23,7	0,660	0,177	0,269
5	0,4	0,182	0,493	25,8	0,720	0,170	0,236
6	0,4	0,158	0,486	29,3	0,816	0,167	0,205
7	0,4	0,130	0,442	32,5	0,906	0,152	0,168
8	0,4	0,0912	0,347	36,3	1,01	0,119	0,118
9	0,4	0,000249	0,00102	39,0	1,09	0,000350	0,000322
1	0,4	0,264	0,387	14,0	0,390	0,133	0,342
2	0,4	0,258	0,486	18,0	0,502	0,167	0,333
3	0,4	0,229	0,507	21,1	0,590	0,175	0,296
4	0,4	0,198	0,506	24,4	0,680	0,174	0,256
5	0,4	0,158	0,478	28,9	0,805	0,165	0,205
6	0,4	0,121	0,422	33,4	0,931	0,145	0,156
7	0,4	0,0857	0,329	36,7	1,02	0,113	0,111
8	0,4	0,000264	0,00106	38,4	1,07	0,000366	0,000342
1	0,4	0,256	0,399	14,9	0,414	0,137	0,332
2	0,4	0,271	0,458	16,1	0,450	0,158	0,351
3	0,4	0,255	0,494	18,5	0,516	0,170	0,330
4	0,4	0,226	0,511	21,5	0,600	0,176	0,293
5	0,4	0,195	0,511	25,0	0,698	0,176	0,252
6	0,4	0,168	0,487	27,6	0,771	0,168	0,218
7	0,4	0,156	0,473	29,0	0,808	0,163	0,202
8	0,4	0,149	0,468	30,0	0,836	0,161	0,193
9	0,4	0,160	0,485	29,0	0,808	0,167	0,207
10	0,4	0,00135	0,00555	39,1	1,09	0,00191	0,00175

A.3 Turbina Suporte - Velocidade 0,3 m/s

N	U (m/s)	T (Nm)	P (W)	RPM	TSR	C_p	C_t
1	0,3	0,0819	0,106	12,3	0,461	0,0859	0,187
2	0,3	0,0734	0,109	14,2	0,529	0,0886	0,167
3	0,3	0,0640	0,107	16,0	0,599	0,0873	0,146
4	0,3	0,0572	0,104	17,4	0,650	0,0847	0,130
5	0,3	0,0499	0,0973	18,6	0,695	0,0791	0,114
6	0,3	0,0460	0,0948	19,7	0,736	0,0771	0,105
7	0,3	0,0407	0,0876	20,5	0,767	0,0712	0,0928
8	0,3	0,0314	0,0740	22,5	0,841	0,0601	0,0715
9	0,3	0,0223	0,0569	24,4	0,911	0,0462	0,0507
10	0,3	0,000901	0,00274	29,1	1,09	0,00223	0,00205
1	0,3	0,0845	0,0926	10,5	0,391	0,0752	0,193
2	0,3	0,0788	0,106	12,9	0,481	0,0864	0,180
3	0,3	0,0673	0,109	15,5	0,577	0,0886	0,153
4	0,3	0,0606	0,110	17,3	0,646	0,0892	0,138
5	0,3	0,0516	0,0996	18,4	0,689	0,0809	0,117
6	0,3	0,0462	0,0946	19,5	0,729	0,0768	0,105
7	0,3	0,0440	0,0927	20,1	0,751	0,0753	0,100
8	0,3	0,0402	0,0879	20,9	0,780	0,0714	0,0916
9	0,3	0,0299	0,0716	22,9	0,854	0,0582	0,0682
10	0,3	0,00115	0,00347	28,9	1,08	0,00282	0,00261
1	0,3	0,0866	0,0965	10,6	0,398	0,0784	0,197
2	0,3	0,0811	0,106	12,5	0,468	0,0865	0,185
3	0,3	0,0718	0,112	14,8	0,554	0,0907	0,164
4	0,3	0,0623	0,108	16,5	0,616	0,0874	0,142
5	0,3	0,0540	0,101	17,9	0,670	0,0824	0,123
6	0,3	0,0487	0,0974	19,1	0,713	0,0791	0,111
7	0,3	0,0441	0,0921	20,0	0,746	0,0748	0,100
8	0,3	0,0389	0,0851	20,9	0,780	0,0691	0,0886
9	0,3	0,0334	0,0772	22,1	0,825	0,0628	0,0761
10	0,3	0,000925	0,00285	29,5	1,10	0,00232	0,00211

A.4 Turbina Suporte - Velocidade 0,4 m/s

N	U (m/s)	T (Nm)	P (W)	RPM	TSR	C_p	C_t
1	0,4	0,157	0,272	16,6	0,465	0,0933	0,201
2	0,4	0,148	0,274	17,7	0,496	0,0941	0,190
3	0,4	0,124	0,285	21,8	0,612	0,0975	0,159
4	0,4	0,109	0,272	23,9	0,670	0,0934	0,139
5	0,4	0,0946	0,253	25,6	0,716	0,0869	0,121
6	0,4	0,0789	0,218	26,4	0,740	0,0749	0,101
7	0,4	0,0709	0,218	29,4	0,824	0,0748	0,0909
8	0,4	0,0577	0,191	31,6	0,886	0,0656	0,0740
9	0,4	0,0486	0,168	33,1	0,927	0,0577	0,0622
10	0,4	0,0366	0,131	34,3	0,960	0,0451	0,0469
11	0,4	0,000962	0,00381	37,9	1,06	0,00131	0,00123
1	0,4	0,159	0,263	15,9	0,445	0,0903	0,203
2	0,4	0,149	0,271	17,7	0,496	0,0929	0,187
3	0,4	0,129	0,286	21,0	0,589	0,0979	0,166
4	0,4	0,115	0,272	23,2	0,651	0,0932	0,143
5	0,4	0,102	0,253	24,7	0,692	0,0867	0,125
6	0,4	0,0868	0,220	26,5	0,742	0,0755	0,102
7	0,4	0,0679	0,195	29,0	0,813	0,0669	0,0823
8	0,4	0,0485	0,165	32,0	0,895	0,0565	0,0631
9	0,4	0,0371	0,132	34,2	0,958	0,0454	0,0474
10	0,4	0,00111	0,00447	37,7	1,06	0,00153	0,00145
1	0,4	0,164	0,244	14,2	0,399	0,0838	0,210
2	0,4	0,151	0,282	17,8	0,499	0,0965	0,193
3	0,4	0,134	0,290	20,7	0,579	0,0993	0,172
4	0,4	0,148	0,286	18,4	0,516	0,0980	0,190
5	0,4	0,167	0,250	14,3	0,401	0,0857	0,214
6	0,4	0,122	0,282	22,0	0,616	0,0966	0,157
7	0,4	0,0958	0,251	25,0	0,701	0,0860	0,123
8	0,4	0,0736	0,221	28,7	0,803	0,0757	0,0943
9	0,4	0,0562	0,183	31,1	0,870	0,0627	0,0720
10	0,4	0,0497	0,168	32,3	0,905	0,0577	0,0637
11	0,4	0,0380	0,135	34,0	0,952	0,0463	0,0486
12	0,4	0,00138	0,00543	37,5	1,05	0,00186	0,00177

A.5 Turbina Bordo Retangular - Velocidade 0,3 m/s

N	U (m/s)	T (Nm)	P (W)	RPM	TSR	C_p	C_t
1	0,3	0,102	0,124	11,7	0,435	0,101	0,232
2	0,3	0,0929	0,137	14,1	0,527	0,112	0,212
3	0,3	0,0806	0,140	16,6	0,621	0,114	0,184
4	0,3	0,0710	0,140	18,8	0,703	0,114	0,162
5	0,3	0,0617	0,135	20,9	0,782	0,110	0,141
6	0,3	0,0546	0,130	22,7	0,850	0,106	0,124
7	0,3	0,0504	0,125	23,6	0,883	0,101	0,115
8	0,3	0,0394	0,106	25,7	0,962	0,0863	0,0897
9	0,3	0,0283	0,0809	27,3	1,02	0,0658	0,0646
10	0,3	0,00182	0,00619	32,5	1,21	0,00503	0,00414
1	0,3	0,103	0,120	11,1	0,416	0,0978	0,235
2	0,3	0,0970	0,135	13,3	0,495	0,109	0,221
3	0,3	0,0896	0,141	15,0	0,561	0,115	0,204
4	0,3	0,0749	0,141	18,0	0,671	0,115	0,171
5	0,3	0,0681	0,141	19,8	0,741	0,115	0,155
6	0,3	0,0593	0,135	21,7	0,811	0,109	0,135
7	0,3	0,0532	0,128	23,0	0,861	0,104	0,121
8	0,3	0,0452	0,117	24,7	0,924	0,0952	0,103
9	0,3	0,0357	0,0982	26,3	0,980	0,0798	0,0813
10	0,3	0,00185	0,00640	33,1	1,24	0,00520	0,00420
1	0,3	0,102	0,120	11,2	0,420	0,0979	0,233
2	0,3	0,0978	0,132	12,9	0,482	0,107	0,223
3	0,3	0,0880	0,140	15,2	0,568	0,114	0,201
4	0,3	0,0776	0,141	17,4	0,650	0,115	0,177
5	0,3	0,0692	0,144	19,8	0,741	0,117	0,158
6	0,3	0,0598	0,134	21,4	0,801	0,109	0,136
7	0,3	0,0528	0,127	23,0	0,858	0,103	0,120
8	0,3	0,0498	0,127	24,4	0,910	0,103	0,113
9	0,3	0,0423	0,111	25,1	0,939	0,0905	0,0963
10	0,3	0,0357	0,0984	26,3	0,984	0,0800	0,0813
11	0,3	0,0253	0,0755	28,5	1,07	0,0614	0,0576
12	0,3	0,000439	0,00151	32,9	1,23	0,00123	0,00100

A.6 Turbina Bordo Retangular - Velocidade 0,4 m/s

N	U (m/s)	T (Nm)	P (W)	RPM	TSR	C_p	C_t
1	0,4	0,194	0,294	14,4	0,404	0,101	0,249
2	0,4	0,178	0,353	18,9	0,530	0,121	0,228
3	0,4	0,162	0,371	21,9	0,612	0,127	0,208
4	0,4	0,133	0,363	26,0	0,729	0,125	0,171
5	0,4	0,113	0,349	29,5	0,826	0,120	0,145
6	0,4	0,0952	0,324	32,5	0,911	0,111	0,122
7	0,4	0,0784	0,287	34,9	0,977	0,0983	0,101
8	0,4	0,0640	0,248	37,0	1,04	0,0849	0,0820
9	0,4	0,0451	0,184	39,0	1,09	0,0631	0,0578
10	0,4	0,00160	0,00654	38,9	1,09	0,00224	0,00206
1	0,4	0,196	0,298	14,5	0,407	0,102	0,251
2	0,4	0,186	0,341	17,6	0,492	0,117	0,238
3	0,4	0,167	0,363	20,8	0,582	0,125	0,214
4	0,4	0,140	0,367	25,0	0,700	0,126	0,180
5	0,4	0,118	0,356	28,7	0,804	0,122	0,152
6	0,4	0,0970	0,327	32,2	0,903	0,112	0,124
7	0,4	0,0695	0,261	35,9	1,01	0,0896	0,0891
8	0,4	0,0548	0,218	38,0	1,06	0,0748	0,0702
9	0,4	0,0378	0,155	39,1	1,09	0,0530	0,0485
10	0,4	0,00146	0,00591	38,5	1,08	0,00202	0,00188
11	0,4	0,00130	0,00518	38,1	1,07	0,00177	0,00166
1	0,4	0,194	0,249	12,2	0,343	0,0852	0,248
2	0,4	0,190	0,312	15,7	0,440	0,107	0,243
3	0,4	0,174	0,361	19,8	0,556	0,124	0,222
4	0,4	0,149	0,368	23,6	0,660	0,126	0,191
5	0,4	0,122	0,342	26,7	0,747	0,117	0,157
6	0,4	0,105	0,339	30,7	0,859	0,116	0,135
7	0,4	0,0738	0,273	35,3	0,989	0,0935	0,0945
8	0,4	0,0634	0,247	37,2	1,04	0,0846	0,0813
9	0,4	0,0492	0,200	38,8	1,09	0,0685	0,0631
10	0,4	0,0316	0,130	39,4	1,10	0,0447	0,0405
11	0,4	0,00132	0,00536	38,8	1,09	0,00184	0,00169

A.7 Turbina Chevron - Velocidade 0,3 m/s

N	U (m/s)	T (Nm)	P (W)	RPM	TSR	C_p	C_t
1	0,3	0,113	0,122	10,3	0,384	0,0991	0,258
2	0,3	0,110	0,137	11,9	0,444	0,112	0,251
3	0,3	0,104	0,157	14,4	0,537	0,128	0,237
4	0,3	0,0918	0,159	16,6	0,618	0,129	0,209
5	0,3	0,0787	0,162	19,6	0,733	0,131	0,179
6	0,3	0,0659	0,152	22,1	0,825	0,124	0,150
7	0,3	0,0618	0,149	23,1	0,861	0,121	0,141
8	0,3	0,0544	0,138	24,3	0,907	0,112	0,124
9	0,3	0,0450	0,122	26,0	0,970	0,0995	0,103
10	0,3	0,0333	0,0962	27,6	1,03	0,0782	0,0759
11	0,3	0,00717	0,0244	32,5	1,21	0,0198	0,0163
1	0,3	0,112	0,134	11,5	0,428	0,109	0,255
2	0,3	0,107	0,142	12,6	0,471	0,115	0,245
3	0,3	0,0977	0,154	15,1	0,563	0,125	0,223
4	0,3	0,0856	0,160	17,8	0,667	0,130	0,195
5	0,3	0,0737	0,158	20,5	0,765	0,128	0,168
6	0,3	0,0667	0,153	22,0	0,820	0,125	0,152
7	0,3	0,0570	0,141	23,7	0,885	0,115	0,130
8	0,3	0,0720	0,159	21,1	0,788	0,129	0,164
9	0,3	0,0524	0,136	24,8	0,926	0,111	0,119
10	0,3	0,0394	0,110	26,7	0,999	0,0897	0,0899
11	0,3	0,00598	0,0204	32,5	1,22	0,0166	0,0136
1	0,3	0,112	0,123	10,5	0,394	0,100	0,255
2	0,3	0,106	0,149	13,4	0,502	0,121	0,241
3	0,3	0,102	0,152	14,2	0,531	0,124	0,233
4	0,3	0,0902	0,161	17,1	0,638	0,131	0,205
5	0,3	0,0791	0,161	19,4	0,726	0,131	0,180
6	0,3	0,0665	0,152	21,8	0,815	0,123	0,151
7	0,3	0,0570	0,141	23,7	0,886	0,115	0,130
8	0,3	0,0509	0,133	24,9	0,929	0,108	0,116
9	0,3	0,0383	0,108	26,9	1,01	0,0877	0,0872
10	0,3	0,00582	0,0198	32,5	1,21	0,0161	0,0132

A.8 Turbina Chevron - Velocidade 0,4 m/s

N	U (m/s)	T (Nm)	P (W)	RPM	TSR	C_p	C_t
1	0,4	0,210	0,301	13,7	0,384	0,103	0,269
2	0,4	0,199	0,367	17,7	0,495	0,126	0,254
3	0,4	0,176	0,393	21,3	0,597	0,135	0,225
4	0,4	0,150	0,398	25,3	0,710	0,137	0,192
5	0,4	0,125	0,387	29,5	0,827	0,133	0,161
6	0,4	0,103	0,353	32,8	0,920	0,121	0,132
7	0,4	0,0786	0,295	35,8	1,00	0,101	0,101
8	0,4	0,0654	0,256	37,3	1,05	0,0876	0,0838
9	0,4	0,0442	0,181	39,0	1,09	0,0619	0,0567
10	0,4	0,00665	0,0274	39,3	1,10	0,00938	0,00852
1	0,4	0,207	0,314	14,5	0,406	0,108	0,265
2	0,4	0,196	0,369	18,0	0,503	0,126	0,251
3	0,4	0,177	0,389	21,0	0,589	0,133	0,226
4	0,4	0,144	0,392	26,0	0,729	0,134	0,184
5	0,4	0,168	0,405	23,0	0,645	0,139	0,215
6	0,4	0,127	0,386	29,0	0,812	0,132	0,163
7	0,4	0,0984	0,345	33,5	0,937	0,118	0,126
8	0,4	0,0705	0,271	36,7	1,03	0,0928	0,0904
9	0,4	0,0558	0,222	37,9	1,06	0,0760	0,0716
10	0,4	0,0393	0,161	39,0	1,09	0,0550	0,0503
11	0,4	0,00722	0,0298	39,4	1,10	0,0102	0,00925
1	0,4	0,206	0,286	13,3	0,371	0,0981	0,264
2	0,4	0,199	0,357	17,1	0,479	0,122	0,255
3	0,4	0,183	0,385	20,1	0,564	0,132	0,234
4	0,4	0,159	0,402	24,2	0,678	0,138	0,203
5	0,4	0,136	0,376	26,5	0,741	0,129	0,174
6	0,4	0,118	0,376	30,5	0,854	0,129	0,151
7	0,4	0,0960	0,335	33,4	0,935	0,115	0,123
8	0,4	0,0751	0,283	36,0	1,01	0,0970	0,0962
9	0,4	0,0644	0,251	37,3	1,05	0,0862	0,0825
10	0,4	0,0451	0,183	38,8	1,09	0,0627	0,0577
11	0,4	0,00566	0,0235	39,7	1,11	0,00807	0,00726