



**Carlos Andrés Abanto Tirado**

**Estudo de Turbinas Hidrocinéticas Utilizando  
Simulações CFD 2D**

**Projeto de Graduação**

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

Orientador: Prof. Igor Braga de Paula

Rio de Janeiro  
Dezembro de 2025

## **Agradecimentos**

Gostaria de agradecer ao meu orientador, Igor Braga de Paula, pelo acompanhamento atento e pelas discussões que ajudaram a direcionar e aprimorar este trabalho.

À empresa Elétrons Livres, que despertou meu interesse inicial pelo tema e ofereceu apoio contínuo ao longo do desenvolvimento.

À minha mãe e ao meu pai, pelo incentivo constante, pelo carinho e por serem uma referência de dedicação e força.

Aos meus familiares, que, mesmo à distância, sempre me inspiraram, ajudando a manter a motivação ao longo de toda a jornada.

Aos meus amigos, que tornaram a caminhada mais leve e estiveram comigo nos momentos mais exigentes da graduação.

Aos professores que encontrei ao longo da jornada, por cada ensinamento que contribuiu para minha formação.

A todos que, de alguma forma, fizeram parte desta construção, deixo meu sincero agradecimento.

## Resumo

Abanto Tirado, Carlos Andrés; de Paula, Igor. **Estudo de Turbinas Hidrocinéticas Utilizando Simulações CFD 2D**. Rio de Janeiro, 2025. 48p. Projeto de Graduação – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

Este trabalho investiga o desempenho de duas turbinas hidrocinéticas de eixo vertical — uma Savonius convencional (TS) e uma turbina alternativa (TA) — por meio de simulações numéricas bidimensionais utilizando CFD. As turbinas foram avaliadas em condições equivalentes de número de Reynolds, permitindo a comparação direta entre as geometrias. A metodologia incluiu geração de malha com refinamento localizado, modelagem transiente via URANS com o modelo de turbulência SST  $k-\omega$ , e varredura de  $TSR$  entre 0,3 e 1,3. As simulações foram validadas com dados experimentais de ensaios em túnel de vento disponíveis na literatura, por meio da modelagem de uma turbina Savonius tradicional. Após essa validação, simulou-se a turbina alternativa e sua performance foi comparada com resultados experimentais. Os resultados indicaram boa concordância entre simulação e experimento para a TS, enquanto a TA apresentou maior sensibilidade geométrica e discrepâncias acentuadas em baixos valores de  $TSR$ . No conjunto, a turbina Savonius demonstrou desempenho superior nas condições analisadas.

## Palavras-chave

Turbinas hidrocinéticas; Simulação CFD; Turbina Savonius; Turbinas de arrasto; URANS; SST  $k-\omega$ ; Coeficiente de potência; Tip Speed Ratio.

## Abstract

Abanto Tirado, Carlos Andrés; de Paula, Igor (Advisor). **Study of Hydrokinetic Turbines Using 2D CFD Simulations.** Rio de Janeiro, 2025. 48p. Projeto de Graduação – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

This work analyzes the performance of two vertical-axis hydrokinetic turbines — a conventional Savonius rotor (TS) and an alternative flat-bladed turbine (TA) — through two-dimensional computational fluid dynamics simulations. Both geometries were evaluated under equivalent Reynolds numbers, allowing a direct comparison of their aerodynamic behavior. The methodology involved locally refined meshes, transient URANS simulations using the SST  $k-\omega$  turbulence model, and a tip speed ratio sweep from 0.3 to 1.3. The simulations were validated against experimental wind-tunnel data available in the literature by modeling a traditional Savonius rotor. After this validation step, the alternative turbine was simulated and its performance compared with laboratory measurements from LEF/PUC-Rio. Results showed good agreement between numerical and experimental curves for the Savonius rotor, while the alternative turbine exhibited greater geometric sensitivity and larger discrepancies at low  $TSR$ . Overall, the Savonius turbine outperformed the alternative design within the simulated operating range.

## Keywords

Hydrokinetic turbines; CFD simulation; Savonius turbine; Drag-based rotors; URANS; SST  $k-\omega$ ; Power coefficient; Tip Speed Ratio.

# Sumário

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>9</b>
<b>2</b>	<b>Fundamentos Teóricos</b>	<b>13</b>
2.1	Energia hidrocinética e parâmetros de desempenho	13
2.2	Tipologias de turbinas hidrocinéticas	14
2.3	Turbina Savonius	17
2.4	Fundamentos de simulação numérica	18
<b>3</b>	<b>Metodologia</b>	<b>21</b>
3.1	Visão Geral da Metodologia	21
3.2	Domínio Computacional e Condições de Contorno	21
3.3	Geometria das turbinas	24
3.4	Geração de malha	25
3.5	Configuração numérica	26
3.6	Configuração das Simulações e Estratégia de Varredura de TSR	28
<b>4</b>	<b>Resultados</b>	<b>30</b>
4.1	Teste de independência de malha	30
4.2	Validação numérica	33
4.3	Curvas de desempenho	36
4.4	Discussão dos resultados	41
<b>5</b>	<b>Conclusão</b>	<b>45</b>
<b>6</b>	<b>Referências bibliográficas</b>	<b>47</b>

## **Lista de figuras**

Figura 1.1	Matriz Energética Mundial 2022 (IEA, 2023).	9
Figura 1.2	Matriz Energética Brasileira 2024 (BEN, 2025).	10
Figura 1.3	Potência disponível na água em função da velocidade de escoamento ( $A = 1 \text{ m}^2$ ).	11
Figura 2.1	Desempenho típico de rotores em termos de $C_p(\lambda)$ (SAINI; SAINI, 2019).	15
Figura 2.2	Tipos de rotores de fluxo cruzado.	16
Figura 2.3	Exemplos de rotores de eixo vertical: (a) Savonius e (b) Darrieus, conforme ilustrado em (KHAN et al., 2009).	16
(a)	Rotor Savonius	16
(b)	Rotor Darrieus	16
Figura 2.4	Princípio de funcionamento do rotor Savonius (SALLEH; KAMARUDDIN; MOHAMED-KASSIM, 2019).	19
Figura 3.1	Fluxograma geral da metodologia utilizada.	22
Figura 3.2	Esquema do domínio computacional 2D e condições de contorno, com dimensões parametrizadas por $D$ .	23
Figura 3.3	Geometrias dos rotores utilizados nas simulações CFD.	24
(a)	Turbina Savonius (TS).	24
(b)	Turbina Alternativa (TA).	24
Figura 3.4	Malha do domínio computacional, com destaque para as regiões rotativa, de esteira e estacionária.	25
Figura 3.5	Histórico temporal de potência e destaque das duas rotações finais utilizadas no pós-processamento.	29
Figura 4.1	Variação do coeficiente de potência ( $C_P$ ) em função do número de nós para a turbina TS.	32
Figura 4.2	Variação do coeficiente de potência ( $C_P$ ) em função do número de nós para a turbina TA.	32
Figura 4.3	Comparação entre resultados numéricos e experimentais de $C_P \times TSR$ para a turbina Savonius (TS).	34
Figura 4.4	Erro absoluto de $C_P$ em função do $TSR$ para a turbina Savonius (TS).	34
Figura 4.5	Comparação entre resultados numéricos e experimentais de $C_P \times TSR$ para a turbina alternativa (TA).	35
Figura 4.6	Erro absoluto de $C_P$ em função do $TSR$ para a turbina alternativa (TA).	35
Figura 4.7	Curvas ajustadas de $C_P \times TSR$ e pontos CFD correspondentes.	37
Figura 4.8	Curvas ajustadas de $C_T \times TSR$ e pontos CFD correspondentes.	38
Figura 4.9	Campos de pressão para as turbinas Savonius (TS) e alternativa (TA) na posição angular de torque máximo.	40
Figura 4.10	Campos de velocidade para as turbinas Savonius (TS) e alternativa (TA) na posição angular de torque máximo.	42

## **Lista de tabelas**

Tabela 3.1	Condições de contorno adotadas na simulação	23
Tabela 3.2	Resumo da estratégia de malhagem adotada	26
Tabela 3.3	Resumo do <i>setup</i> numérico adotado nas simulações.	27
Tabela 3.4	Velocidades de escoamento utilizadas nas simulações	28
Tabela 3.5	Pontos simulados na varredura de TSR e velocidades angulares equivalentes	28
Tabela 3.6	Parâmetros operacionais das simulações	29
Tabela 4.1	Resultados do teste de independência de malha para o coeficiente de potência $C_P$ — turbina TS.	31
Tabela 4.2	Resultados do teste de independência de malha para o coeficiente de potência $C_P$ — turbina TA.	31
Tabela 4.3	Resumo das malhas selecionadas para as simulações.	31
Tabela 4.4	Métricas de erro obtidas na validação numérica para as turbinas TS e TA.	36
Tabela 4.5	Comparação dos resultados numéricos das turbinas Savonius (TS) em ar e água, e turbina alternativa (TA) em água	39

## **Lista de Abreviaturas**

**ANSYS** – ANSYS Inc. (Software de simulação)

**CAD** – Computer-Aided Design (Desenho Assistido por Computador)

**CFD** – Computational Fluid Dynamics (Dinâmica dos Fluidos Computacional)

**CP** – Coeficiente de potência

**CT** – Coeficiente de torque

**DNS** – Direct Numerical Simulation

**GCS** – Global Coordinate System (Sistema de Coordenadas Global)

**LEF** – Laboratório de Engenharia de Fluidos (PUC-Rio)

**LES** – Large Eddy Simulation

**MAE** – Mean Absolute Error (Erro Absoluto Médio)

**MAPE** – Mean Absolute Percentage Error (Erro Percentual Absoluto Médio)

**MRF** – Multiple Reference Frame

**Re** – Número de Reynolds

**SST** – Shear Stress Transport (Modelo de turbulência)

**TA** – Turbina Alternativa

**TS** – Turbina Savonius

**TSR** – Tip Speed Ratio (Razão de Velocidade na Ponta)

**URANS** – Unsteady Reynolds-Averaged Navier–Stokes

$U_\infty$  – Velocidade do escoamento não perturbado

# 1

## Introdução

A busca por fontes de energia renováveis tem se intensificado nas últimas décadas devido ao aumento da demanda energética global e da necessidade de reduzir impactos ambientais. Atualmente, as fontes renováveis correspondem a aproximadamente 14% da matriz energética mundial (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2023).

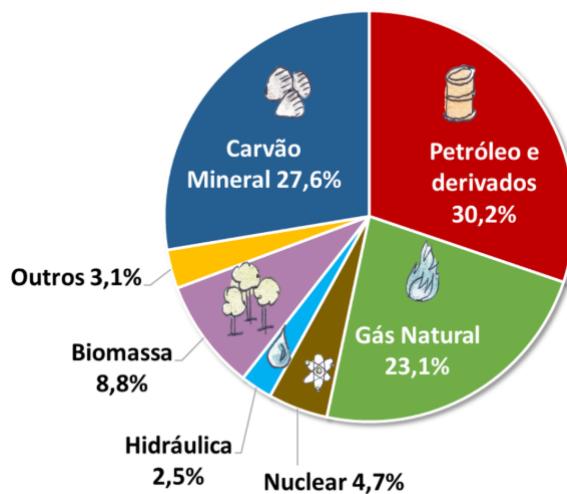


Figura 1.1: Matriz Energética Mundial 2022 (IEA, 2023).

No contexto brasileiro, observa-se maior diversificação da matriz energética, na qual as fontes renováveis representam cerca de 50% do total, conforme dados do Balanço Energético Nacional (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2025). Esse cenário evidencia o potencial do país para a expansão do uso de energias renováveis, com destaque para a energia hidráulica, responsável por 11,6% da matriz energética nacional (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2025).

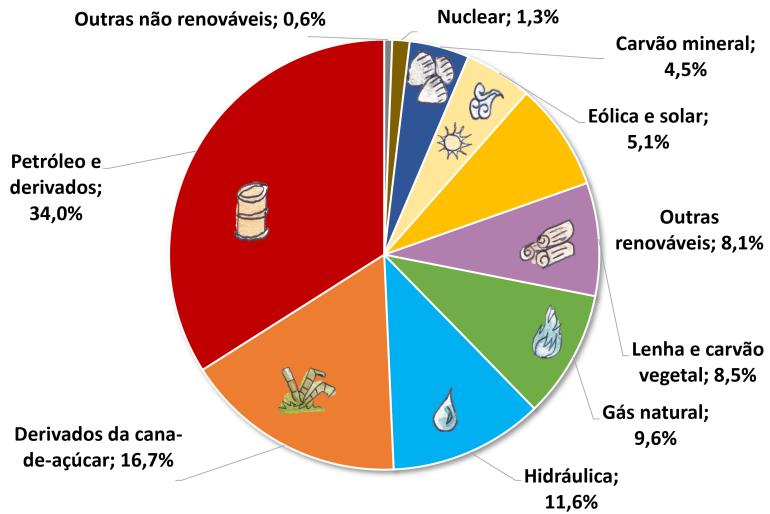


Figura 1.2: Matriz Energética Brasileira 2024 (BEN, 2025).

Dentro da categoria de energia hidráulica, destaca-se a energia hidrocinética, que converte a energia cinética de um fluido em movimento em potência mecânica útil por meio de dispositivos de conversão, conceito análogo ao das turbinas eólicas (KHAN et al., 2009; BAHAJ, 2011). Esse tipo de sistema pode ser empregado tanto em rios quanto em ambientes marítimos, apresentando baixo impacto ambiental e dispensando a necessidade de barragens. Contudo, seu aproveitamento ainda enfrenta limitações relacionadas às variações de velocidade das correntes, que influenciam diretamente a energia disponível e o desempenho global das turbinas (SAINI; SAINI, 2019).

A quantidade de energia extraível de uma corrente depende fortemente da velocidade do escoamento, aumentando de forma cúbica com a sua intensificação. Dessa forma, mesmo pequenas variações de velocidade resultam em diferenças significativas na potência disponível. A Figura 1.3 ilustra esse comportamento para a água, considerando uma área projetada de 1 m<sup>2</sup>: acima de aproximadamente 1,2 m/s, a potência teórica já atinge valores próximos de 1 kW, enquanto em velocidades inferiores a 0,5 m/s — típicas de ambientes de águas profundas — a disponibilidade energética torna-se bastante limitada. Esse contraste evidencia o desafio de operar turbinas nesse tipo de ambiente e reforça a necessidade de geometrias otimizadas capazes de aproveitar fluxos de baixa energia.

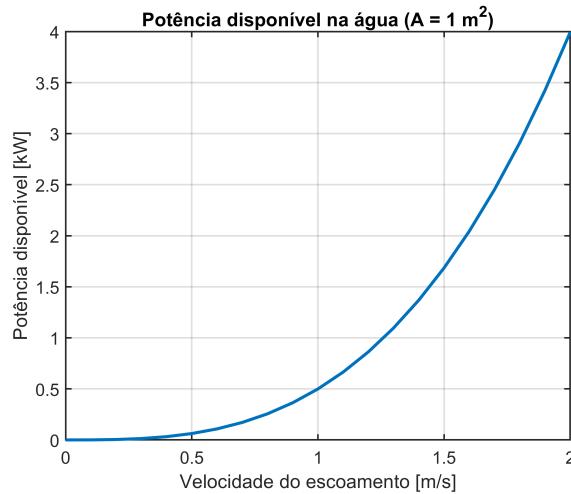


Figura 1.3: Potência disponível na água em função da velocidade de escoamento ( $A = 1 \text{ m}^2$ ).

Em condições de águas profundas, tais desafios tornam-se ainda mais significativos. As correntes próximas ao fundo tendem a apresentar velocidades reduzidas (GU et al., 2024), e o ambiente hiperbárico dificulta atividades de inspeção e manutenção (ZHANG et al., 2023; ZHANG et al., 2024). Assim, torna-se essencial o desenvolvimento de sistemas simples e robustos, capazes de operar por longos períodos sem intervenção e mantendo desempenho adequado na conversão de energia mecânica em elétrica. Tais sistemas são relevantes, por exemplo, para o monitoramento de poços de petróleo desativados ou para o suprimento energético de sensores submersos dedicados à detecção de vazamentos (STAVROPOULOS et al., 2003).

Para garantir o funcionamento eficiente de turbinas em ambientes de baixa velocidade, é necessária a otimização de seus parâmetros geométricos, buscando maximizar o desempenho energético. A literatura destaca que o desenvolvimento de rotores depende de uma combinação de ensaios experimentais, geralmente conduzidos em modelos de escala reduzida, e de métodos de simulação numérica (SAINI; SAINI, 2019). Nesse contexto, a Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) tem se mostrado uma ferramenta útil para avaliação preliminar do comportamento hidrodinâmico do rotor e para a investigação de diferentes configurações geométricas, reduzindo custos associados à fabricação de protótipos. A modelagem bidimensional, por sua vez, permite reduzir o custo computacional nas etapas iniciais do estudo, orientando a seleção de geometrias promissoras. Após a validação do modelo numérico, torna-se possível analisar diversas alternativas de projeto sem a necessidade de construção imediata de modelos físicos (SAINI; SAINI, 2019).

Dessa forma, o presente estudo tem como objetivo estabelecer uma

metodologia de simulação para turbinas hidrocinéticas, voltada à avaliação de desempenho desses dispositivos em correntes de baixa velocidade. Para isso, foram selecionados dois modelos para análise: uma turbina Savonius clássica e uma turbina alternativa inspirada no modelo proposto por (PINHEIRO, 2024), indicada como potencialmente mais eficiente que a Savonius tradicional.

## 2

# Fundamentos Teóricos

Este capítulo apresenta os conceitos fundamentais necessários para a compreensão do funcionamento das turbinas hidrocinéticas analisadas neste trabalho. São discutidos os princípios básicos de conversão de energia em escoamentos, os parâmetros adimensionais utilizados para caracterizar o desempenho de rotores e os modelos matemáticos empregados na análise hidrodinâmica. Também são abordadas as particularidades das turbinas de eixo vertical, com ênfase nas máquinas de arrasto, destacando seus mecanismos de geração de torque, regimes operacionais típicos e limitações associadas ao escoamento.

Esses elementos fornecem a base conceitual que sustenta a metodologia numérica adotada, permitindo a interpretação adequada dos resultados obtidos e a comparação consistente entre as turbinas estudadas.

### 2.1

#### Energia hidrocinética e parâmetros de desempenho

A crescente demanda global por energia e a necessidade de diversificação da matriz energética têm impulsionado o desenvolvimento de tecnologias de conversão baseadas em fontes renováveis. A água, que cobre grande parte da superfície terrestre e apresenta elevada densidade, destaca-se como um meio com significativo potencial energético. Nesse contexto, a energia hidrocinética surge como alternativa viável e de baixo impacto ambiental, especialmente em rios, canais e correntes marinhas de baixa velocidade (KHAN et al., 2009; BAHAJ, 2011; SAINI; SAINI, 2019).

A análise do desempenho de turbinas hidrocinéticas é usualmente conduzida por meio de grandezas adimensionais, o que permite comparar diferentes geometrias e escalas de operação. A potência teórica disponível no escoamento, associada à energia cinética do fluido que atravessa a área varrida pelo rotor, é dada por

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

em que  $\rho$  representa a densidade do fluido,  $A$  a área interceptada pelo rotor e  $V$  a velocidade média do escoamento.

A potência efetivamente convertida pela turbina é expressa por

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

sendo  $T$  o torque gerado e  $\omega$  a velocidade angular do rotor. A razão entre a potência convertida e a potência disponível define o coeficiente de potência:

$$C_p = \frac{P_{\text{útil}}}{P_{\text{disp}}}. \quad (2-3)$$

A operação das turbinas é também caracterizada pela razão de velocidade de ponta (*tip speed ratio*, TSR), definida como

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

em que  $R$  é o raio do rotor. A partir dessa grandeza, obtém-se o coeficiente de torque:

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

havendo a relação direta

$$C_p = C_t \lambda. \quad (2-6)$$

Esses parâmetros adimensionais permitem comparar distintos tipos de turbinas sob diferentes condições de escoamento. A Figura 2.1 apresenta curvas típicas de  $C_p$  em função de  $\lambda$ , incluindo o limite teórico de Betz, que estabelece a eficiência máxima para dispositivos de extração baseados em fluxo contínuo. Embora turbinas de fluxo cruzado apresentem, em geral, valores de  $C_p$  inferiores aos de rotores axiais, suas vantagens operacionais — como omnidirecionalidade, simplicidade de fabricação e boa performance em baixas velocidades — as tornam alternativas competitivas em aplicações hidrocinéticas.

Uma breve discussão sobre os principais tipos de turbinas será apresentada na subseção seguinte, contextualizando as diferenças entre rotores de arrasto e de sustentação. Cabe destacar que, apesar de sua menor eficiência teórica, a turbina Savonius foi selecionada neste estudo por ser omnidirecional e por operar de forma estável em escoamentos de baixa velocidade, característica que a diferencia da turbina Darrieus, cuja operação é mais eficiente, porém tipicamente associada a regimes mais elevados de *TSR* e maior sensibilidade ao escoamento.

## 2.2

### Tipologias de turbinas hidrocinéticas

As turbinas hidrocinéticas podem ser classificadas, de forma geral, em dispositivos de fluxo axial e de fluxo cruzado. As turbinas de fluxo axial operam com o eixo de rotação paralelo à direção do escoamento e normalmente requerem mecanismos de orientação para alinhamento com a corrente. Na Figura 2.1, as curvas correspondentes às turbinas *3-bladed airscREW*, *2-bladed airscREW* e *American windmill* representam esse grupo, caracterizado por maiores valores de  $C_p$  devido ao funcionamento baseado em sustentação.

Já as turbinas de fluxo cruzado (ou de eixo vertical) operam com o

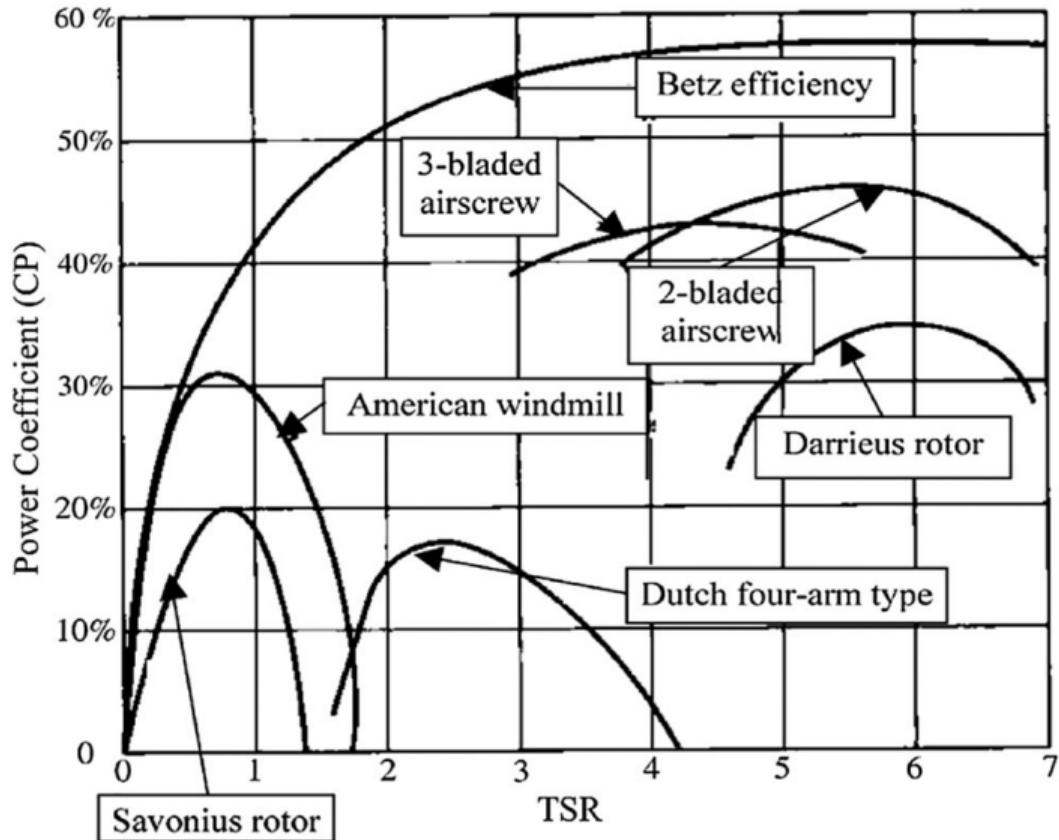


Figura 2.1: Desempenho típico de rotores em termos de  $C_p(\lambda)$  (SAINI; SAINI, 2019).

eixo de rotação perpendicular ao escoamento e não necessitam de sistemas de orientação, sendo intrinsecamente omnidirecionais. As curvas referentes à turbina Savonius e ao rotor Darrieus, também presentes na Figura 2.1, ilustram esse grupo. Embora apresentem valores de  $C_p$  inferiores aos das máquinas axiais, esses rotores oferecem vantagens relevantes, como robustez, simplicidade mecânica e melhor desempenho em baixas velocidades.

Dentro da classe de fluxo cruzado, destacam-se as turbinas Savonius, baseadas em forças de arrasto, e as turbinas Darrieus, baseadas em sustentação, além de geometrias híbridas que combinam ambos os princípios (BAHAJ; MYERS, 2003; SAINI; SAINI, 2019; ZHANG et al., 2023; ZHANG et al., 2024). A Figura 2.2 apresenta representações esquemáticas dessas configurações. Para complementar essa visualização e evidenciar o contraste entre rotores de arrasto e de sustentação, a Figura 2.3 mostra exemplos reais das geometrias Savonius e Darrieus.

Turbinas de eixo vertical de sustentação, como Darrieus, podem alcançar elevados valores de  $C_p$  em escoamentos rápidos, mas apresentam baixa capacidade de partida e desempenho limitado em correntes fracas. Já a Savonius,

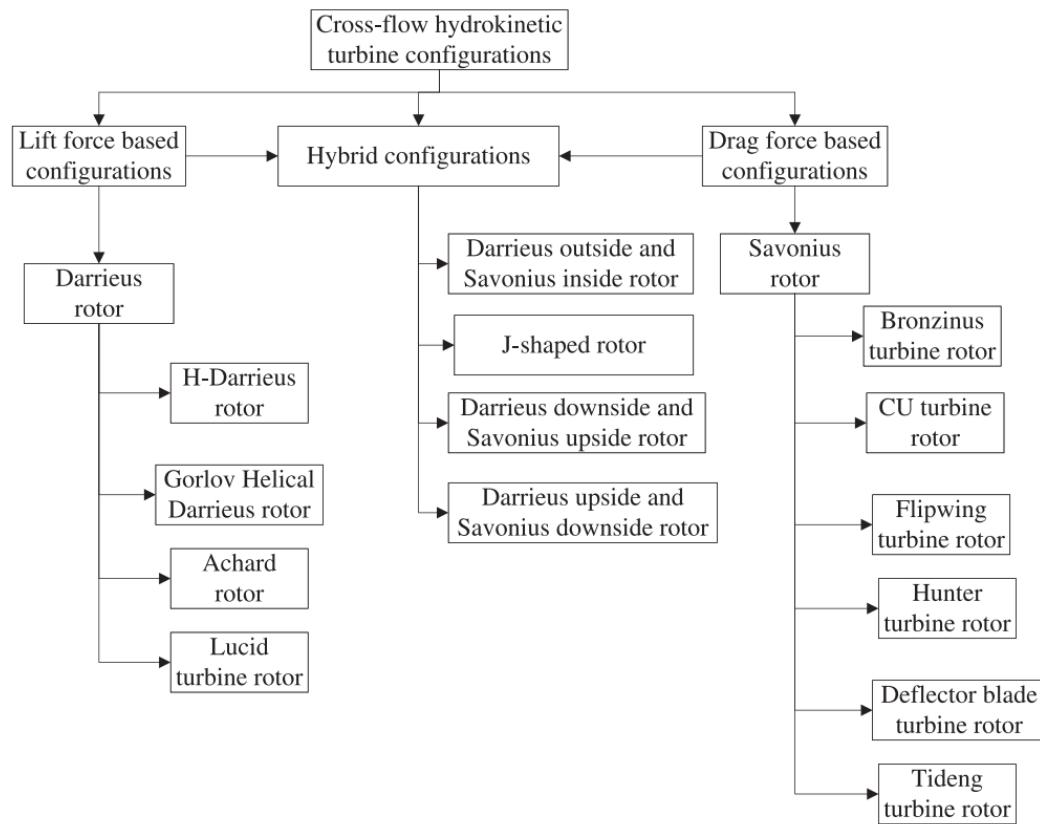


Figura 2.2: Tipos de rotores de fluxo cruzado.

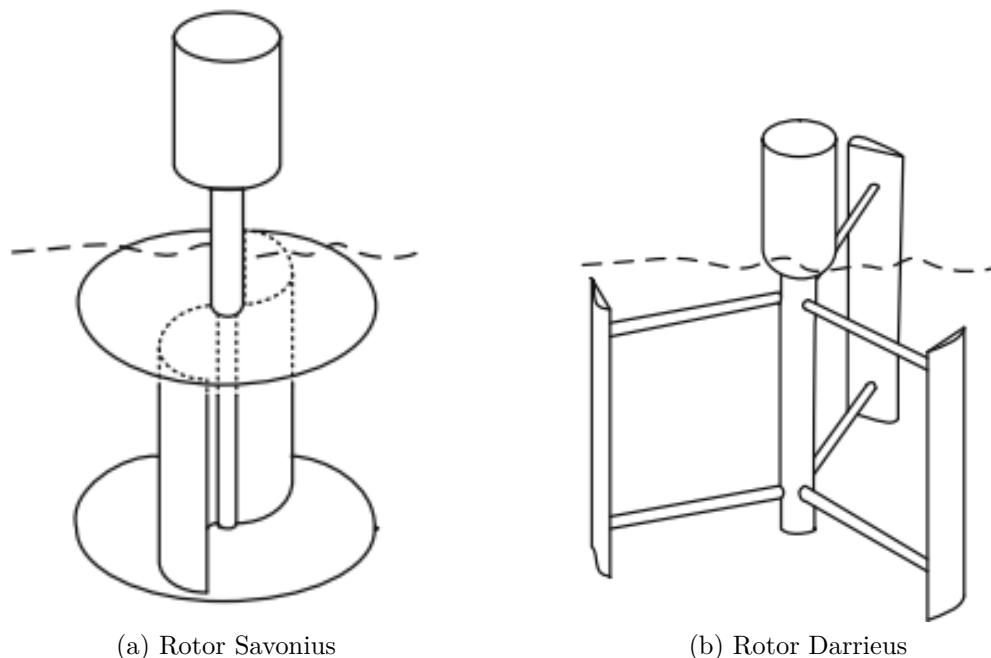


Figura 2.3: Exemplos de rotores de eixo vertical: (a) Savonius e (b) Darrieus, conforme ilustrado em (KHAN et al., 2009).

embora menos eficiente em regime permanente, destaca-se pela simplicidade construtiva, pela robustez e pela capacidade de partida em baixas velocidades de escoamento (BAHAJ; MYERS, 2003; SAINI; SAINI, 2019).

Configurações híbridas têm sido estudadas como alternativa para combinar o torque inicial elevado, característico de rotores Savonius, com a maior eficiência em regime estabelecido observada em rotores de sustentação como o Darrieus (DEWAN et al., 2023; SHANEGOWDA et al., 2024). 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.

## 2.3

### Turbina Savonius

A turbina Savonius, concebida na década de 1920, é uma turbina de eixo vertical que opera predominantemente com base em forças de arrasto. Sua geometria clássica consiste em dois semicírculos sobrepostos, formando um perfil em “S”. Essa configuração permite captar o escoamento independentemente da direção e proporciona excelente capacidade de autoinício, característica relevante para correntes de baixa velocidade.

Em aplicações hidrocinéticas, a Savonius tem recebido atenção por operar de forma estável em correntes fracas e pela simplicidade de fabricação e manutenção (YAAKOB; ALI et al., 2013; SEPTIAN; YUWONO; WIDODO, 2019; SHANEGOWDA et al., 2024). Diversos parâmetros geométricos influenciam seu desempenho, tais como:

- número de estágios;
- número de pás;
- razão de sobreposição;
- torção das pás ao longo da altura;
- razão de aspecto (altura/diâmetro);
- presença e dimensões de *endplates*.

Resultados experimentais de Yaakob, Ali et al. (2013) indicam que razões de sobreposição entre 0,20 e 0,25 oferecem bom compromisso entre torque inicial e coeficiente de potência, com valores típicos de  $C_p$  entre 0,16 e 0,18. Estudos de partida apontam que rotores de dois estágios tendem a melhorar a estabilidade de operação e a reduzir a velocidade mínima necessária para autoinício.

Shamsuddin e Kamaruddin (2022) observaram aumento de  $C_p$  com a velocidade do escoamento e confirmaram o desempenho superior de rotores de dois estágios em comparação a configurações de estágio único. Em estudo numérico, Wu et al. (WU et al., 2022) mostraram que turbinas com seis pás e ângulo de torção em torno de  $135^\circ$  apresentaram melhor desempenho na faixa de operação analisada. Kumar e Saini (KUMAR; SAINI, 2017) reportaram que torções moderadas das pás podem elevar significativamente  $C_p$ , alcançando valores próximos de 0,39.

É importante destacar, entretanto, que esses resultados foram obtidos para velocidades de escoamento relativamente altas, associadas a números de Reynolds elevados. No contexto de correntes marítimas de baixa velocidade — como as consideradas neste trabalho — ainda não está claro se os mesmos ganhos de desempenho podem ser reproduzidos, uma vez que o regime de escoamento e os mecanismos de separação podem se comportar de maneira distinta.

Essa breve discussão reforça que a otimização geométrica é determinante para maximizar a eficiência de rotores Savonius, especialmente em aplicações hidrocinéticas de baixa velocidade.

### 2.3.1

#### Princípio de funcionamento da turbina Savonius

O funcionamento do rotor Savonius baseia-se na diferença de arrasto entre a face côncava (pá de avanço) e a face convexa (pá de retorno). A região de maior pressão no lado côncavo gera torque positivo, enquanto a pá oposta, exposta ao escoamento pela face convexa, experimenta menor resistência. Essa assimetria de forças resulta em um torque líquido que sustenta a rotação do rotor.

Os parâmetros de desempenho definidos na Seção 2.1 —  $C_t$ ,  $C_p$  e  $\lambda$  — descrevem o comportamento dinâmico do rotor. Para turbinas Savonius, o valor ótimo de  $\lambda$  é tipicamente inferior a 1, caracterizando operação em regime de baixa razão de velocidade de ponta (SEPTIAN; YUWONO; WIDODO, 2019; SHANEGOWDA et al., 2024; DEWAN et al., 2023).

## 2.4

### Fundamentos de simulação numérica

A Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) constitui ferramenta consolidada para analisar o escoamento ao redor de turbinas e estimar grandezas de interesse, como torque e potência. Para escoamentos incompressíveis, as equações de Navier–Stokes podem ser escritas como

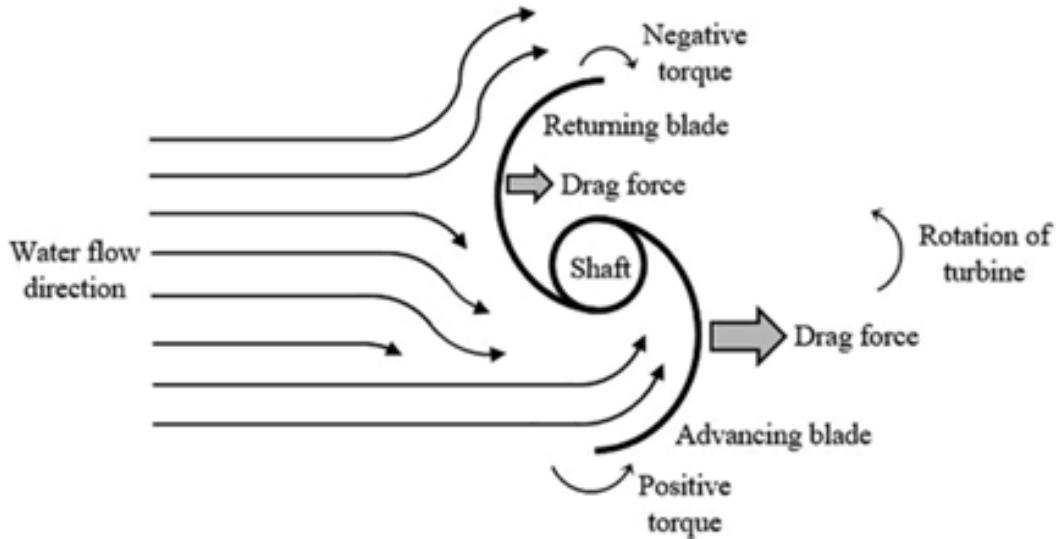


Figura 2.4: Princípio de funcionamento do rotor Savonius (SALLEH; KAMA-RUDDIN; MOHAMED-KASSIM, 2019).

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0, \quad (2-7)$$

$$\rho \left( \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u}, \quad (2-8)$$

em que  $\mathbf{u}$  é o campo de velocidade,  $p$  a pressão e  $\mu$  a viscosidade dinâmica do fluido.

A modelagem da turbulência é realizada, neste estudo, por meio do modelo  $k-\omega$  SST, amplamente empregado em turbomáquinas devido à boa resolução da camada limite e ao comportamento estável em regiões de escoamento livre (ANSYS Inc., 2024; DEWAN et al., 2023; SHANEGOWDA et al., 2024). Esse modelo combina as vantagens das formulações  $k-\omega$  na vizinhança das paredes e  $k-\varepsilon$  no escoamento distante das superfícies sólidas, permitindo representar de forma adequada gradientes intensos de velocidade e vorticidade.

#### 2.4.1

##### Grandezas temporais e passo de tempo

Em simulações transientes de rotores hidrocinéticos, a escolha do passo de tempo é determinante para capturar de forma adequada as variações periódicas de torque e potência ao longo da rotação. Considerando o período de rotação  $T = 2\pi/\omega$ , o passo de tempo pode ser definido a partir do avanço angular por iteração,  $\theta$ , como

$$\Delta t = T \frac{\theta}{360}. \quad (2-9)$$

Valores usuais de  $\theta$  situam-se entre  $0,5^\circ$  e  $2^\circ$ , de modo a equilibrar custo computacional e resolução temporal. Neste estudo, adota-se  $\theta = 1^\circ$ , em consonância com recomendações presentes na literatura para simulações

transientes de rotores Savonius (SEPTIAN; YUWONO; WIDODO, 2019; SHANEGOWDA et al., 2024; DEWAN et al., 2023).

## 2.4.2

### **Métodos de modelagem do movimento rotativo**

Diversas abordagens podem ser utilizadas no *ANSYS Fluent* para representar o movimento rotativo de turbinas hidrocinéticas, destacando-se três métodos principais: *Multiple Reference Frame* (MRF), *Dynamic Mesh* e *Sliding Mesh*. Cada técnica apresenta vantagens e limitações em termos de custo computacional, precisão e capacidade de capturar fenômenos transientes.

O modelo MRF permite simular regiões em rotação de forma estacionária ao atribuir um referencial móvel a partes específicas do domínio. Embora simples e eficiente, trata-se de uma aproximação adequada principalmente quando o escoamento nas interfaces é relativamente pouco complexo, tornando-se menos indicada para fenômenos fortemente transientes.

O método de *Dynamic Mesh* atualiza a malha a cada passo de tempo para acompanhar o movimento real das superfícies. Essa abordagem possibilita estudar o comportamento transiente completo, incluindo o processo de partida natural da turbina. Entretanto, apresenta maior custo computacional, maior risco de instabilidades numéricas e maior complexidade de configuração.

Por fim, o modelo de *Sliding Mesh* representa o movimento rotativo como um deslocamento rígido do domínio móvel, conectado ao domínio estacionário por interfaces não conformes. Essa técnica captura adequadamente o caráter transiente da interação fluido-pá com custo computacional reduzido em comparação ao *Dynamic Mesh*, sendo amplamente utilizada em simulações de turbinas com velocidade angular prescrita. Contudo, não reproduz o comportamento de partida autônoma, o que limita sua aplicação para análises transientes em que a aceleração do rotor é relevante.

Considerando esses aspectos, a modelagem do movimento rotativo nas simulações apresentadas baseia-se na abordagem *Sliding Mesh*, que oferece compromisso adequado entre custo computacional e capacidade de representar a variação temporal do escoamento em torno das pás, em consonância com estudos recentes de rotores Savonius.

# 3

## Metodologia

As simulações CFD bidimensionais realizadas têm como objetivo caracterizar o desempenho de turbinas hidrocinéticas por meio de grandezas como torque, potência e velocidade de rotação. A adimensionalização desses parâmetros, por meio dos coeficientes de torque ( $C_T$ ), potência ( $C_P$ ) e razão de velocidade de ponta (TSR), permite a comparação direta entre geometrias distintas e possibilita a análise do comportamento aerodinâmico em diferentes regimes operacionais.

Foram realizadas simulações no *ANSYS Fluent 2024 R2* para dois modelos: uma turbina Savonius convencional (TS) e uma turbina alternativa (TA). A TS foi analisada em dois cenários — operando em ar, para reprodução dos dados de Sheldahl, Blackwell e Feltz (1978), e operando em água, em condições de número de Reynolds equivalentes aos ensaios realizados no Laboratório de Engenharia de Fluidos da PUC-Rio. A TA foi simulada exclusivamente em água e validada com as medições do mesmo laboratório.

### 3.1

#### Visão Geral da Metodologia

A metodologia adotada compreende as seguintes etapas: definição do domínio computacional, geração e validação da malha, configuração dos modelos físicos, definição das condições operacionais, execução das simulações transientes, varredura de TSR, extração de grandezas hidrodinâmicas e validação com dados experimentais. Esse processo está representado na Figura 3.1.

### 3.2

#### Domínio Computacional e Condições de Contorno

O domínio computacional foi dividido em três regiões principais, conforme apresentado na Figura 3.2:

- **Estacionária:** região fixa de escoamento, onde se aplicam as condições de entrada e saída;
- **Esteira:** zona refinada próxima ao rotor, destinada a capturar a esteira (*wake*) com maior precisão;
- **Rotativa:** região circular centrada na origem, contendo a turbina e onde ocorre a rotação por meio do método *sliding mesh*.

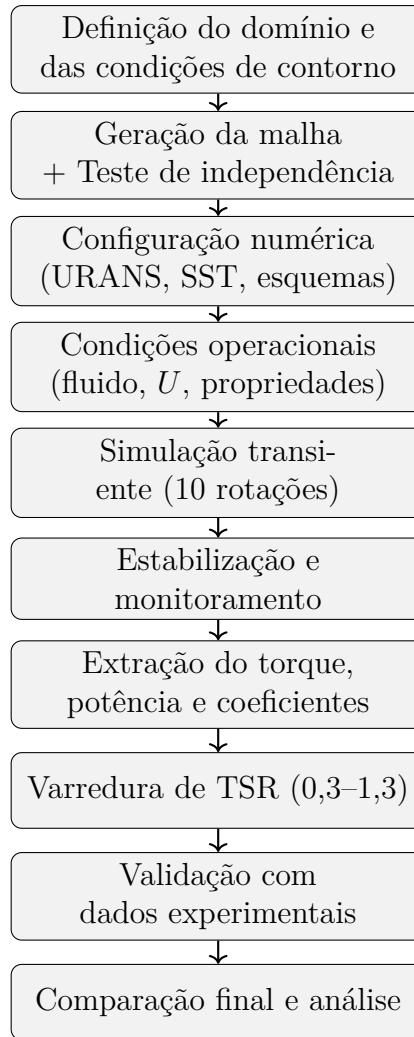


Figura 3.1: Fluxograma geral da metodologia utilizada.

O domínio foi parametrizado em função do diâmetro da turbina ( $D$ ). A região estacionária, simétrica em relação ao eixo  $x$  e tomando o centro da turbina como origem, estende-se por  $5D$  a montante,  $10D$  a jusante e  $10D$  na direção vertical. A zona de esteira segue a mesma proporção, porém com dimensões reduzidas, abrangendo  $2,5D$  a montante,  $5D$  a jusante e  $5D$  de altura. Já a região rotativa é definida por um diâmetro de  $1,5D$ . Essa configuração está de acordo com o que é usualmente adotado em estudos numéricos de turbinas hidrocinéticas (SEPTIAN; YUWONO; WIDODO, 2019; BERTOLINA, 2023; DEWAN et al., 2023).

As condições de contorno adotadas seguem as práticas consolidadas em simulações de turbinas hidrocinéticas, conforme discutido em Septian, Yuwono e Widodo (2019). A entrada do escoamento foi definida como *Velocity Inlet*, uma vez que se busca impor uma velocidade conhecida para reproduzir valores medidos experimentalmente. Na saída, aplicou-se *Pressure Outlet*, condição que permite a saída livre do escoamento e evita refluxos artificiais na fronteira.

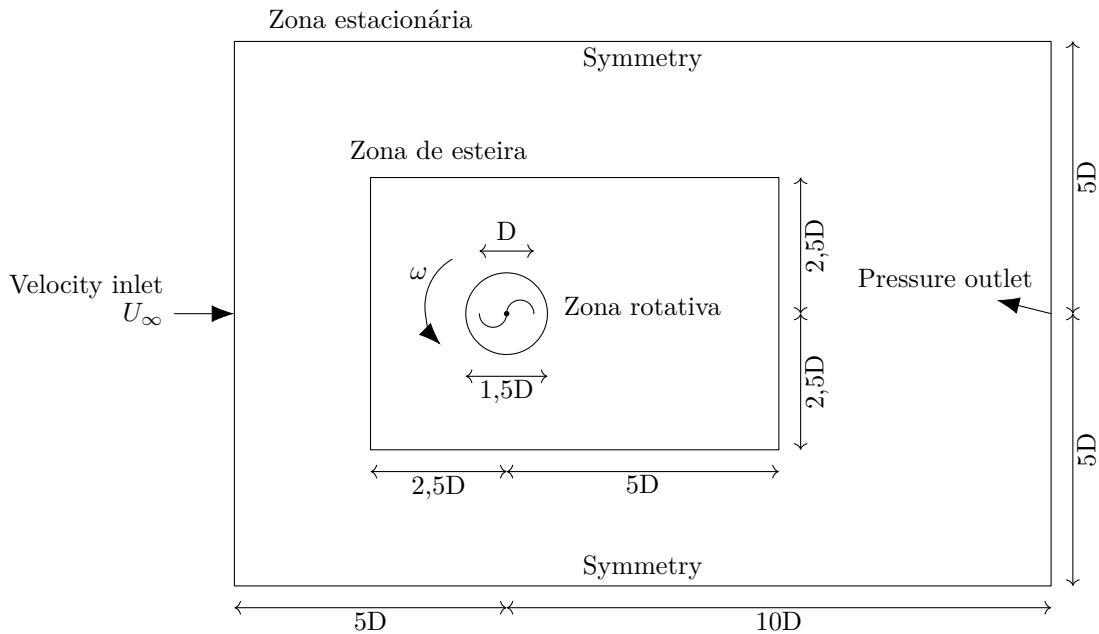


Figura 3.2: Esquema do domínio computacional 2D e condições de contorno, com dimensões parametrizadas por  $D$ .

As fronteiras superior e inferior foram modeladas como *Symmetry*, reduzindo o custo computacional ao eliminar gradientes normais a essas paredes, o que é adequado diante da simetria vertical do domínio. A turbina, por sua vez, foi representada como *Moving Wall* com rotação angular  $\omega$ , girando juntamente com a zona rotativa, condição necessária no método *sliding mesh* para reproduzir a rotação física do rotor. As interfaces internas garantem a comunicação entre as regiões estacionária, de esteira e rotativa, permitindo o acoplamento consistente entre zonas com diferentes referenciais e discretizações (SEPTIAN; YUWONO; WIDODO, 2019; KUMAR; SAINI, 2017).

As condições de contorno empregadas nas simulações são apresentadas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1: Condições de contorno adotadas na simulação

Parâmetro	Condição imposta
Inlet	Velocity Inlet
Outlet	Pressure Outlet
Lado superior	Symmetry
Lado inferior	Symmetry
Turbina	Moving Wall, rotação $\omega$
Interface 1	Interface entre região de esteira e estacionária
Interface 2	Interface entre região rotativa e de esteira

### 3.3

#### Geometria das turbinas

As geometrias utilizadas nas simulações são apresentadas na Figura 3.3. Foram analisados dois rotores de eixo vertical: uma turbina Savonius (TS), de geometria clássica composta por duas conchas cilíndricas deslocadas, e uma turbina alternativa (TA), caracterizada por superfícies planas e quebras angulares projetadas para intensificar zonas de separação e aumentar a contribuição das forças de arrasto.

A turbina Savonius (TS), mostrada na Figura 3.3(a), possui diâmetro externo de 1,0 m e perfil formado por dois semicilindros espelhados. Trata-se de uma configuração amplamente documentada na literatura, apresentando comportamento dominado por arrasto e pico de potência típico em faixas de  $TSR < 1$ .

A turbina alternativa (TA), ilustrada na Figura 3.3(b), possui diâmetro de 0,3 m e foi concebida a partir de superfícies planas articuladas, configuradas para direcionar o escoamento e aumentar o diferencial de pressão entre as faces ativa e passiva. Sua geometria foi inspirada na proposta apresentada por Pinheiro (2024), que sugere um arranjo de pás potencialmente mais eficiente que turbinas Savonius tradicionais. A partir desse conceito, desenvolveu-se o rotor utilizado neste trabalho. Essa configuração tende a favorecer o torque em baixos valores de  $TSR$ , embora também aumente a sensibilidade a efeitos tridimensionais devido às regiões de separação abrupta.

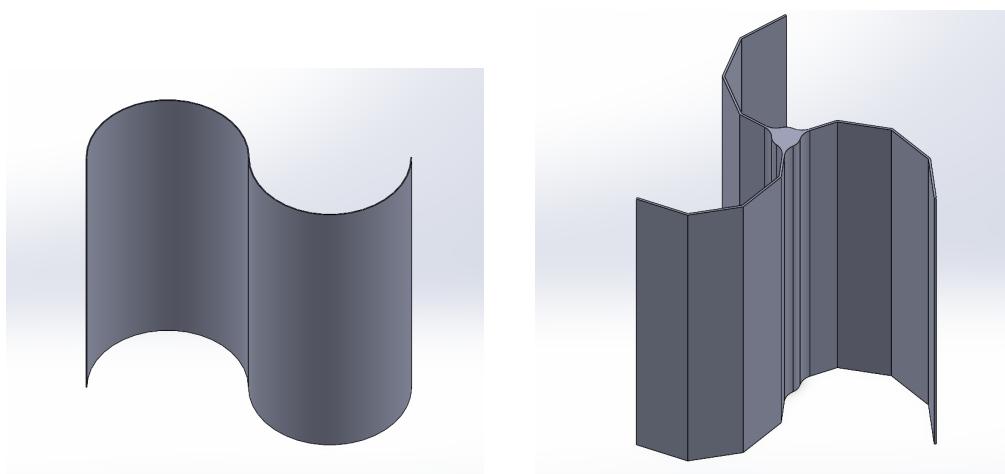


Figura 3.3: Geometrias dos rotores utilizados nas simulações CFD.

### 3.4

#### Geração de malha

A malha foi construída buscando equilibrar precisão e custo computacional, garantindo transições suaves no tamanho dos elementos e maior resolução nas regiões críticas. O refinamento concentrou-se nas pás e na zona rotativa, enquanto as regiões de esteira e o domínio estacionário receberam elementos progressivamente maiores. A definição do nível de refinamento baseou-se em um teste de independência de malha, variando o tamanho global dos elementos e avaliando o impacto sobre o coeficiente de potência ( $C_P$ ).

Na região rotativa, utilizou-se malha triangular, com o tamanho dos elementos controlado por um fator global. O contorno das pás foi discretizado por número de divisões ao longo do comprimento e da espessura, garantindo boa representação geométrica. Aplicou-se *inflation* para resolver adequadamente a camada limite, definindo número total de camadas, espessura inicial e razão de crescimento.

A zona de esteira foi malhada pelo método *multizone quad/tri*, que favorece continuidade geométrica e transições graduais entre regiões. Essa área seguiu o mesmo critério geral de refinamento, com ajustes adicionais na interface com a zona rotativa para evitar degradação da qualidade dos elementos.

No domínio estacionário, adotou-se *body sizing* global, complementado por refinamento local no contorno da esteira para impedir variações abruptas de tamanho. Assim, manteve-se continuidade e evitou-se gradientes geométricos excessivos ao longo do domínio. A Tabela 3.2 apresenta os parâmetros principais, e a Figura 3.4 ilustra a malha final.

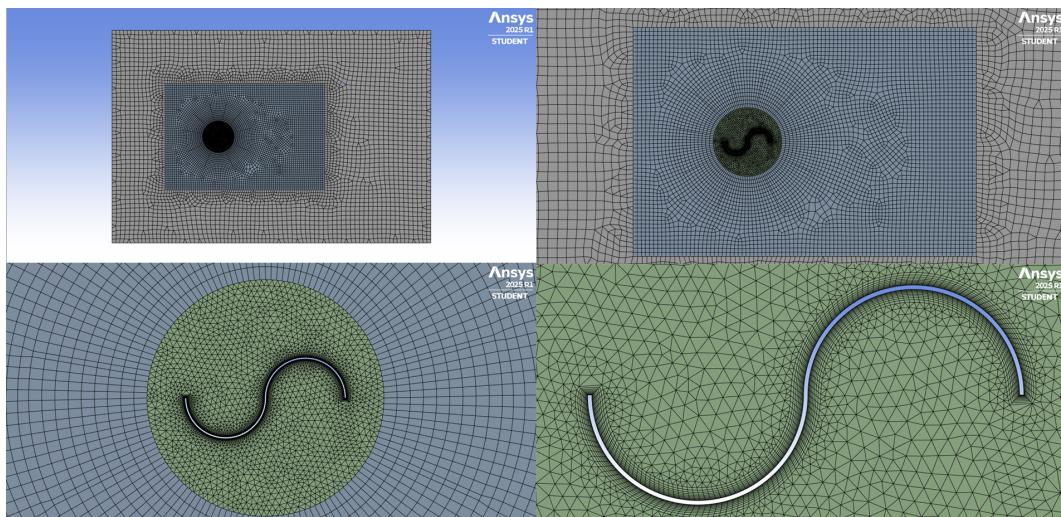


Figura 3.4: Malha do domínio computacional, com destaque para as regiões rotativa, de esteira e estacionária.

Tabela 3.2: Resumo da estratégia de malhagem adotada

Região	Descrição dos parâmetros
Zona rotativa	Malha triangular; controle por fator global; divisões no contorno das pás; <i>inflation</i> com $n$ camadas, espessura inicial $\Delta n_0$ e razão de crescimento $r$ .
Zona de esteira	Malha quad/tri via <i>multizone</i> ; refinamento ajustado; transição suave na interface com a zona rotativa.
Zona estacionária	<i>Body sizing</i> global; refinamento local no contorno da esteira para regularização do tamanho dos elementos.
Tipo de elementos	Triangulares (rotativa), quad/tri (esteira) e quadriláteros (estacionária).

Após definida a estratégia, realizou-se o teste de independência de malha para ambas as turbinas (TS e TA), variando o refinamento global e analisando a resposta de  $C_P$ . O critério adotado foi a estabilização de  $C_P$  com o aumento do número de nós, usando a malha mais refinada como referência. Identificou-se, assim, o ponto em que o ganho de precisão torna-se marginal (inferior a 5%) frente ao custo computacional adicional.

### 3.5 Configuração numérica

As simulações foram conduzidas utilizando a abordagem Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes (URANS), por apresentar boa relação entre custo computacional e capacidade de capturar os fenômenos transientes característicos de turbinas hidrocinéticas. Optou-se pelo modelo de turbulência  $k-\omega$  SST, amplamente adotado em estudos recentes de turbinas Savonius por sua robustez em regiões próximas às paredes e em escoamentos rotativos (SHANEGOWDA et al., 2024; DEWAN et al., 2023; MADINA; GUTIÉRREZ; FRANCO, 2017).

O movimento da turbina foi representado por meio da técnica de malha deslizante (*sliding mesh*), que permite acompanhar de forma precisa as variações periódicas de torque. Essa abordagem é mais adequada que o método MRF (*Multiple Reference Frame*) em simulações transientes e apresenta menor complexidade e custo computacional que a malha dinâmica (SEPTIAN; YUWONO; WIDODO, 2019; SHANEGOWDA et al., 2024). A zona rotativa foi tratada como corpo rígido com *mesh motion*, sendo prescrita diretamente a velocidade angular da turbina.

O escoamento foi modelado como bidimensional, incompressível e transiente, resolvido com o *solver pressure-based* na formulação de velocidade absoluta, abordagem comum em estudos com rotores de eixo vertical (SEPTIAN;

YUWONO; WIDODO, 2019). O acoplamento pressão–velocidade utilizou o esquema *Coupled*, garantindo maior estabilidade numérica em domínios com partes móveis. Todas as equações conservativas foram discretizadas com esquemas de segunda ordem, incluindo o avanço temporal.

As propriedades físicas do ar e da água foram obtidas diretamente do *Fluent database*, considerando temperatura ambiente. As pás foram modeladas como *moving walls* com condição de não deslizamento, e todas as demais regiões do domínio foram definidas como fluido. A entrada do escoamento foi prescrita com velocidade constante — 7 m/s para o caso em ar e 0,40 m/s para o caso em água — valores consistentes com Septian et al. (SHELDALH; BLACKWELL; FELTZ, 1978; SEPTIAN; YUWONO; WIDODO, 2019) e com medições experimentais realizadas no LEF/PUC-Rio. A saída foi definida como *pressure outlet* com pressão manométrica nula.

O passo de tempo foi definido de modo que cada passo correspondesse a 1° de rotação da turbina, valor recomendado para a captura adequada das oscilações periódicas de torque sem aumento excessivo no custo computacional (SEPTIAN; YUWONO; WIDODO, 2019; DEWAN et al., 2023). Com isso, foram utilizados 3 600 passos de tempo para representar dez rotações completas. O monitoramento do parâmetro adimensional  $Y^+$  foi empregado para verificar a compatibilidade da malha com o modelo de turbulência adotado. Os valores de referência (*reference values*) foram computados a partir das condições no *inlet*. A Tabela 3.3 apresenta um resumo da configuração numérica utilizada.

Tabela 3.3: Resumo do *setup* numérico adotado nas simulações.

Solver pressão–velocidade	<i>Pressure-based</i> , <i>Coupled</i>
Formulação	Velocidade absoluta, 2D planar
Regime	Transiente, incompressível
Turbulência	<i>k-ω SST</i>
Discretização espacial	Segunda ordem (todas as equações)
Esquema transitente	Segunda ordem
Critério de convergência	Resíduos absolutos de $10^{-6}$
Máx. iterações por passo	150
Passo de tempo	1°/passo (3 600 passos / 10 rotações)
Número de Courant	1
Propriedades dos fluidos	<i>Fluent database</i>
Referências	Computadas no <i>inlet</i>

### 3.6

#### Configuração das Simulações e Estratégia de Varredura de TSR

Com a malha definida, procedeu-se à varredura de *TSR* no intervalo de 0,3 a 1,3, com incremento de 0,2, em conformidade com os valores adotados em (SHELDHAL; BLACKWELL; FELTZ, 1978; SEPTIAN; YUWONO; WIDODO, 2019). Essa faixa é particularmente adequada para turbinas baseadas predominantemente em forças de arrasto, permitindo caracterizar de forma consistente o comportamento dos coeficientes de torque ( $C_T$ ) e potência ( $C_P$ ).

A velocidade do escoamento permaneceu constante para cada cenário apresentado na Tabela 3.4. Inicialmente, simulou-se a turbina Savonius (TS) em ar, etapa utilizada como referência para a validação numérica frente aos dados clássicos da literatura. Em seguida, executou-se a varredura para a turbina alternativa (TA) em água, assegurando-se que as simulações ocorressem sob números de Reynolds equivalentes. Os parâmetros geométricos e as propriedades dos fluidos encontram-se organizados na Tabela 3.4.

Tabela 3.4: Velocidades de escoamento utilizadas nas simulações

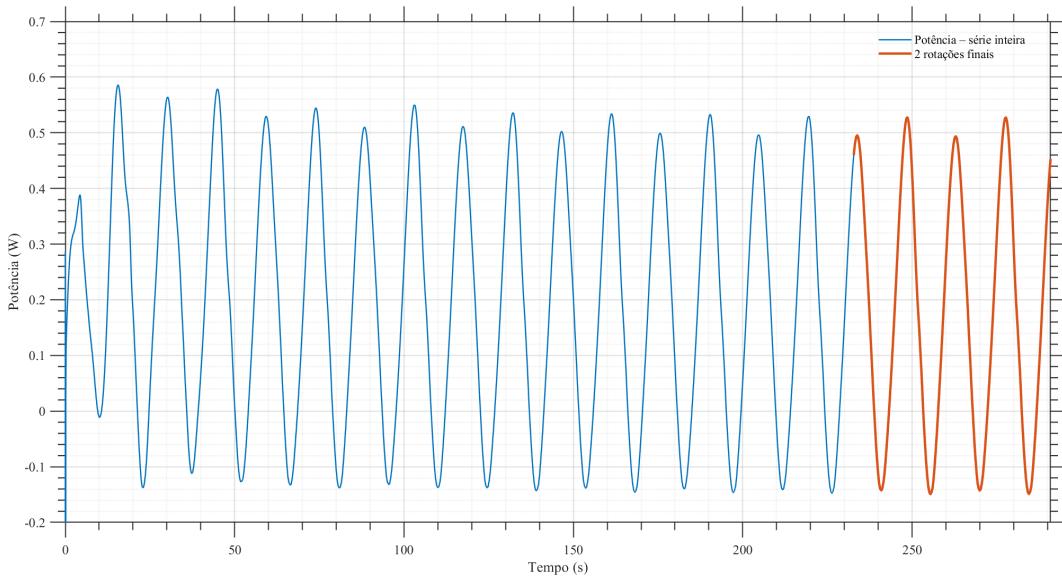
Caso	D (m)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\mu$ (Pa · s)	$U$ (m/s)	$Re$
TS (Ar)	1,0	1,225	$1,7894 \times 10^{-5}$	7,0	$4,79 \times 10^5$
TS (Água)	1,0	998,2	$1,003 \times 10^{-3}$	0,12	$1,19 \times 10^5$
TA (Água)	0,3	998,2	$1,003 \times 10^{-3}$	0,40	$1,19 \times 10^5$

As velocidades angulares utilizadas na varredura foram determinadas diretamente a partir dos valores de *TSR* selecionados, conforme apresentado na Tabela 3.5. Para cada condição, foram simuladas dez rotações completas da turbina, utilizando-se as duas últimas para o cálculo médio das grandezas hidrodinâmicas, de modo a garantir a obtenção de um regime periódico-estacionário e reduzir a influência de transientes iniciais. A Figura 3.5 ilustra esse procedimento a partir do histórico temporal de potência, no qual se destaca o trecho correspondente às duas rotações finais efetivamente empregado no pós-processamento dos resultados.

Tabela 3.5: Pontos simulados na varredura de *TSR* e velocidades angulares equivalentes

TSR	$\omega_{TS}$ Ar (rad/s)	$\omega_{TS}$ Água (rad/s)	$\omega_{TA}$ Água (rad/s)
0,3	4,20	0,072	0,80
0,5	7,00	0,120	1,33
0,7	9,80	0,168	1,87
0,9	12,60	0,216	2,40
1,1	15,40	0,264	2,93
1,3	18,20	0,312	3,47

Figura 3.5: Histórico temporal de potência e destaque das duas rotações finais utilizadas no pós-processamento.



Como complemento, a Tabela 3.6 reúne os parâmetros operacionais derivados das velocidades angulares, incluindo o passo de tempo adotado (TSS) e o tempo total de simulação (TT) correspondente a dez rotações completas. Esses valores permitem verificar a adequação da discretização temporal empregada, bem como quantificar o esforço computacional associado a cada condição simulada.

Tabela 3.6: Parâmetros operacionais das simulações

TSR	TS (Ar)			TS (Água)			TA (Água)		
	$\omega$ (rad/s)	TSS (s)	TT (s)	$\omega$ (rad/s)	TSS (s)	TT (s)	$\omega$ (rad/s)	TSS (s)	TT (s)
0,3	4,2	0,00416	14,96	0,07200	0,24241	872,66	0,8	0,02182	78,54
0,5	7,0	0,00249	8,98	0,12000	0,14544	523,60	1,3	0,01309	47,12
0,7	9,8	0,00178	6,41	0,16800	0,10389	374,00	1,9	0,00935	33,66
0,9	12,6	0,00139	4,99	0,21600	0,08080	290,89	2,4	0,00727	26,18
1,1	15,1	0,00116	4,16	0,25896	0,06740	242,63	2,9	0,00607	21,84
1,3	18,2	0,00096	3,45	0,31200	0,05594	201,38	3,5	0,00503	18,12

Por fim, os resultados numéricos foram comparados aos dados experimentais disponíveis. Para a turbina Savonius (TS), utilizaram-se os valores de referência apresentados por (SHELDHAL; BLACKWELL; FELTZ, 1978). Para a turbina alternativa (TA), empregaram-se os ensaios experimentais realizados no laboratório da PUC-Rio. A validação baseou-se na comparação das curvas  $C_P \times TSR$  e  $C_T \times TSR$ , bem como na análise do erro relativo médio entre as simulações numéricas e as medições experimentais.

## 4

# Resultados

Neste capítulo são apresentados os resultados das simulações CFD bidimensionais das turbinas Savonius (TS) e alternativa (TA). A análise está estruturada em três etapas: (i) teste de independência de malha, (ii) validação numérica com dados experimentais e (iii) apresentação das curvas de desempenho ( $C_P$  e  $C_T$ ). Por fim, discute-se o comportamento hidrodinâmico observado e a consistência do modelo adotado.

### 4.1

#### Teste de independência de malha

A análise de independência de malha permitiu identificar o nível de discretização a partir do qual os resultados apresentam variações insignificantes, garantindo que a solução numérica seja independente da malha. Esse procedimento é especialmente importante em turbinas de arrasto, cuja resposta é sensível ao refinamento nas pás, ao tratamento da subcamada viscosa e à captura da esteira.

Para a turbina Savonius (TS), o teste foi conduzido utilizando ar a 7,0 m/s, para um  $TSR = 1,078$  e  $C_P = 0,201$  conforme (SEPTIAN; YUWONO; WIDODO, 2019). Já para a turbina alternativa (TA), o teste foi realizado em água a 0,4 m/s, utilizando como referência os valores medidos no LEF, correspondentes a  $TSR = 0,617$  e  $C_P = 0,134$ .

O refinamento foi realizado de modo progressivo, com aumento sistemático do número de camadas de *inflation* nas pás e redução do tamanho dos elementos na zona rotativa. Como esperado, as primeiras malhas, mais grosseiras, apresentaram erros elevados; conforme a resolução aumentou, a solução convergiu gradualmente.

A Tabela 4.1 apresenta os resultados para a TS, evidenciando que a partir da malha M6 ( $\sim 1,5 \times 10^5$  nós) a variação relativa do coeficiente de potência cai para menos de 3%.

Tabela 4.1: Resultados do teste de independência de malha para o coeficiente de potência  $C_P$  — turbina TS.

Malha	Número de nós	$C_P$ (CFD 2D)	Erro relativo (%)
1	2 653	0,083	62,1
2	5 136	0,190	13,2
3	13 082	0,207	5,5
4	41 710	0,197	10,0
5	49 322	0,198	9,6
6	152 719	0,225	2,7
7	591 228	0,219	0,0

Para a TA, o comportamento foi semelhante. A Tabela 4.2 mostra que a malha M14 ( $\sim 3,7 \times 10^5$  nós) apresenta erro inferior a 5% em relação à malha mais refinada, indicando convergência adequada.

Tabela 4.2: Resultados do teste de independência de malha para o coeficiente de potência  $C_P$  — turbina TA.

Malha	Número de nós	$C_P$ (CFD 2D)	Erro relativo (%)
8	848	-0,130	181,3
9	4 818	0,170	5,8
10	8 067	0,192	20,0
11	15 142	0,198	23,4
12	35 775	0,199	24,1
13	107 244	0,173	7,8
14	372 180	0,155	3,2
15	1 371 658	0,160	0,0

As Figuras 4.1 e 4.2 apresentam o comportamento do coeficiente de potência em função do número de nós, destacando visualmente a estabilização das soluções.

A Tabela 4.3 sintetiza as malhas selecionadas para cada turbina, que foram utilizadas em todas as simulações subsequentes.

Tabela 4.3: Resumo das malhas selecionadas para as simulações.

Turbina	Malha selecionada	Nós	Variação relativa (%)
Savonius (TS)	M6	152 719	2,7
Alternativa (TA)	M14	372 180	3,2

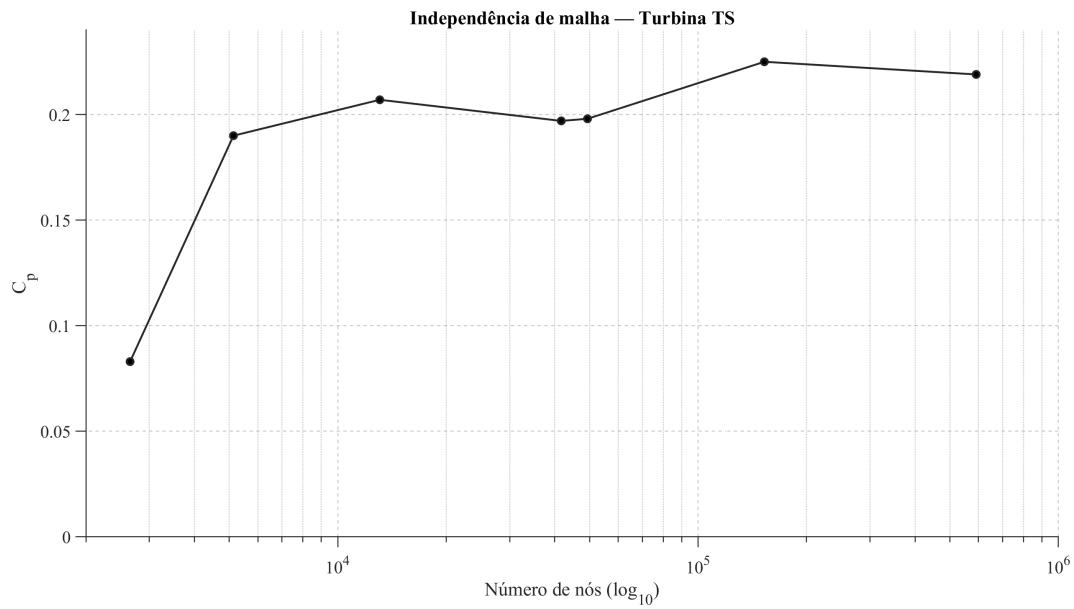


Figura 4.1: Variação do coeficiente de potência ( $C_P$ ) em função do número de nós para a turbina TS.

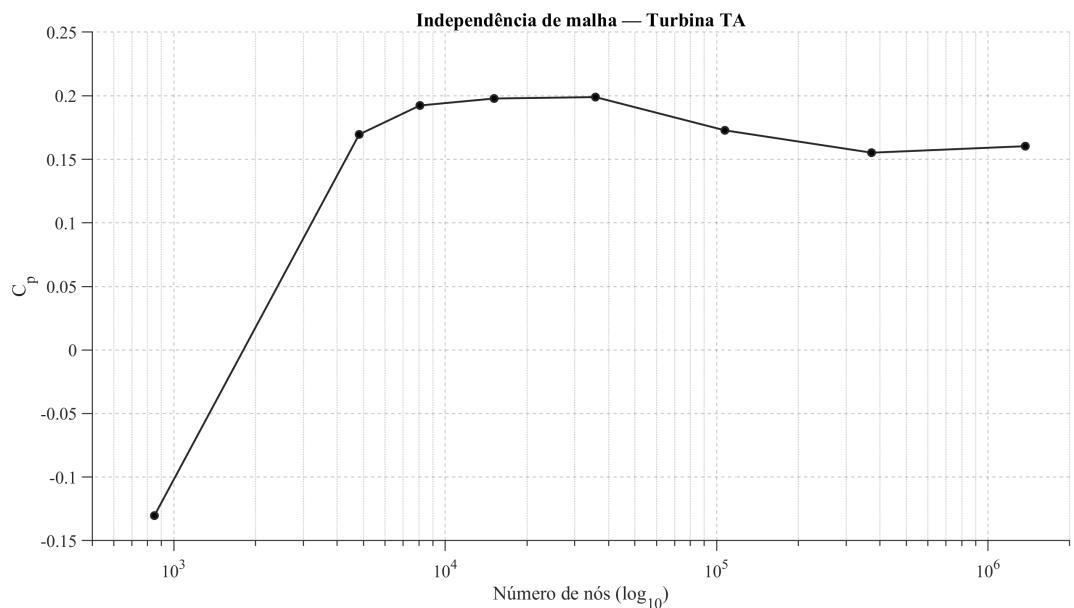


Figura 4.2: Variação do coeficiente de potência ( $C_P$ ) em função do número de nós para a turbina TA.

## 4.2

### Validação numérica

A validação numérica foi conduzida comparando-se as curvas  $C_P \times TSR$  obtidas nas simulações CFD com os dados experimentais disponíveis para as turbinas Savonius (TS) e alternativa (TA). Para permitir a comparação ponto a ponto, os valores experimentais de  $C_P$  foram interpolados nos mesmos valores de  $TSR$  simulados, de modo que cada ponto numérico pudesse ser confrontado diretamente com o correspondente experimental.

A partir dos pares  $(C_{P,\text{exp},i}, C_{P,\text{CFD},i})$ , com  $i = 1, \dots, N$ , calcularam-se as seguintes métricas de erro:

$$e_i = C_{P,\text{CFD},i} - C_{P,\text{exp},i}, \quad (4-1)$$

$$e_{\text{rel},i} = 100 \frac{C_{P,\text{CFD},i} - C_{P,\text{exp},i}}{C_{P,\text{exp},i}}, \quad (4-2)$$

$$\text{MAE} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |e_i|, \quad (4-3)$$

$$\text{MAPE} = \frac{100}{N} \sum_{i=1}^N \left| \frac{e_i}{C_{P,\text{exp},i}} \right|, \quad (4-4)$$

$$e_{\text{max}} = \max_{1 \leq i \leq N} |e_i|. \quad (4-5)$$

#### 4.2.1

##### Turbina Savonius (TS)

As Figuras 4.3 e 4.4 apresentam, respectivamente, a comparação entre resultados numéricos e experimentais de  $C_P \times TSR$  e a distribuição do erro absoluto.

Para a TS operando em água, o erro absoluto médio foi de 0,0136, o erro percentual médio (MAPE) foi de 8,68% e o erro máximo foi de 0,0346. Os maiores desvios concentram-se em baixos valores de  $TSR$ , onde pequenas diferenças absolutas de  $C_P$  resultam em erros relativos mais pronunciados. Na região do pico de desempenho, as diferenças permanecem reduzidas, indicando boa capacidade do modelo em reproduzir o valor máximo de potência.

Para a TS em ar, observou-se comportamento similar, com  $\text{MAE} = 0,0142$ ,  $\text{MAPE} = 8,50\%$  e erro máximo de 0,0250. Assim como no caso em água, os erros mais significativos ocorrem em baixos valores de  $TSR$ , enquanto na região de maior relevância operacional a concordância entre simulação e experimento é significativamente superior.

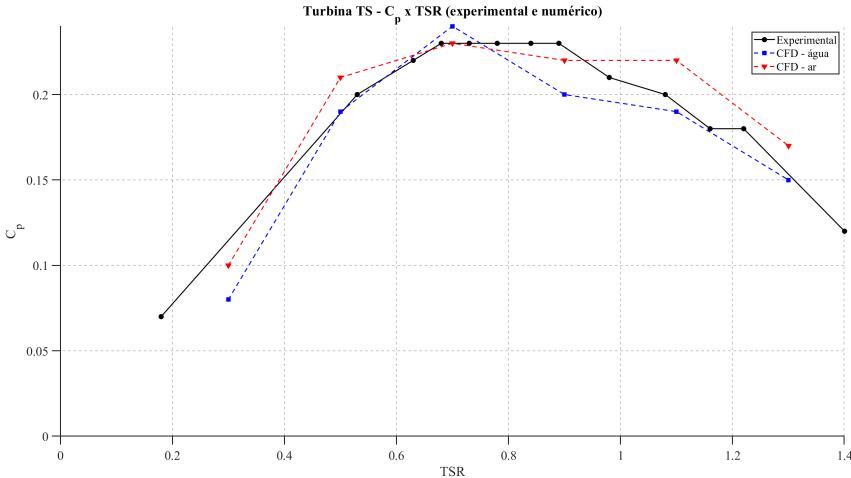


Figura 4.3: Comparaçāo entre resultados numéricos e experimentais de  $C_P \times TSR$  para a turbina Savonius (TS).

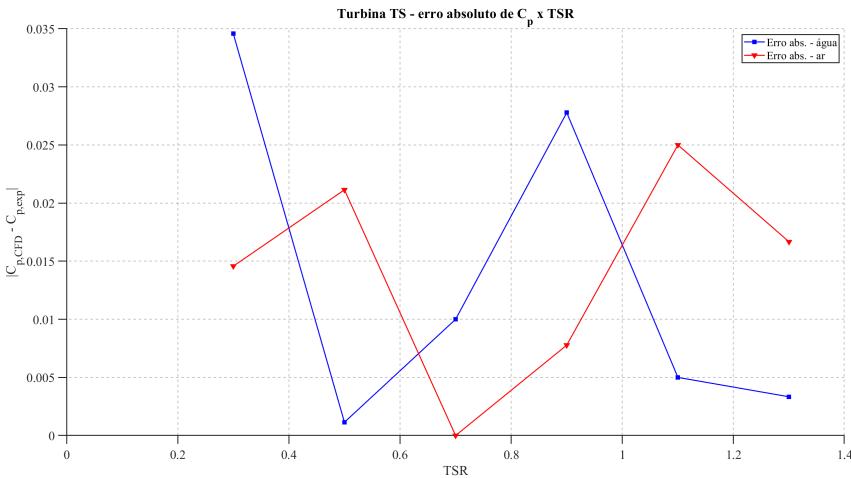


Figura 4.4: Erro absoluto de  $C_P$  em função do  $TSR$  para a turbina Savonius (TS).

#### 4.2.2

#### Turbina alternativa (TA)

As Figuras 4.5 e 4.6 apresentam a comparação entre valores experimentais e numéricos de  $C_P$  e a distribuição do erro absoluto ao longo da curva.

Para a turbina TA, o erro absoluto médio foi de 0,0635, com erro máximo de 0,1124. Em valores elevados de  $TSR$ , o coeficiente experimental de potência torna-se muito pequeno ( $C_P \rightarrow 0$ ), o que faz com que o erro relativo percentual cresça artificialmente, resultando em MAPE = 200,75%. Na região próxima ao pico experimental ( $TSR \approx 0,62$ ), as diferenças típicas situam-se em torno de algumas centésimas, correspondendo a erros entre 20–25%.

Vale destacar que tanto as simulações quanto os experimentos indicam desempenho inferior da turbina alternativa (TA) em relação à Savonius tradicional, apesar da expectativa inicial motivada pelo conceito de Pinheiro (2024).

As simulações mostram que a TA apresenta separação precoce e persistente do escoamento em vários ângulos de rotação, especialmente nas junções entre as superfícies planas. Esses desprendimentos ampliam regiões de recirculação e reduzem o diferencial de pressão entre as pás de avanço e de retorno, limitando o torque. A Savonius, por outro lado, apresenta separação mais estável devido à sua geometria curvada, o que favorece um desempenho superior em baixos valores de  $TSR$ . Esses padrões sugerem que a TA é mais sensível a efeitos tridimensionais e às limitações do modelo bidimensional.

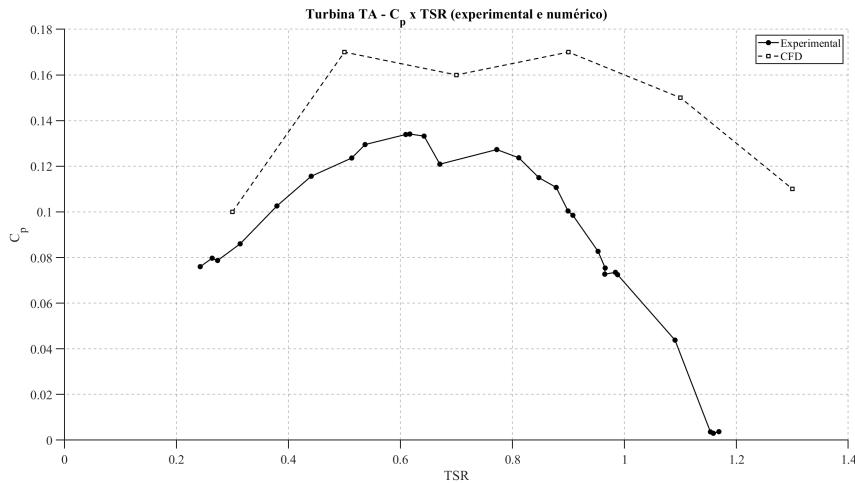


Figura 4.5: Comparação entre resultados numéricos e experimentais de  $C_P \times TSR$  para a turbina alternativa (TA).

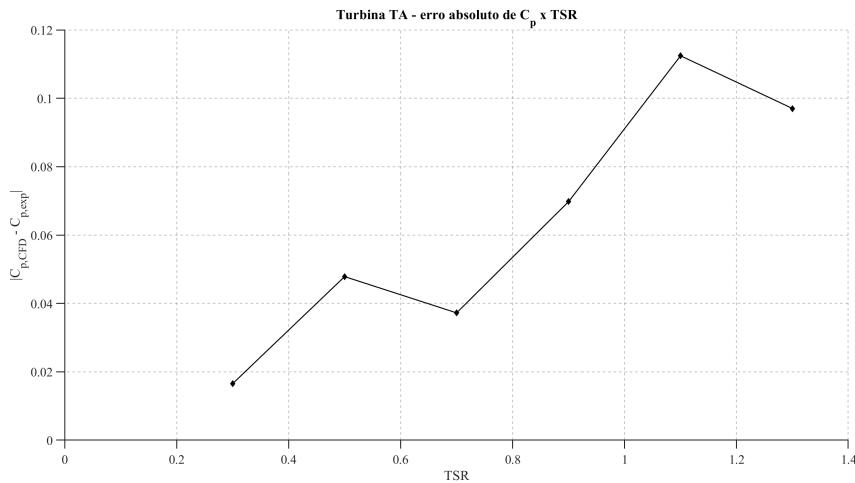


Figura 4.6: Erro absoluto de  $C_P$  em função do  $TSR$  para a turbina alternativa (TA).

#### 4.2.3

##### Resumo da validação numérica

De forma geral, as simulações reproduziram bem a forma das curvas experimentais e a posição dos picos de desempenho. Para a turbina Savonius,

os erros médios inferiores a 10% encontram-se dentro da faixa típica reportada para simulações URANS bidimensionais de turbinas de arrasto. No caso da turbina alternativa, os desvios absolutos são moderados na região de maior interesse operacional, embora o erro relativo seja inflado artificialmente para valores de  $TSR$  em que o coeficiente experimental tende a zero.

A Tabela 4.4 sintetiza as principais métricas de erro obtidas para cada turbina, consolidando os valores de MAE, erro máximo e MAPE e permitindo uma visualização clara da magnitude dos desvios ao longo da curva  $C_P \times TSR$ .

Conforme discutido por Saini e Saini (SAINI; SAINI, 2019), diferenças entre 8–20% entre previsões numéricas bidimensionais e resultados experimentais são comuns em turbinas Savonius, sobretudo devido à simplificação geométrica e à ausência de efeitos tridimensionais. Os resultados obtidos neste trabalho situam-se dentro dessas expectativas.

Tabela 4.4: Métricas de erro obtidas na validação numérica para as turbinas TS e TA.

Turbina	Condição	MAE	Erro máx.	MAPE (%)
TS	Água	0,0136	0,0346	8,68
TS	Ar	0,0142	0,0250	8,50
TA	Água	0,0635	0,1124	200,75*

\* O MAPE não é representativo para a TA, pois pequenos valores experimentais de  $C_P$  (próximos de zero) amplificam artificialmente o erro relativo.

### 4.3

#### Curvas de desempenho

Nos gráficos apresentados nesta seção, os marcadores correspondem aos valores obtidos diretamente das simulações CFD, enquanto as curvas representam ajustes polinomiais por mínimos quadrados: modelo quadrático para  $C_P(TSR)$  e modelo linear para  $C_T(TSR)$ . Esses ajustes têm como finalidade evidenciar a tendência global dos dados e permitir a identificação consistente dos pontos de máximo desempenho.

##### 4.3.1

###### Coeficiente de potência ( $C_P$ )

A Figura 4.7 apresenta as curvas  $C_P \times TSR$  obtidas para as turbinas Savonius (TS) e alternativa (TA). Ambas exibem o comportamento típico de rotores de arrasto: crescimento inicial, um pico bem definido e queda progressiva do desempenho com o aumento do  $TSR$ .

Para a turbina alternativa (TA), observa-se um descolamento mais pronunciado entre resultados numéricos e experimentais. Experimentalmente,

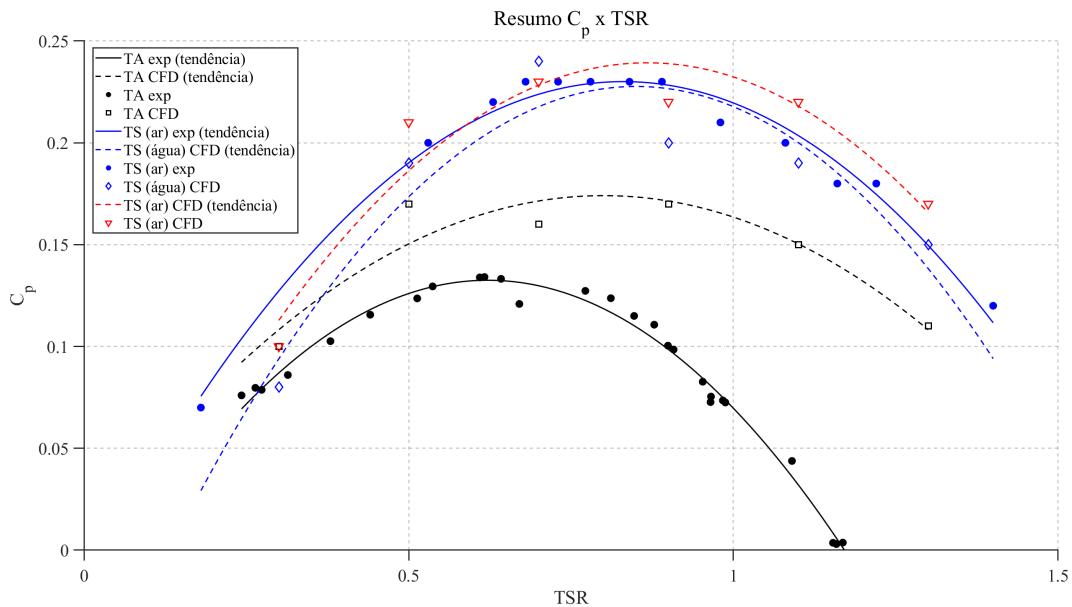


Figura 4.7: Curvas ajustadas de  $C_P \times TSR$  e pontos CFD correspondentes.

o coeficiente de potência atinge seu valor máximo em aproximadamente  $TSR \approx 0,64$ , com  $C_P \approx 0,13$ . Nas simulações, o pico desloca-se para  $TSR \approx 0,81$ , com  $C_P \approx 0,17$ , indicando diferença sistemática na posição e na magnitude do máximo. Esse comportamento está associado à geometria da TA, que apresenta quinas e regiões de separação acentuadas. Como o modelo URANS suaviza grandes gradientes e representa estruturas instáveis por médias temporais, parte da dinâmica dos vórtices desprendidos nas bordas não é capturada integralmente, especialmente na ausência de efeitos tridimensionais. O valor médio de  $y^+ \approx 1,26$  confirma que a subcamada viscosa foi resolvida, mas não elimina as limitações inerentes às simulações bidimensionais.

Para a turbina Savonius (TS) operando em água, os dados experimentais indicam  $C_{P,\max} \approx 0,23$  em  $TSR \approx 0,83$ . As simulações reproduzem esse pico com boa precisão ( $C_P \approx 0,23$  em  $TSR \approx 0,86$ ), embora apresentem subestimação sistemática em baixos valores de  $TSR$ . Nesse caso, o número de Reynolds mais baixo reduziu o valor médio de  $y^+ \approx 0,50$ , favorecendo a resolução da subcamada viscosa e contribuindo para a boa concordância próxima ao pico de desempenho.

Para a TS operando em ar, as simulações reproduzem adequadamente o comportamento observado experimentalmente. O pico numérico ocorre em aproximadamente  $TSR \approx 0,87$ , com  $C_P \approx 0,24$ , valor muito próximo ao apresentado nos dados de referência. Pequenas diferenças nos extremos da faixa de operação são esperadas, mas não comprometem a boa concordância geral entre o modelo numérico e os resultados experimentais.

### 4.3.2

#### Coeficiente de torque ( $C_T$ )

As curvas  $C_T \times TSR$ , representadas na Figura 4.8, foram ajustadas por meio de modelo linear, refletindo o decaimento quase monotônico típico de turbinas de arrasto.

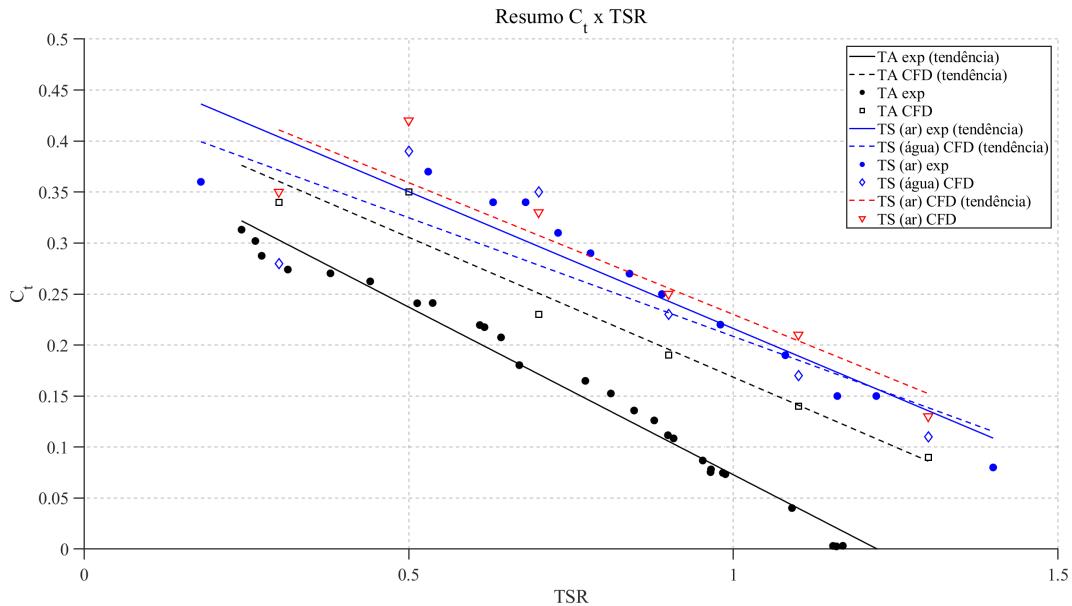


Figura 4.8: Curvas ajustadas de  $C_T \times TSR$  e pontos CFD correspondentes.

A análise das curvas de  $C_T \times TSR$  reforça os comportamentos identificados para o coeficiente de potência. No caso da turbina alternativa (TA), nota-se alguma diferença entre a inclinação das curvas experimental e numérica: nos dados experimentais, o coeficiente de torque decai mais rapidamente com o aumento do  $TSR$ , enquanto a tendência obtida em CFD apresenta declínio mais suave. Como resultado, os valores de  $C_T$  são relativamente próximos em baixos valores de  $TSR$ , mas se afastam progressivamente à medida que o regime de rotação aumenta. Esse comportamento é compatível com as limitações do modelo URANS em representar, de forma integral, o desprendimento de vórtices associado às quinas da geometria da TA.

Para a turbina Savonius (TS) operando em água, verifica-se que as simulações tendem a subestimar o torque em baixos valores de  $TSR$ , aproximando-se das medições experimentais conforme o  $TSR$  aumenta. Esse resultado indica que o modelo numérico captura de forma mais fiel os mecanismos de arrasto predominantes em condições mais próximas do ponto ótimo de operação.

Já para a TS operando em ar, verifica-se boa concordância entre simulação e experimento ao longo de toda a faixa de  $TSR$ . Os valores de  $C_T$  permanecem próximos dos dados experimentais, com diferenças discretas apenas em regimes mais elevados de rotação, sem impacto relevante na tendência global.

Esse comportamento coerente reforça a capacidade do modelo numérico de reproduzir adequadamente o escoamento da Savonius, cuja geometria simples favorece uma resposta mais estável e menos sensível a variações de regime.

Como síntese dos resultados apresentados nas Figuras 4.7 e 4.8, a Tabela 4.5 consolida os valores de  $\omega$ ,  $C_T$ ,  $C_P$  e  $Y^+$  obtidos para todas as condições simuladas. Essa organização permite uma comparação direta entre as três configurações analisadas e fornece uma visão integrada dos efeitos do número de Reynolds, da geometria e do regime operacional sobre o desempenho das turbinas.

Observa-se, a partir dos valores consolidados, que a turbina Savonius (TS) apresenta desempenho superior ao da turbina alternativa (TA) em toda a faixa de  $TSR$  considerada, tanto em coeficiente de torque quanto de potência. A variação de  $Y^+$  entre os casos reforça a influência das propriedades do fluido e do número de Reynolds na qualidade da solução numérica e na aproximação aos dados experimentais.

Tabela 4.5: Comparaçao dos resultados numéricos das turbinas Savonius (TS) em ar e água, e turbina alternativa (TA) em água

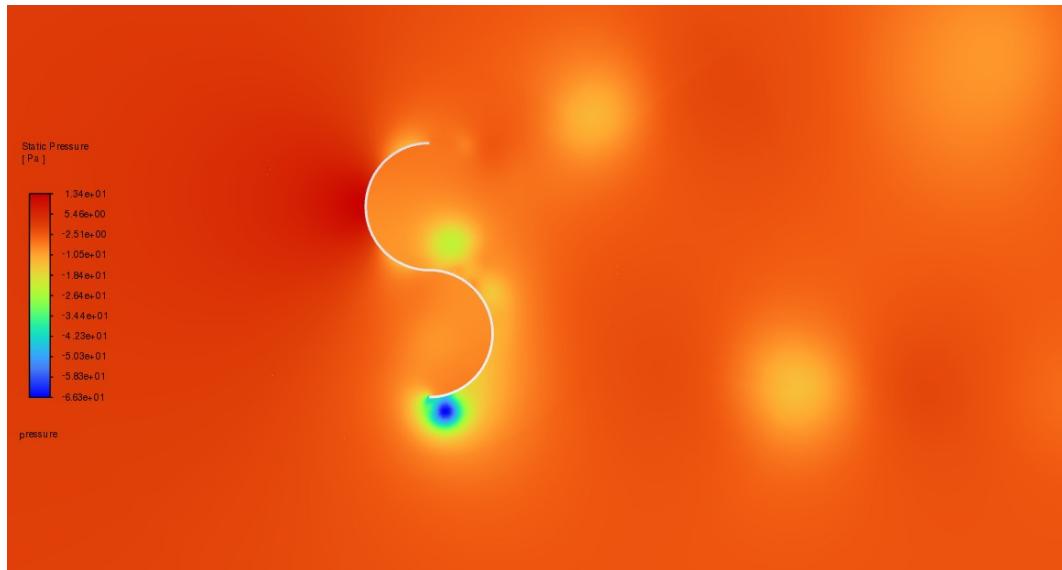
TSR (-)	TS (Ar)				TS (Água)				TA (Água)			
	$\omega$ (rad/s)	$C_T$ (-)	$C_P$ (-)	$Y^+$ (-)	$\omega$ (rad/s)	$C_T$ (-)	$C_P$ (-)	$Y^+$ (-)	$\omega$ (rad/s)	$C_T$ (-)	$C_P$ (-)	$Y^+$ (-)
0,3	4,2	0,349	0,105	1,63	0,07200	0,282	0,085	0,51	0,8	0,344	0,103	1,18
0,5	7,0	0,425	0,212	1,45	0,12000	0,388	0,194	0,46	1,3	0,349	0,175	1,24
0,7	9,8	0,333	0,233	1,59	0,16800	0,349	0,245	0,49	1,9	0,227	0,159	1,20
0,9	12,6	0,245	0,221	1,54	0,21600	0,226	0,203	0,50	2,4	0,191	0,172	1,29
1,1	15,1	0,209	0,225	1,57	0,25896	0,172	0,186	0,51	2,9	0,136	0,146	1,33
1,3	18,2	0,133	0,173	1,72	0,31200	0,112	0,145	0,55	3,5	0,088	0,114	1,34

### 4.3.3

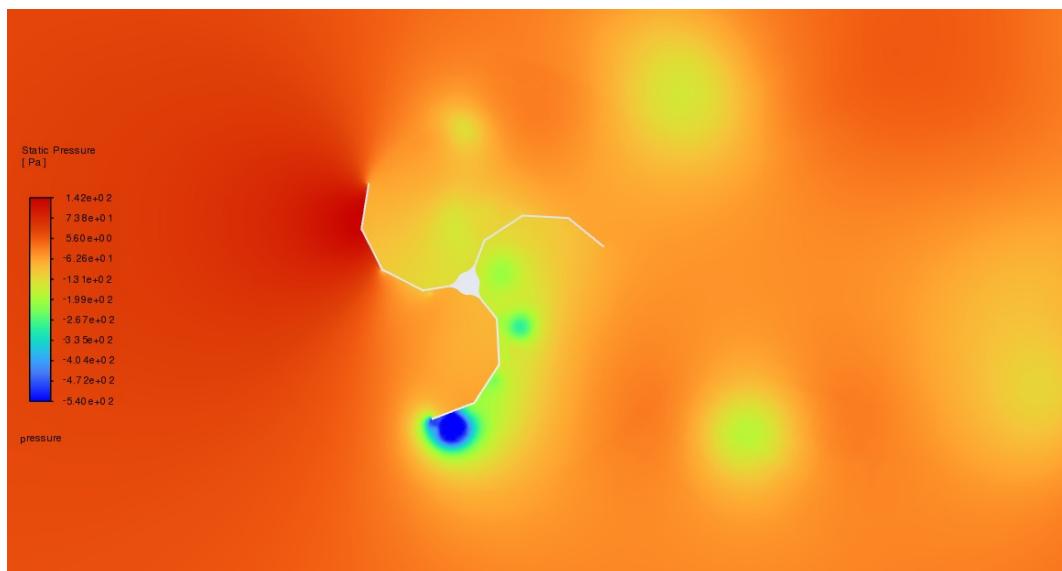
#### Análise dos campos de escoamento

Para complementar as curvas de desempenho, as Figuras 4.9 e 4.10 apresentam, respectivamente, os campos instantâneos de pressão e de velocidade das turbinas Savonius (TS) e alternativa (TA). Os resultados foram obtidos em água, para o mesmo número de Reynolds, no valor de  $TSR = 0,9$  e na posição angular correspondente ao máximo torque instantâneo. Essas visualizações permitem analisar a interação entre o escoamento e cada geometria, auxiliando na interpretação das diferenças de desempenho e dos desvios observados entre simulação e experimento.

Na turbina alternativa, observa-se separação precoce do escoamento nas transições entre as superfícies planas, evidenciada tanto pelos campos de pressão (Fig. 4.9b) quanto pelos campos de velocidade (Fig. 4.10b). Formam-se regiões extensas de recirculação e zonas de baixa pressão que se estendem a jusante, reduzindo o diferencial de pressão entre a pá de avanço e a pá de retorno e limitando a contribuição efetiva para o torque. A esteira resultante



(a) Turbina Savonius (TS) — campo de pressão



(b) Turbina Alternativa (TA) — campo de pressão

Figura 4.9: Campos de pressão para as turbinas Savonius (TS) e alternativa (TA) na posição angular de torque máximo.

é mais irregular, tornando o escoamento sensível a pequenas variações angulares. Essa maior instabilidade contribui para erros numéricos mais elevados, especialmente nos pontos de baixo  $C_P$ , nos quais o erro relativo tende a crescer.

Para a turbina Savonius, os campos de pressão e velocidade (Figuras 4.9a e 4.10a) indicam que a curvatura das pás favorece um controle mais eficiente da separação do escoamento e uma melhor organização das regiões de recirculação. Como consequência, o diferencial de pressão entre a pá de avanço e a pá de retorno mantém-se mais pronunciado ao longo da rotação. Esse comportamento resulta em uma integral de torque ao longo do ciclo significativamente maior em comparação à turbina alternativa, o que explica tanto o desempenho superior quanto a melhor concordância entre os resultados numéricos e experimentais.

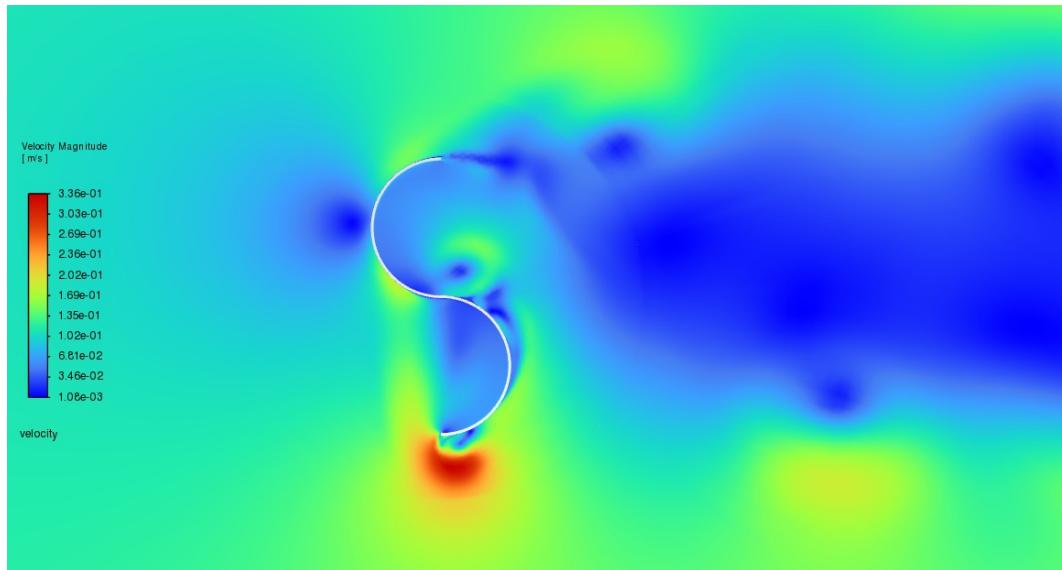
#### 4.4

#### Discussão dos resultados

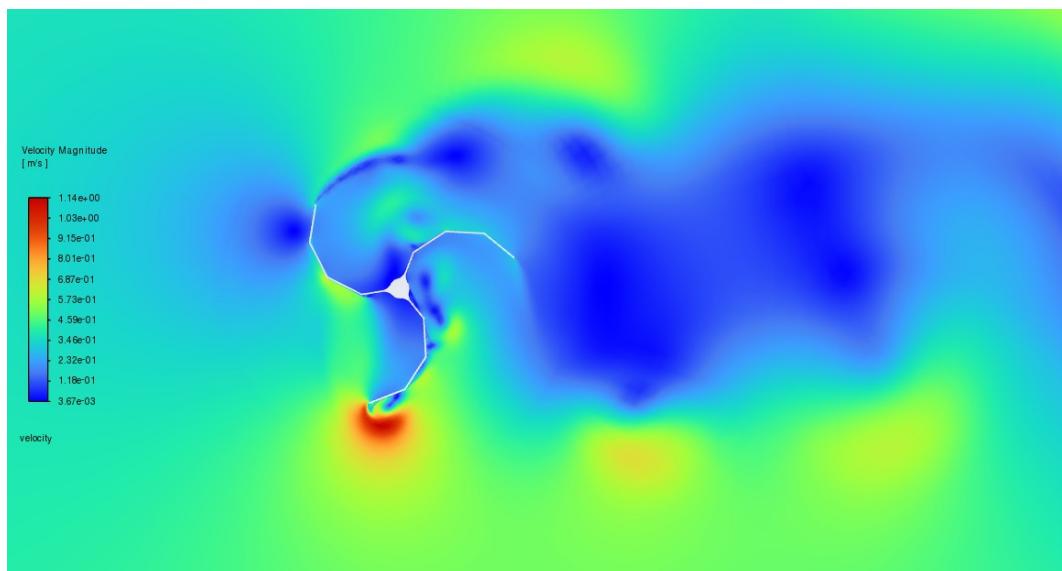
Os resultados numéricos obtidos permitem avaliar o comportamento hidrodinâmico das turbinas analisadas e a capacidade do modelo em reproduzir as tendências observadas experimentalmente. De forma geral, as simulações reproduziram bem a forma das curvas experimentais de  $C_P \times TSR$  e a posição dos picos de desempenho, com erros médios compatíveis com a faixa de 8–20% usualmente reportada para simulações URANS bidimensionais de turbinas de arrasto (SAINI; SAINI, 2019).

Para a turbina Savonius (TS), tanto em água quanto em ar, as métricas de erro indicam boa concordância global entre modelo numérico e experimentos. Em ambos os casos, os valores de MAE permaneceram próximos de 0,014, com MAPE inferior a 10%, e os maiores desvios localizaram-se em baixos valores de  $TSR$ , região em que pequenas diferenças absolutas de  $C_P$  resultam em erros relativos mais elevados. Na vizinhança do pico de desempenho, as curvas numéricas e experimentais praticamente coincidem, o que reforça a consistência do modelo para representar o regime de maior interesse operacional. No caso em água, o menor número de Reynolds e o valor médio de  $Y^+ \approx 0,5$  favoreceram a resolução da subcamada viscosa e contribuíram para a boa aproximação dos dados experimentais. Em ar, apesar do número de Reynolds mais elevado, o valor médio de  $Y^+ \approx 1,6$  manteve-se adequado ao modelo SST  $k-\omega$ , e a concordância global permaneceu satisfatória.

A turbina alternativa (TA) apresentou erros mais elevados na comparação com os ensaios em canal de água, com MAE da ordem de 0,06 e erro máximo de aproximadamente 0,11. Embora o MAPE global tenha atingido valores acima de 200%, esse indicador é fortemente influenciado pelos pontos de alto  $TSR$ , nos quais o coeficiente experimental de potência tende a zero e



(a) Turbina Savonius (TS) — campo de velocidade



(b) Turbina Alternativa (TA) — campo de velocidade

Figura 4.10: Campos de velocidade para as turbinas Savonius (TS) e alternativa (TA) na posição angular de torque máximo.

pequenas diferenças absolutas geram erros relativos muito grandes. Na região próxima ao pico experimental ( $TSR \approx 0,62$ ), as diferenças típicas situam-se em torno de algumas centésimas, o que corresponde a erros da ordem de 20–25%. Esses valores ainda são superiores aos da TS, mas permanecem em uma faixa compatível com o nível de simplificação associado à modelagem bidimensional de uma geometria com separação intensa.

A análise das curvas de desempenho mostra que a TS apresenta coeficientes de torque e potência sistematicamente superiores aos da TA em praticamente toda a faixa de  $TSR$  considerada. Em condições de número de Reynolds semelhantes, a Savonius atingiu  $C_{P,\max} \approx 0,23$ , enquanto a TA permaneceu em torno de 0,13 nos ensaios e 0,17 nas simulações. Assim, tanto os experimentos quanto o modelo numérico indicam que a configuração alternativa avaliada não apresentou vantagem hidrodinâmica em relação à Savonius tradicional, contrariando a expectativa inicial de melhoria de desempenho inspirada em Pinheiro (2024).

Os campos de pressão e velocidade apresentados nas Figuras 4.9 e 4.10 ajudam a interpretar essas diferenças. Na TA, observam-se separação precoce do escoamento nas transições entre as superfícies planas, regiões amplas de recirculação e áreas de baixa pressão que se estendem para jusante. Esse padrão reduz o diferencial de pressão entre a pá de avanço e a pá de retorno e torna a esteira mais irregular, o que limita o torque e aumenta a sensibilidade a pequenas variações de ângulo. Esse comportamento mais instável contribui para o maior erro numérico, em especial nos pontos em que  $C_P$  é pequeno e o erro relativo cresce rapidamente. Já a Savonius apresenta separação mais controlada, com regiões de recirculação mais confinadas e um diferencial de pressão mais nítido entre pá de avanço e pá de retorno, resultando em um torque mais regular e em melhor concordância entre simulação e experimento.

Esses padrões são compatíveis com o que se observa na literatura: rotoretes Savonius tendem a apresentar desempenho mais estável ao longo da faixa operacional, enquanto geometrias com quinas e separações intensas são mais sensíveis às limitações do URANS bidimensional, sobretudo pela ausência de efeitos tridimensionais. Ainda assim, os resultados obtidos mostram que a abordagem numérica adotada é adequada para estudos comparativos preliminares e para a avaliação de tendências globais de desempenho.

Por fim, a comparação direta entre as turbinas sob mesmo número de Reynolds indica que, na configuração analisada, a Savonius apresentou desempenho superior em praticamente toda a faixa de operação, tanto em termos de coeficiente de potência quanto de torque. A turbina alternativa, embora baseada em um conceito com potencial de otimização, não se mostrou mais

eficiente nas condições estudadas. Os resultados sugerem que futuras melhorias devem considerar ajustes geométricos que reduzam a separação precoce do escoamento e a sensibilidade a efeitos tridimensionais, bem como simulações tridimensionais para uma avaliação mais completa do comportamento da TA.

## 5

### Conclusão

O presente trabalho avaliou o desempenho de duas turbinas hidrocinéticas de eixo vertical, a turbina Savonius (TS) e uma turbina alternativa (TA), por meio de simulações CFD bidimensionais, utilizando a abordagem URANS e o modelo de turbulência  $k-\omega$  SST. As simulações foram conduzidas com números de Reynolds equivalentes aos dos experimentos, permitindo uma comparação direta entre as geometrias analisadas.

O teste de independência de malha permitiu identificar configurações numéricas estáveis, com variações inferiores a 5% no coeficiente de potência. A etapa de validação indicou boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais para a turbina Savonius, com erros médios inferiores a 10%, valor compatível com o reportado na literatura para simulações bidimensionais desse tipo de rotor. Para a turbina alternativa, observaram-se desvios mais elevados, especialmente em valores mais altos de  $TSR$ , refletindo tanto as limitações inerentes ao modelo 2D quanto a maior sensibilidade da geometria adotada.

As curvas de desempenho mostraram que a turbina Savonius apresentou comportamento mais consistente, com boa reprodução do valor máximo experimental do coeficiente de potência. Em contraste, a turbina alternativa apresentou deslocamento do ponto ótimo e superestimação de  $C_P$ , fenômenos associados ao desprendimento precoce do escoamento e à formação de extensas regiões de recirculação, conforme evidenciado nos campos de pressão e velocidade.

De forma geral, os resultados indicam que a modelagem bidimensional é adequada para análises comparativas preliminares, desde que suas limitações sejam devidamente reconhecidas, especialmente no caso de geometrias com superfícies planas, para as quais os efeitos tridimensionais tendem a ser mais relevantes. Entre as turbinas avaliadas, a Savonius demonstrou maior robustez e menor sensibilidade ao número de Reynolds, apresentando desempenho superior nas condições estudadas.

Como trabalhos futuros, recomenda-se a realização de simulações tridimensionais, a fim de capturar efeitos fora do plano não representados pelo modelo 2D, bem como a aplicação de abordagens de maior fidelidade, como modelos de turbulência do tipo LES, associadas ao uso de malhas mais refinadas. Sugere-se também a avaliação de ajustes geométricos na turbina alternativa, com foco no redesenho das transições entre superfícies e na introdução de curvaturas locais, visando reduzir a separação do escoamento. Por fim, novos

testes experimentais em canal ou túnel de água são recomendados para ampliar a validação e permitir uma análise mais completa do desempenho dessas turbinas em ambientes de baixa velocidade.

## Referências bibliográficas

- ANSYS Inc. **ANSYS Fluent Theory Guide**. Version 2024. Canonsburg, 2024.
- BAHAJ, A. S. Generating electricity from the oceans. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, p. 3399–3416, 2011.
- BAHAJ, A. S.; MYERS, L. E. Fundamentals applicable to the utilisation of marine current turbines for energy production. **Renewable Energy**, v. 28, p. 2205–2211, 2003.
- BERTOLINA, R. M. **Influence of the blade tilt angle on the torque generation of H-Darrieus turbines**. Dissertação (Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)) — Universidade de Brasília, Brasília, DF, 2023. 84 p. Publication ENM.DM XXX.XXX.
- DEWAN, A. et al. Computational fluid dynamics and turbulence modelling in various blades of savonius turbines for wind and hydro energy: Progress and perspectives. **Ocean Engineering**, v. 283, p. 115168, 2023.
- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanço Energético Nacional 2025**. Rio de Janeiro: EPE, 2025.
- GU, Y. et al. Status and challenges of marine current turbines. **Journal of Marine Science and Engineering**, v. 12, n. 6, p. 884, 2024.
- INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **World Energy Outlook 2023**. Paris: IEA, 2023.
- KHAN, M. J. et al. Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications. **Applied Energy**, v. 86, p. 1823–1835, 2009.
- KUMAR, A.; SAINI, R. P. Performance analysis of a savonius hydrokinetic turbine having twisted blades. **Renewable Energy**, v. 108, p. 502–522, 2017.
- MADINA, F. G.; GUTIÉRREZ, A.; FRANCO, I. 2d simulations of savonius rotors using openfoam. In: **Proceedings of the ANII Conference “Viento que Ilumina”**. [S.I.: s.n.], 2017.
- PINHEIRO, G. R. M. **SISTEMA BCEE: sistema biomimético de captação da energia eólica**. Doutorado em Desenvolvimento Local, Rio de Janeiro, 2024. Orientador: Carlos Eduardo Winter. Coorientador: Everton Rangel Bispo.
- SAINI, G.; SAINI, R. P. A review on technology, configurations, and performance of cross-flow hydrokinetic turbines. **International Journal of Energy Research**, v. 43, n. 13, p. 6639–6679, 2019.

- SALLEH, M. B.; KAMARUDDIN, N. M.; MOHAMED-KASSIM, Z. Savonius hydrokinetic turbines for a sustainable river-based energy extraction: A review of the technology and potential applications in malaysian. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, v. 36, p. 100554, 2019.
- SEPTIAN, A.; YUWONO, T.; WIDODO, W. Flow analysis around a circular cylinder on the performance of a savonius-type hydrokinetic turbine placed on the advancing blade side. **International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering**, v. 19, p. 41–48, 2019.
- SHAMSUDDIN, M. S. M.; KAMARUDDIN, N. M. Experimental study on the characterization of the self-starting capability of a single and double-stage savonius turbine. **Results in Engineering**, v. 13, p. 100854, 2022.
- SHANEGOWDA, T. G. et al. Numerical studies on the performance of savonius hydrokinetic turbines with varying blade configurations for hydropower utilization. **Energy Conversion and Management**, v. 312, p. 118535, 2024.
- SHELDahl, R. E.; BLACKWELL, B. F.; FELTZ, L. V. Wind tunnel performance data for two- and three-bucket savonius rotors. **Journal of Energy**, v. 2, n. 3, p. 160–164, 1978.
- STAVROPOULOS, P. et al. Subsea electrical power generation for localised subsea applications. In: **Offshore Technology Conference**. [S.I.: s.n.], 2003.
- WU, K.-T. et al. Numerical and experimental investigation of the effect of design parameters on savonius-type hydrokinetic turbine performance. **Energies**, v. 15, n. 5, p. 1856, 2022.
- YAAKOB, O. B.; ALI, M. et al. Experimental studies on savonius-type vertical axis turbine for low marine current velocity. **International Journal of Energy**, v. 26, n. 1, p. 12–22, 2013.
- ZHANG, H. et al. A deep-water in-situ power generation system based on a novel chain-driven hydrokinetic turbine. **Journal of Cleaner Production**, v. 379, 2023.
- ZHANG, H. et al. Analysis and optimization of a deep-water in-situ power generation system based on ductless archimedes screw hydrokinetic turbines. **Renewable Energy**, v. 225, 2024.