



UNIVERSIDADE FEDERAL DO MARANHÃO
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica

Diego Leonardo Santos Cosme

**Otimização da Configuração de Parques
Hidrocínéticos: Um Estudo de Caso com o Canal do
Boqueirão**

São Luís - MA

2024

Diego Leonardo Santos Cosme

**Otimização da Configuração de Parques Hidrocinéticos: Um
Estudo de Caso com o Canal do Boqueirão**

Tese apresentada à Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal do Maranhão como requisito para obtenção do título de Doutor em Engenharia Elétrica na área de concentração em Sistemas de Energia.

Programa de Pós-graduação em Engenharia Elétrica
Universidade Federal do Maranhão

Orientador: Prof. Dr. Osvaldo Ronald Saavedra Mendez
Coorientador: Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho

São Luís - MA

2024

Ficha gerada por meio do SIGAA/Biblioteca com dados fornecidos pelo(a) autor(a).
Diretoria Integrada de Bibliotecas/UFMA

Santos Cosme, Diego Leonardo.

Otimização da Configuração de Parques Hidrocinéticos:
Um Estudo de Caso com o Canal do Boqueirão / Diego
Leonardo Santos Cosme. - 2024.
90 f.

Orientador(a): Osvaldo Ronald Saavedra Mendez Ramiro
Gustavo Ramirez Camacho.

Tese (Doutorado) - Programa de Pós-graduação em
Engenharia Elétrica/ccet, Universidade Federal do
Maranhão, São Luís - Ma, 2024.

1. Custo Nivelado de Energia. 2. Energia de Maré. 3.
Energias Oceânicas. 4. Turbinas Hidrocinéticas. 5.
Esteiras. I. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho, Osvaldo
Ronald Saavedra Mendez. II. Título.

Diego Leonardo Santos Cosme

Otimização da Configuração de Parques Hidrocinéticos: Um Estudo de Caso com o Canal do Boqueirão

Trabalho de Tese. São Luís - MA, ___ de _____ de 2024.

Prof. Dr. Osvaldo Ronald Saavedra Mendez, UFMA.
Orientador

Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho, UNIFEI.
Coorientador

Prof. Dr. Jerson Rogerio Pinheiro Vaz, UFPA
Membro da Banca Examinadora

Prof. Dr. Mauro Michelena Andrade, UNIVALI
Membro da Banca Examinadora

Prof. Dr. Shigeaki Leite de Lima, UFMA
Membro da Banca Examinadora

Prof. Dr. Pedro Bezerra Leite Neto, UFMA
Membro da Banca Examinadora

Agradecimentos

A Deus, acima de tudo, que me garantiu forças para prosseguir nessa árdua caminhada de graduação me dando sinais de graças até hoje. Aos meus pais, Iraides Braga Cosme e Lecia Maria Sousa Santos Cosme, por todo o amor e dedicação.

A minha irmã Larissa Santos Cosme e a todos os meus familiares.

Ao Prof. Dr. Osvaldo Ronald Saavedra Mendez pela orientação, dedicação e paciência. Fico honrado em ser aluno desse grande profissional.

Ao professor Ramiro Gustavo Ramirez Camacho, meu coorientador e aos professores Shigeaki Leite de Lima, José Gomes de Matos, Denisson Queiroz Oliveira e Silvângela Lilian da Silva Lima Barcelos por todo seu vasto conhecimento repassado, suas colaborações e orientações na elaboração da pesquisa.

A Tania Angulo pela disposição em compartilhar seu conhecimento, oferecer apoio e encorajar-me nos momentos mais desafiadores deste trabalho.

Aos meus amigos da graduação, Daniel Klin, Jonhson James, Fábio Aurélio, Diego Barros, Nathan dos Santos, Lucas Cardoso, Tadeu Cardoso, Roberto Matos, Rodrigo Gonçalves, Augusto Matos, Ivan Rocha, Leonardo Santos e Ygor Frazão, pela verdadeira amizade e companheirismo.

Aos meus amigos(as) do Instituto de Energia Elétrica - IEE, Isabelle Oliveira, Aline Mayara, Leonilson Veras, Wender Figueredo, Anna Dulce Espindola, Natalia Saraiva, George Colares, Raiane Freitas, Juan Ibanez, Rafael Veras, Davi Borges, Nerval Santos, Wenllson Leite, Amiron Serra, Hercules Oliveira, Rafael Quezada, Mayara Martins e Hellen Souza pelo fundamental apoio e incentivo.

A FAPEMA (Fundação de Amparo à Pesquisa e ao Desenvolvimento Científico e Tecnológico do Maranhão) e INEOF (Instituto Nacional de Ciência e Tecnologia Energias Oceânicas e Fluviais) pelo apoio financeiro.

*"Conhecimento não é aquilo que você sabe, mas
o que você faz com aquilo que você sabe."*

(Aldous Huxley)

Resumo

Este estudo concentra-se na caracterização energética do Canal do Boqueirão por meio da medição e análise de suas correntes de maré. Os dados obtidos foram utilizados para modelar a área no software DELFT3D-FLOW®, ajustando as condições de contorno para garantir uma representação precisa das correntes de maré. O potencial energético teórico, considerando uma área de $1,5 \text{ km}^2$ dentro do canal, contempla a instalação de um parque hidrocínético com turbinas de eixo horizontal com difusor, onde são avaliados os efeitos de interação entre as esteiras por meio de modelos simplificados. Nesta análise, foi realizado o estudo do Custo Nivelado de Energia para a fazenda hidrocínética, destacando a viabilidade e a competitividade econômica dessa fonte renovável de energia. Os resultados mostraram que o modelo de turbina utilizado para a simulação baseou-se em uma nova metodologia de projeto de rotores com difusor, combinando análises preliminares no *Computational Fluid Dynamics* utilizando o disco atuador e o *design* geométrico do rotor. Este processo considerou a influência das pás no escoamento, demonstrando consistência nas simulações 3D, onde o coeficiente de potência atinge o pico na condição de projeto (coeficiente de potência de pico de 0,415 normalizado pela maior área da seção transversal do difusor ou 0,905 quando normalizado pela área da garganta). Os arranjos analisados indicaram que espaçamentos laterais de 1,5D e longitudinais de 55D minimizam a interferência entre turbinas e maximizam o coeficiente de potência do dispositivo que se localiza à jusante.

Palavras-chave: Custo nivelado de energia; energia de maré; energias oceânicas; turbinas hidrocínéticas; esteiras.

Abstract

This study focuses on the energy characterization of the Boqueirão Channel through the measurement and analysis of its tidal currents. The data obtained were used to model the area in the DELFT3D-FLOW® software, adjusting the boundary conditions to ensure an accurate representation of the tidal currents. The theoretical energy potential, considering an area of 1.5 km^2 within the channel, contemplates the installation of a hydrokinetic park with horizontal-axis turbines equipped with diffusers, where the interaction effects between wakes are evaluated using simplified models. In this analysis, the Levelized Cost of Energy for the hydrokinetic farm was studied, highlighting the feasibility and economic competitiveness of this renewable energy source. The results showed that the turbine model used for the simulation was based on a new methodology for designing diffused rotor blades, combining preliminary analyses in Computational Fluid Dynamics using the actuator disk and the geometric design of the rotor. This process considered the influence of blades on the flow, demonstrating consistency in 3D simulations, where the power coefficient peaks at the design condition (a peak power coefficient of 0.415 normalized by the largest cross-sectional area of the diffuser or 0.905 when normalized by the throat area). The analyzed arrangements indicated that lateral spacings of 1.5D and longitudinal spacings of 55D minimize interference between turbines and maximize the power coefficient of the downstream device.

Keywords: Levelized cost of energy; tidal energy; ocean energy; hydrokinetic turbines; wakes.

Lista de ilustrações

Figura 1.1 – Resultados obtidos da simulação hidrodinâmica para magnitude de velocidade na superfície.	18
Figura 1.2 – (a) Visão aérea da barragem do Bacanga e (b) o modelo conceitual da central energética.	19
Figura 1.3 – (a) Guinard ($3,5 \text{ kW}$ e 3 ms^{-1}); (b) Smart-Hydro (5 kW e 3 ms^{-1}); e (c) OpenHydro ($1,5 \text{ MW}$ e $2,5 \text{ ms}^{-1}$).	20
Figura 1.4 – Turbulência gerada devido a presença de uma turbina acoplada com um difusor circular.	21
Figura 2.1 – Mapa do Brasil destacando o mapa do Estado do Maranhão, com a área piloto entre a Grande São Luís e a ilha do Medo.	26
Figura 2.2 – Localização aproximada das campanhas 1 e 2 realizadas no Canal do Boqueirão.	27
Figura 2.3 – Preamar e baixa-mar durante as campanhas (a) 1 e (b) 2.	28
Figura 2.4 – CTD e ADCP utilizado nas campanhas realizadas no Canal do Boqueirão.	29
Figura 2.5 – Distribuição temporal da salinidade, temperatura e turbidez da água durante o ciclo de maré na Baía de São Marcos para a campanha (a) 1 e (b) 2.	30
Figura 2.6 – Direção do vetor corrente de maré medido no Canal do Boqueirão para a campanha 1 (a) e 2 (b).	31
Figura 2.7 – Curvas das intensidades de corrente ao longo da coluna d’água do Canal do Boqueirão para a campanha 1 (a) e 2 (b).	32
Figura 2.8 – Curvas das médias de intensidade de corrente para cada cota medidas nas campanhas 1 e 2.	33
Figura 2.9 – Grade 1 destacada dentro do estado do Maranhão e a Grade 2 aninhada com a grade 1.	35
Figura 2.10–Modelo bidimensional do assoalho marinho com a profundidade em metros das grades 1 e 2.	36
Figura 2.11–Distribuição das magnitudes de corrente de maré na Baía de São Marcos.	37
Figura 2.12–Média da magnitude de velocidade horizontal durante o segundo ciclo lunar de 2021.	38
Figura 2.13–Comparação entre as magnitudes de velocidade medidas e simuladas.	39
Figura 2.14–Curvas das intensidades de corrente para as profundidades de 5 e 16 <i>m</i> no Canal do Boqueirão para a campanha de quadratura (a) e sizígia (b).	40
Figura 2.15–Curvas das densidade de potência para as profundidades de 5 e 16 <i>m</i> no Canal do Boqueirão para a campanha de quadratura (a) e sizígia (b).	41
Figura 2.16–Densidade de potência média ao longo do perfil vertical.	42

Figura 2.17–Curvas das densidades de potência média acumulada para as profundidades de até 16 m no Canal do Boqueirão para a campanha de quadratura (a) e sizígia (b).	43
Figura 3.1 – Fluxo tubular em torno de uma turbina hidrocínética de eixo horizontal.	45
Figura 3.2 – Representação da queda drástica de pressão e redução menos acentuada na velocidade do escoamento após atravessar a turbina.	46
Figura 3.3 – Sistema de conversão de energia das correntes de maré.	47
Figura 3.4 – Conversão da energia das marés utilizando turbina hidrocínética. . . .	48
Figura 3.5 – Relação de C_p e λ para diferentes θ	49
Figura 3.6 – Vórtices gerados pela ponta das pás e rotor de uma turbina hidrocínética de 3 pás.	50
Figura 3.7 – Ilustração da esteira de turbulência.	51
Figura 3.8 – Flutuações de velocidade ao longo do tempo no escoamento turbulento.	52
Figura 3.9 – Fluxo e movimento de particulados no leito de um canal, utilizando o método DNS.	54
Figura 3.10–Representação esquemática do escoamento turbulento.	54
Figura 3.11–Distribuição da velocidade turbulenta utilizando os modelos RANS, LES e DNS.	55
Figura 3.12–Diagrama esquemático dos principais modelos de turbulência.	56
Figura 4.1 – Carregamento uniforme (a) e com folga (b) do disco atuador.	61
Figura 4.2 – Contornos de velocidade para o caso do carregamento uniforme (a) e com folga (b) do disco atuador.	62
Figura 4.3 – Projeto do conjunto rotor (6 pás), <i>nacelle</i> e difusor.	62
Figura 4.4 – Domínio computacional adotado para a análise de desempenho da turbina.	63
Figura 4.5 – Contornos de velocidade local, no plano meridional (a) $\lambda = 2, 13$ ponto de projeto e (b) Curva C_p da turbina hidrocínética otimizada.	63
Figura 4.6 – Geometria da turbina com o rotor completo, simplificado e suas condições de contorno.	64
Figura 4.7 – Contornos de velocidade da esteira e comparação dos perfis de velocidade entre o modelo completo e simplificado.	64
Figura 4.8 – Contornos de velocidade para a turbina utilizando o modelo <i>3D Fan Zone</i>	65
Figura 4.9 – Contornos de intensidade turbulenta para a turbina utilizando o modelo <i>3D Fan Zone</i>	65
Figura 4.10–Curvas de potência da turbina para diferentes diâmetros de difusores. .	66
Figura 4.11–Energia anual vs velocidade nominal (a) e FC vs velocidade nominal (b) das turbinas com difusor de diâmetro de 6, 5, 4 e 3 m.	67
Figura 5.1 – <i>Site</i> disponível para instalação da fazenda de turbinas hidrocínéticas no Canal do Boqueirão.	69

Figura 5.2 – Módulos de velocidade das esteiras de turbulência considerando o arranjo sem distanciamento lateral (a), com distanciamento lateral de 1D (b) e distanciamento lateral de 1,5D (c).	71
Figura 5.3 – Esboço do distânciamento lateral das turbinas hidrocinéticas a serem utilizadas no parque do Canal do Boqueirão.	72
Figura 5.4 – Contorno de velocidade para a distância longitudinal de 55D (a) e gráfico de valores do C_p e distancia longitudinal das turbinas considerando os nove arranjos (b).	72
Figura 5.5 – Arranjo das turbinas hidrocinéticas carenadas no parque do Canal do Boqueirão.	73

Lista de tabelas

Tabela 1.1 – Status de projetos envolvendo turbinas hidrocínéticas de correntes de maré.	17
Tabela 1.2 – Estudo do comprimento das esteiras de turbulência gerada pelas turbinas hidrocínéticas.	22
Tabela 2.1 – Tempo de duração total para cada magnitude de velocidade medidas nas campanhas 1 e 2.	34
Tabela 2.2 – Principais constituintes de correntes de maré na Baía de São Marcos.	38
Tabela 2.3 – Densidade de potência média ao longo do perfil vertical.	42
Tabela 3.1 – Sumário dos modelos de turbulência utilizados nos artigos consultados.	59
Tabela 4.1 – Resumo das especificações das turbinas hidrocínéticas carenadas simuladas para o Canal do Boqueirão.	68
Tabela 5.1 – Distanciamento lateral das turbinas.	70
Tabela 5.2 – Características do parque hidrocínético de turbinas carenadas do Canal do Boqueirão.	73
Tabela 5.3 – Custos estimados, CAPEX e OPEX.	76
Tabela 5.4 – Geração anual e LCOE.	76

Lista de abreviaturas e siglas

ADCP	<i>Acoustic Doppler Current Profiler</i>
BEM	<i>Blade Element Momentum</i>
CAPEX	<i>Capital Expenditure</i> - Custo de instalação
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CTD	<i>Conductivity, Temperature and Depth</i>
DNS	<i>Direct Numerical Simulation</i>
FC	Fator de Capacidade
GPS	<i>Global Positioning System</i>
LCOE	<i>Levelized Cost of Electricity</i>
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
MPPT	<i>Maximum Power Point Tracking</i>
MHWN	<i>Mean High Water Neaps</i>
MHWS	<i>Mean High Water Springs</i>
OTEC	<i>Ocean Thermal Energy Conversion</i>
O&M	Operação e Manutenção
OPEX	<i>Operational Expenditure</i> - Custo de operação
RANS	<i>Reynolds Averaged Navier-Stokes</i>
SST	<i>Shear Stress Transport</i>
TDA	Teoria do Disco Atuador
URANS	<i>Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes</i>

Lista de símbolos

Q	Vazão
u_w	Velocidade de escoamento na área
u_0	Fluxo a montante
u_{dis}	Fluxo à jusante
p_0	Pressão ambiente do fluido
p_{dis}^+	Pressão à montante da turbina
p_{dis}^-	Pressão à jusante da turbina
ρ	Densidade do fluido
g	Aceleração da gravidade
P_{tidal}	Potência extraível das correntes de maré
$P_{turbina}$	Potência da turbina
$P_{entrada}$	Potência de entrada da turbina
P_{saida}	Potência de saída da turbina
C_p	Coefficiente de potência
c_∞	Velocidade de escoamento
A_{ref}	Área do rotor
Ω	Velocidade angular da turbina
θ	Ângulo de <i>pitch</i>
C_t	Coefficiente de torque
T	Conjugado desenvolvido pelo rotor
\bar{u}	Velocidade média
u'	Velocidade flutuante
Re	Número de Reynolds
L	Diâmetro da tubulação circular

μ	Viscosidade dinâmica
u_i	Velocidade absoluta
p^*	Pressão estática móvel
k	Energia cinética turbulenta por unidade de massa
μ^t	Viscosidade turbilhonar
v_t	Turbulência cinemática
ω	Frequência turbulenta
l	Escala de comprimento
r	Taxa de inflação
n	Tempo de vida do sistema
t	Ano de inicialização do projeto
M	Taxa de economia de escala geralmente empregada no setor industrial
$Cost_A$	Custo da turbina A
Cap_A	Potência nominal da turbina A

Sumário

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	Justificativa	23
1.2	Objetivos	24
1.2.1	Objetivo geral	24
1.2.2	Objetivos específicos	24
1.3	Estrutura do trabalho	24
2	CARACTERIZAÇÃO DO CANAL DO BOQUEIRÃO	26
2.1	Modelagem hidrodinâmica	34
2.2	Estimativa do potencial energético	39
3	EFEITOS HIDRODINÂMICOS DAS TURBINAS EM UM ESCOAMENTO LIVRE	44
3.1	Teoria do disco atuador	44
3.2	Potência da turbina	47
3.3	Vórtices gerados pelas turbinas	49
3.4	Esteira de turbulência	50
3.5	Modelagem da turbulência	51
3.5.1	Modelo Zero-Equação	56
3.5.2	Modelo Spalart-Allmaras	56
3.5.3	Modelo $k - \varepsilon$ padrão	57
3.5.4	Modelo $k - \varepsilon$ RNG	57
3.5.5	Modelo $k - \varepsilon$ realizável	57
3.5.6	Modelo $k - \omega$ padrão	58
3.5.7	Modelo $k - \omega$ SST	58
3.6	Resumo das técnicas aplicadas nos artigos	59
4	TURBINA HIDROCINÉTICA CARENADA MODELADA PARA O CANAL DO BOQUEIRÃO	61
5	DESENHO DO PARQUE HIDROCINÉTICO E ESTUDO ECONÔMICO	69
6	CONCLUSÕES	77
6.1	Trabalhos futuros	78
6.2	Publicações	79

Referências 80

1 Introdução

A transição da matriz energética global rumo a fontes renováveis está em curso, impulsionada pelos efeitos do aquecimento global e pela necessidade de mitigar suas consequências. Segundo o relatório anual de energia da BP na edição do ano de 2024, existem algumas tendências na matriz energética global. Declínio gradual da geração de eletricidade por meio de fontes com maior teor de carbono, rápido crescimento nas fontes renováveis e crescente aumento de demanda no mundo. Esta expansão rápida é impulsionada principalmente pelas fontes eólica e solar. A expectativa é de que a participação das energias renováveis na matriz global aumente de 10% no ano de 2019 para no mínimo 35% em 2050 [1].

Dentre as fontes renováveis, as fontes oceânicas/marinhas emergem como uma promissora e necessária alternativa, de acordo com estabelecido na COP28 estas deverão aumentar sua capacidade instalada de 0,5 *GW* em 2022 para 72 *GW* em 2030. Modalidades como correntes e barragens de maré, OTEC (*Ocean Thermal Energy Conversion*) e gradiente de salinidade estão sendo exploradas. Enquanto isso as fontes hidráulicas deverão ir de 1255 *GW* em 2022 para 1465 *GW* em 2030 [2]. Este estudo aborda as correntes de maré, com foco em parques hidrocínéticos que utilizam turbinas de eixo horizontal para aproveitamento energético. Sendo estes também possuem grande relevância, tendo vários projetos em desenvolvimento com descrito na tabela 1.1.

Tabela 1.1 – Status de projetos envolvendo turbinas hidrocínéticas de correntes de maré.

Projeto	Localização	Potência instalada	Fonte
Shetland Tidal Array	Escócia	600 <i>kW</i>	[3]
MeyGen	Escócia	398 <i>MW</i>	[4]
SeaGen (Descomissionado em 2019)	Irlanda do Norte	1,2 <i>MW</i>	[5]
OpenHydro Alderney	Reino Unido	300 <i>MW</i>	[6]
Planta de marés da Baía de Fundy	Canadá	64 <i>MW</i>	[7]
Projeto Golfo de Kutch	Índia	250 <i>MW</i>	[8]
Planta de marés Mezenskaya	Rússia	24 <i>GW</i>	[9]
Projeto Anglesey Skerries (Descomissionado em 2016)	Reino Unido	10 <i>MW</i>	[10]

Fonte: Elaborado pelo autor.

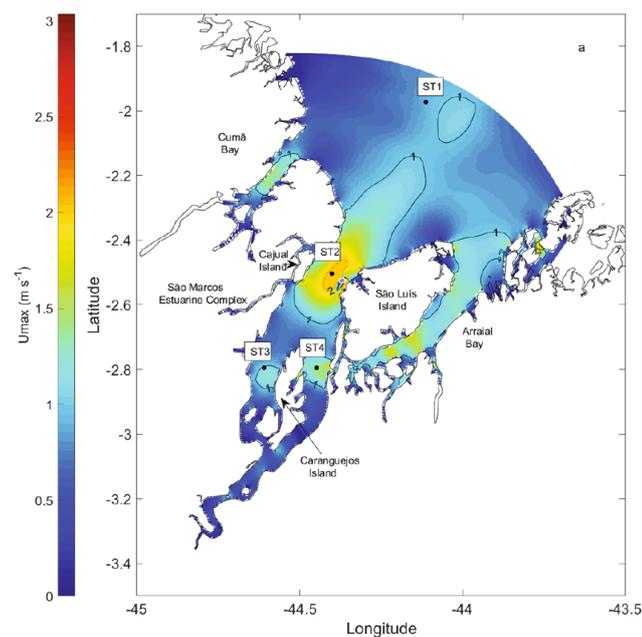
Contudo, a viabilidade da geração de energia em locais com baixa velocidade de correntes de maré tem despertado crescente interesse no que tange o desenvolvimento de turbinas de pequena escala porém isto abrange um mercado mais restrito, geralmente com

o objetivo de suprir a demanda de pequenos povoados localizados em regiões remotas ou em ilhas onde a rede elétrica tradicional não cobre [11]. O principal desafio para o desenvolvimento destas turbinas hidrocinéticas, é a velocidade da corrente, pois nem sempre são encontradas velocidades elevadas em canais, estuários ou rios (superiores a 2 ms^{-1}). Por exemplo, de acordo com [12], aproximadamente 70% dos canais navegáveis ao longo da costa da China têm velocidades médias inferiores a $1,5 \text{ ms}^{-1}$. As costas sul, oeste e leste do Reino Unido também apresentam velocidades médias de corrente inferiores a 2 ms^{-1} . Portugal também enfrenta o desafio de aproveitar a energia da corrente de maré no Canal da Ria Formosa, onde as velocidades são limitadas a $1,4 \text{ ms}^{-1}$.

No sudeste asiático, também predominam os baixos fluxos de corrente, geralmente inferiores a 2 ms^{-1} . Nas Filipinas e na Malásia, os fluxos se limitam a $1,4$ e $1,2 \text{ ms}^{-1}$, respectivamente. O México apresenta condições de fluxo semelhantes ao Brasil, variando entre $1,5$ e 2 ms^{-1} [13]. No trabalho realizado por [14], foram destacadas as principais localidades consideradas viáveis para exploração da energia das correntes de maré. Entre elas, as regiões Norte e Nordeste do Brasil tiveram destaque no cenário nacional.

Localizado na região Nordeste, o estado do Maranhão possui alguns locais que têm sido alvo de pesquisa. Em [15], analisou-se a possibilidade de exploração energética no complexo estuarino de São Marcos e na Baía de Turiagu. Nas pesquisas realizadas em [16], [17] e [18], foi conduzida uma modelagem hidrodinâmica do complexo estuarino de São Marcos, identificando possíveis *hotspots*. Na figura 1.1 está ilustrado os pontos com as maiores magnitudes de velocidades de superfície dentro do complexo.

Figura 1.1 – Resultados obtidos da simulação hidrodinâmica para magnitude de velocidade na superfície.



Fonte: [17].

Fazendo parte do complexo de São Marcos, existem duas regiões particularmente interessantes: a barragem do Bacanga e o Canal do Boqueirão. A barragem do Bacanga foi construída em 1973 com o objetivo de reduzir a distância entre a capital São Luís e o porto do Itaqui, diminuindo de 36 *km* para 9 *km*. Durante o período de construção da barragem, a Eletrobrás mobilizou várias empresas para estudar a viabilidade técnica e econômica de implantar uma usina no local; no entanto, os projetos não foram finalizados [15].

Em [19], [20] e [15], discute-se a instalação de uma central de energia das marés (10 *MW*) na barragem. Na figura 1.2 (a) está representada uma visão da barragem do Bacanga, enquanto na figura 1.2 (b) é ilustrado o modelo conceitual da central energética que aproveita a própria estrutura da barragem.

Figura 1.2 – (a) Visão aérea da barragem do Bacanga e (b) o modelo conceitual da central energética.



Fonte: [19].

No Canal do Boqueirão, conforme mencionado em [14], realizaram campanhas de medição que identificaram velocidades de corrente de até 2,3 ms^{-1} , indicando ser um local bastante atrativo para a instalação de turbinas hidrocínéticas. No mesmo trabalho, também foi verificada a viabilidade da instalação de turbinas com potências de 5, 10, 25, 42 e 55 *kW*.

Como mencionado anteriormente, há vários projetos em desenvolvimento de turbinas hidrocínéticas, muitos dos quais visam locais com grande profundidade (superiores a 60 *m*) e extensão, além de altas velocidades de correntes de maré (superiores a 3 ms^{-1}). Isso facilita a instalação de turbinas com diâmetros maiores (aproximadamente 40 *m*) e, conseqüentemente, maior potência a ser extraída.

No entanto, geralmente, nestes locais mais propícios para a instalação de turbinas de grande porte, encontram-se regiões pouco povoadas (por exemplo, o Pentland Firth, a nordeste da costa da Escócia). A revisão da literatura sugere que sítios como canais, rios, cabeceiras ou estreitos estão mais próximos das áreas que demandam eletricidade [21].

Para viabilizar economicamente a geração de energia elétrica em locais com tráfego intenso de navios, profundidade limitada, topografia marinha extremamente irregular e baixas velocidades de correntes, é necessário utilizar turbinas de menor porte e, conseqüentemente, menor potência extraível. Existem estratégias que possibilitam aproveitar os benefícios existentes nessas regiões, sendo uma delas a utilização de várias turbinas de menor porte formando parques hidrocinéticos.

Devido à disponibilidade limitada de espaço para a instalação do parque, é fundamental otimizá-lo de modo a extrair a maior quantidade possível de energia. Para alcançar essa eficiência global, pode-se começar aumentando o aproveitamento energético de cada turbina. Sua eficiência é restrita pelo conhecido limite de Betz, ou seja, independente do desenho das pás, ela não pode captar mais do que 59,3% da energia em fluxo livre.

Para abordar essa questão de baixa eficiência, pode-se utilizar o conceito de turbinas carenadas (com difusor) [22]. Este elemento adicional funciona como uma carcaça que reduz o vórtice na ponta das hélices e torna mais laminar o escoamento que passa pela turbina. Isso permite um considerável aumento na eficiência, ultrapassando o limite de Betz. Com esse incremento, é possível reduzir o tamanho do rotor, permitindo que o mesmo tenha velocidade de rotação maior e ainda reduzindo os custos de fabricação. Além disso, as turbinas carenadas são menos sensíveis a fluxos de ângulos inclinados, devido à sua estrutura, que torna o fluxo mais laminar [23]. A figura 1.3 contém alguns exemplos de turbinas hidrocinéticas com difusor.

Figura 1.3 – (a) Guinard ($3,5 \text{ kW}$ e 3 ms^{-1}); (b) Smart-Hydro (5 kW e 3 ms^{-1}); e (c) OpenHydro ($1,5 \text{ MW}$ e $2,5 \text{ ms}^{-1}$).



(a)



(b)



(c)

Fonte: [24].

A instalação de um difusor como componente integrante da turbina oferece diversas vantagens previamente mencionadas. Contudo, esta é uma estrutura de grandes dimensões sujeita a elevadas forças, o que exige uma resistência mecânica adequada. Do ponto de vista hidrodinâmico, a presença da turbina como um todo gera uma região de escoamento em espiral após a passagem da água, conhecida como esteira de turbulência [23]. A figura 1.4 ilustra o escoamento turbulento à jusante da turbina carenada.

Figura 1.4 – Turbulência gerada devido a presença de uma turbina acoplada com um difusor circular.



Fonte: [25].

Uma das características dessa esteira é o déficit de velocidade do fluxo, causado tanto pelo arrasto produzido pela estrutura da turbina quanto pela extração de energia. Como a velocidade é recuperada apenas quando a esteira se dissipa, as demais turbinas hidrocínéticas devem ser alocadas somente após um estudo detalhado do comprimento das esteiras. Nesta conjuntura, é crucial definir a região onde a velocidade e a energia se recuperam. A tabela 1.2 contém diversas pesquisas na literatura científica que utilizam métodos experimentais e/ou simulações computacionais para expressar o comprimento da esteira baseando-se no diâmetro da turbina (D).

Tabela 1.2 – Estudo do comprimento das esteiras de turbulência gerada pelas turbinas hidrocínéticas.

Local de instalação	Metodologia	Comprimento da esteira	Diâmetro da turbina (<i>m</i>)	Número de Reynolds	Intensidade turbulenta (%)	Referência	Ano
Rio	CFD	12D Longitudinalmente para recuperar 100% da velocidade inicial	10	-	5	[26]	2016
Rio	CFD	2,27D Lateralmente / 1,67D longitudinalmente para 2° linha de turbinas entre as turbinas da 1° linha	2	-	-	[27]	2016
Rio	Experimental	40D Longitudinalmente	1,5	$22,5 \times 10^6$ (Com relação ao diâmetro)	10	[28]	2019
Rio	CFD	7,3D Longitudinalmente	4	$6,68 \times 10^6$ (Com relação ao diâmetro)	-	[29]	2021
Corrente de maré	CFD	16,5D Longitudinalmente para recuperar 75% da velocidade inicial	10	-	-	[30]	2014
Corrente de maré	Experimental	20D Longitudinalmente para recuperar 85% da velocidade inicial	0,28	2×10^3	2	[31]	2018
Oceânica	Experimental	10D Longitudinalmente para recuperar 80% da velocidade inicial	0,8	-	6	[32]	2009
Oceânica e corrente de maré	CFD	10D à 12D Longitudinalmente para recuperar a velocidade inicial	0,27	126900 (Com relação ao diâmetro)	12	[33]	2019
Oceânica e corrente de maré	Experimental	10D Longitudinalmente para recuperar 85% da velocidade inicial	0,5	$5,2 \times 10^5$ (Com relação ao diâmetro)	5	[34]	2020

O presente trabalho se insere neste contexto, com o objetivo de desenvolver uma metodologia que inclua o impacto dos aspectos topológicos e geométricos que influenciam no comprimento das esteiras de turbulência das turbinas carenadas. A finalidade é determinar um projeto de parque hidrocínético capaz de operar em um ponto ótimo global.

1.1 Justificativa

Ao longo dos anos, o estudo de parques hidrocínicos atraiu o interesse de diversos pesquisadores e empresas em todo o mundo. Isso se deve principalmente ao fato de que as marés, ondas e correntes oceânicas oferecem uma fonte de energia pouco explorada, altamente concentrada e limpa.

Comparado com barragens e reservatórios, as fazendas hidrocínicas têm um custo de construção e instalação significativamente menor. No entanto, a construção de fazendas hidrocínicas no oceano ainda enfrenta grandes obstáculos, entre eles os altos custos iniciais. Assim, é necessário avaliar outros locais para aproveitar a geração hidrocínética.

Muitos pesquisadores estão estudando o potencial das plantas hidrocínicas em diferentes ambientes, como baías, estuários e rios. O Brasil é um dos países com elevado potencial hidrocínético em rios. No entanto, esses locais geralmente possuem correntes de baixa velocidade, espaço limitado para a instalação de turbinas e baixas profundidades. Isso exige que esses parques sejam formados por turbinas de pequena escala, que aproveitem ao máximo a energia disponível dentro dessa área limitada para se tornarem economicamente viáveis.

Os parques hidrocínicos de pequena escala ainda enfrentam desafios para se consolidar como uma fonte renovável significativa. A crescente tendência de disseminar a geração distribuída, acrescentando centrais elétricas de pequena e microescala próximas aos consumidores, tem aumentado o interesse da comunidade científica em melhorar o desempenho das turbinas hidrocínicas de pequena escala. Uma das abordagens para esse fim é a instalação de difusores nessas turbinas.

A adição de um difusor ao redor de uma turbina pode melhorar seu desempenho, aumentando o fluxo de massa capturado e permitindo que essas turbinas carenadas ultrapassem o limite de Betz.

No entanto, aumentar a eficiência da turbina não é suficiente para otimizar a geração do parque como um todo. É necessário avaliar um fenômeno comum nos sistemas hidrocínicos: a formação da esteira de turbulência. Esta é caracterizada por uma região de escoamento em espiral que ocorre após a passagem da água pela turbina hidrocínética, resultando em um déficit de velocidade devido ao arrasto provocado pela estrutura da turbina.

Como a velocidade se recupera após a dissipação da esteira, é fundamental, para o estudo de otimização da geração de um parque hidrocínético, avaliar o comprimento das esteiras. Isso permitirá instalar novas turbinas fora do alcance das esteiras de turbulência, maximizando a eficiência do parque.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

Avaliar o potencial energético de parques hidrocínicos com base no custo nivelado de energia, onde são considerados os efeitos de interação entre turbinas através de modelos de esteiras, maximizando a extração de energia em estuários brasileiros.

1.2.2 Objetivos específicos

- Avaliar as características hidrodinâmicas do Canal do Boqueirão, identificando oportunidades para a instalação de turbinas hidrocínicas carenadas;
- Aferir a influência dos difusores em arranjos hidrocínicos;
- Otimizar o número, tamanho e posicionamento das turbinas em arranjos hidrocínicos;
- Propor parâmetros para mensurar o comprimento das esteiras de turbulência e
- Realizar estudo de caso considerando o Canal do Boqueirão.

1.3 Estrutura do trabalho

A presente Tese está organizada, como segue:

No segundo capítulo contém a descrição do Canal do Boqueirão, sua localização geográfica, características de amplitudes de maré, detalha os equipamentos utilizados nos fundeios realizados tanto na maré de quadratura quanto na sizígia, bem como os resultados dos gradientes de velocidade do escoamento, direção, salinidade e turbidez. Com base nos dados experimentais, e utilizando o software DELFT3D-FLOW® para simular a média hidrodinâmica do Canal ao longo de um ano.

O terceiro capítulo está relacionado aos efeitos hidrodinâmicos das turbinas quando submersas em um escoamento livre, focando no conceito das esteiras de turbulência decorrente da presença de uma turbina submersa em um meio fluido. Neste capítulo também é levantado o estado da arte dos métodos utilizados para modelagem da turbulência.

No quarto capítulo é definida a turbina a ser utilizada experimentalmente no Canal do Boqueirão, bem como suas dimensões e protótipo. Além de representar geometricamente

no ANSYS ICEM®, especificando os domínios da simulação, grades e metodologias utilizadas para redução da complexidade computacional para simular a rotação das pás da turbina.

No quinto capítulo contém as especificações da área disponível para se instalar o parque hidrocínético, bem como os distancimentos laterais e longitudinais mínimos de forma que se diminua o impacto das esteiras de turbulência na geração global do parque. Finalizando com estudo de viabilidade econômica de instalação das turbinas hidrocínéticas carenadas no Canal do Boqueirão.

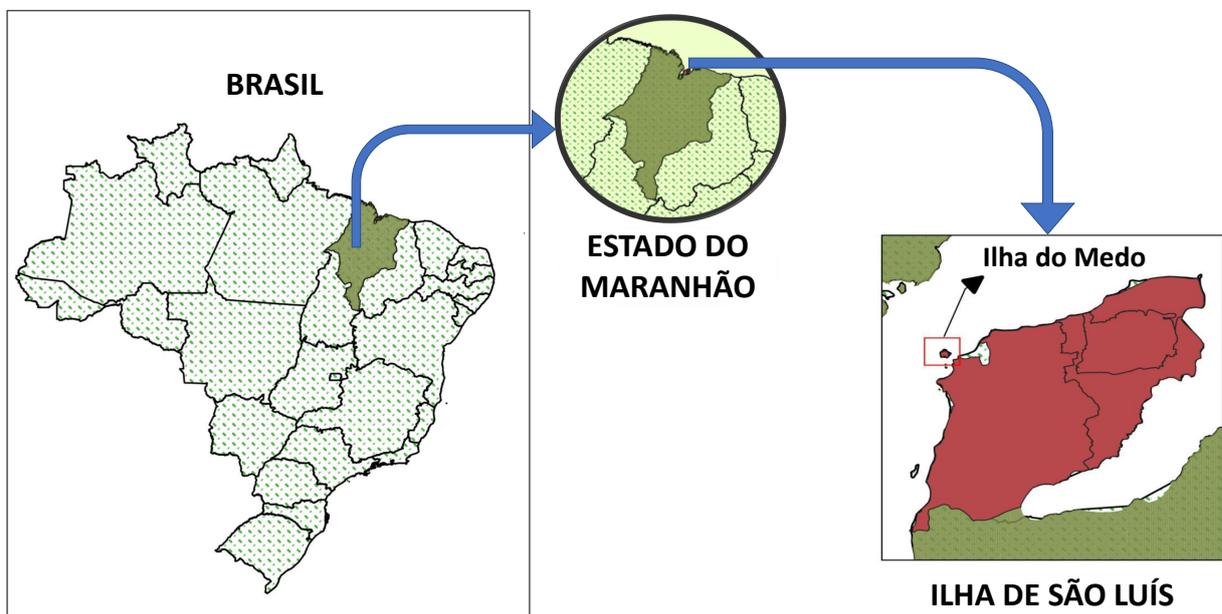
Por fim o sexto capítulo tem as conclusões obtidas no trabalho.

2 Caracterização do Canal do Boqueirão

O local de estudo está situado na costa do estado do Maranhão, entre as latitudes $0,5^{\circ}$ N e $3,4^{\circ}$ S e longitudes 46° e 41° . É uma região com linha costeira bastante irregular, contendo grande quantidade de ilhas. A área de interesse, conhecida como Golfão Maranhense, recebe descargas de água doce de vários rios, incluindo o Pericumã, o Mearim e o Itapecuru, formando o complexo estuarino de São Marcos. O sítio apresenta duas estações bem definidas: uma seca e outra úmida, com ventos alísios provenientes do Nordeste e Leste predominando durante todo o ano.

O Golfão Maranhense possui elevada amplitude de maré e fortes correntes, especialmente na estreita passagem chamada Canal do Boqueirão. Este canal possui largura de aproximadamente 900 m e profundidade variando de 20 a 30 m [35] [17]. A figura 2.1 contém o mapa do Brasil, na região nordeste está destacado o estado do Maranhão e ao norte do estado, o Canal do Boqueirão entre as ilhas de São Luís e do Medo.

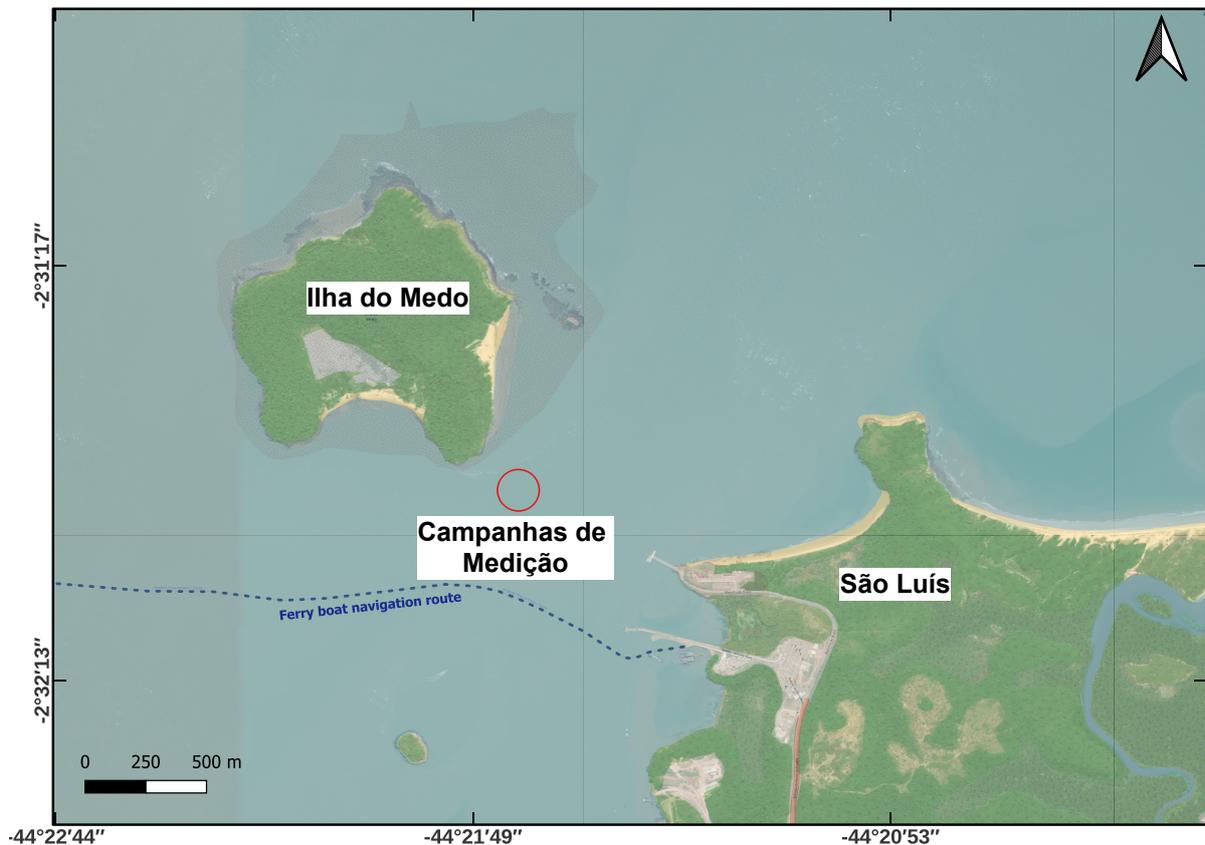
Figura 2.1 – Mapa do Brasil destacando o mapa do Estado do Maranhão, com a área piloto entre a Grande São Luís e a ilha do Medo.



De acordo com as tábuas de marés do Centro de Hidrografia da Marinha do Brasil, São Luís apresenta uma MHWS (*Mean High Water Springs*) de $6,02\text{ m}$ e MHWN (*Mean High Water Neaps*) de aproximadamente $4,87\text{ m}$ [36]. Estudos anteriores mostraram que as amplitudes de maré variavam entre $2,9\text{ m}$ e $6,5\text{ m}$ durante a maré de sizígia. Este canal também possui um regime de marés semi-diurnas, com duas preamares e duas baixa-mares por dia lunar, em intervalos de aproximadamente 6 horas [37] [38] [39].

Para realizar uma análise mais detalhada do potencial energético do canal, foram realizadas campanhas de medição nos dias 9 e 10 de novembro de 2021 (campanha 1) e nos dias 2 e 3 de fevereiro de 2022 (campanha 2). As coordenadas do local formam uma pequena área que vai de $2^{\circ}31'44.8''\text{S}$ a $2^{\circ}31'49.1''\text{S}$ (latitude) e $44^{\circ}21'42.8''\text{W}$ a $44^{\circ}21'42.2''\text{W}$ (longitude). Na figura 2.2 está destacado o local de fundeio da embarcação.

Figura 2.2 – Localização aproximada das campanhas 1 e 2 realizadas no Canal do Boqueirão.

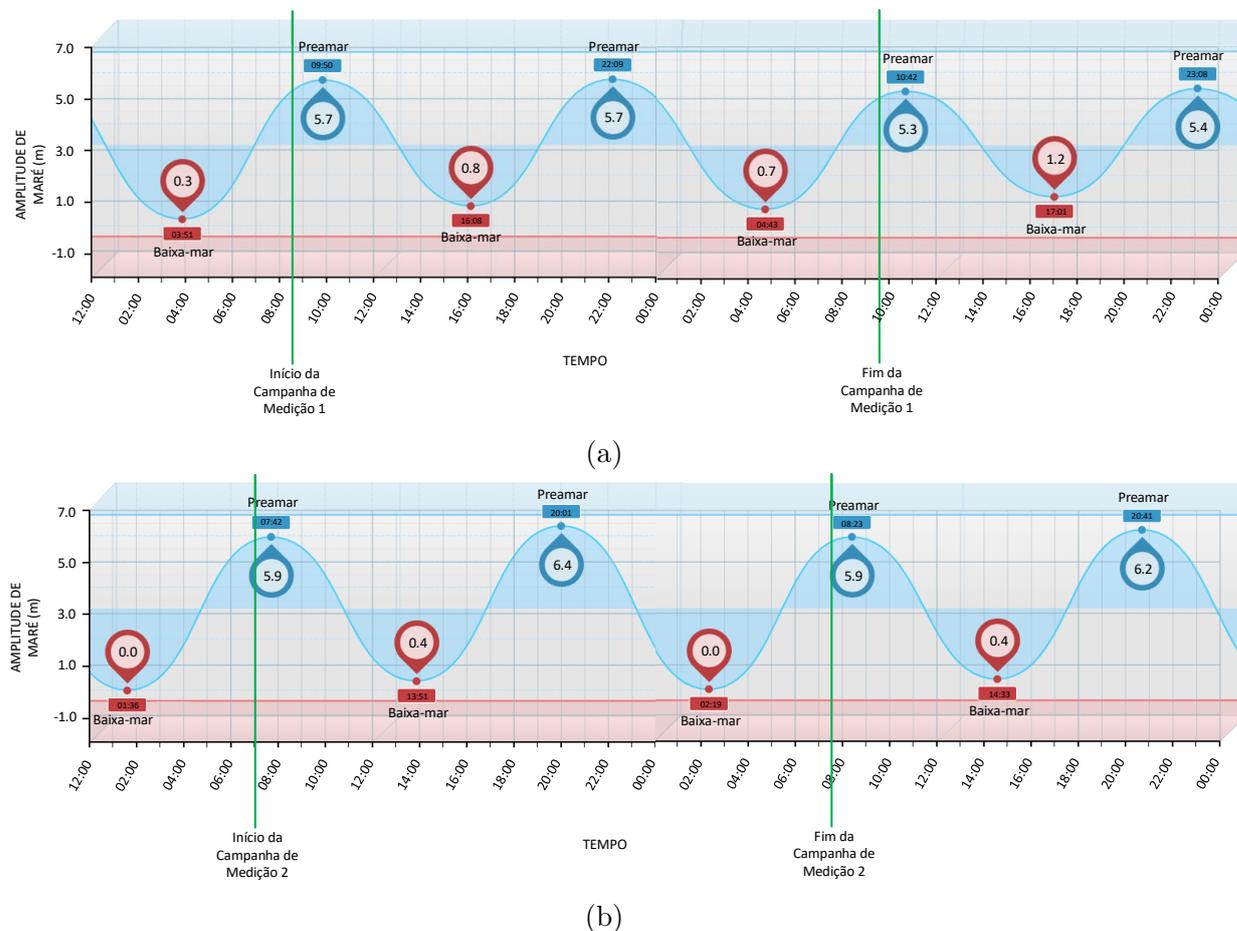


Fonte: [40].

A Campanha 1 foi realizada durante a maré de quadratura, com a lua na fase crescente [41]. A campanha iniciou às 08:30 do dia 09 de novembro de 2021 e terminou às 09:36 do dia 10 de novembro de 2021. Durante este período, foram previstas duas preamares e duas baixa-mares. As preamares ocorreram às 09:50 (5,7 m) e às 22:09 (5,8 m), enquanto as baixa-mares ocorreram às 16:08 (0,8 m) e às 04:43 (0,7 m) [36].

A Campanha 2 foi realizada durante a sizígia, com a lua na fase nova [41]. Esta campanha começou às 07:28 do dia 02 de fevereiro de 2022 e terminou às 07:30 do dia 03 de fevereiro de 2022. Também foram previstas duas preamares e duas baixa-mares. As preamares ocorreram às 07:42 (5,9 m) e às 20:01 (6,4 m), enquanto as baixa-mares ocorreram às 13:51 (0,4 m) e às 02:19 (0,0 m) [36]. A figura 2.3 resume as previsões de preamares e baixa-mares durante os períodos de fundeio 1 e 2.

Figura 2.3 – Preamar e baixa-mar durante as campanhas (a) 1 e (b) 2.



Fonte: [42].

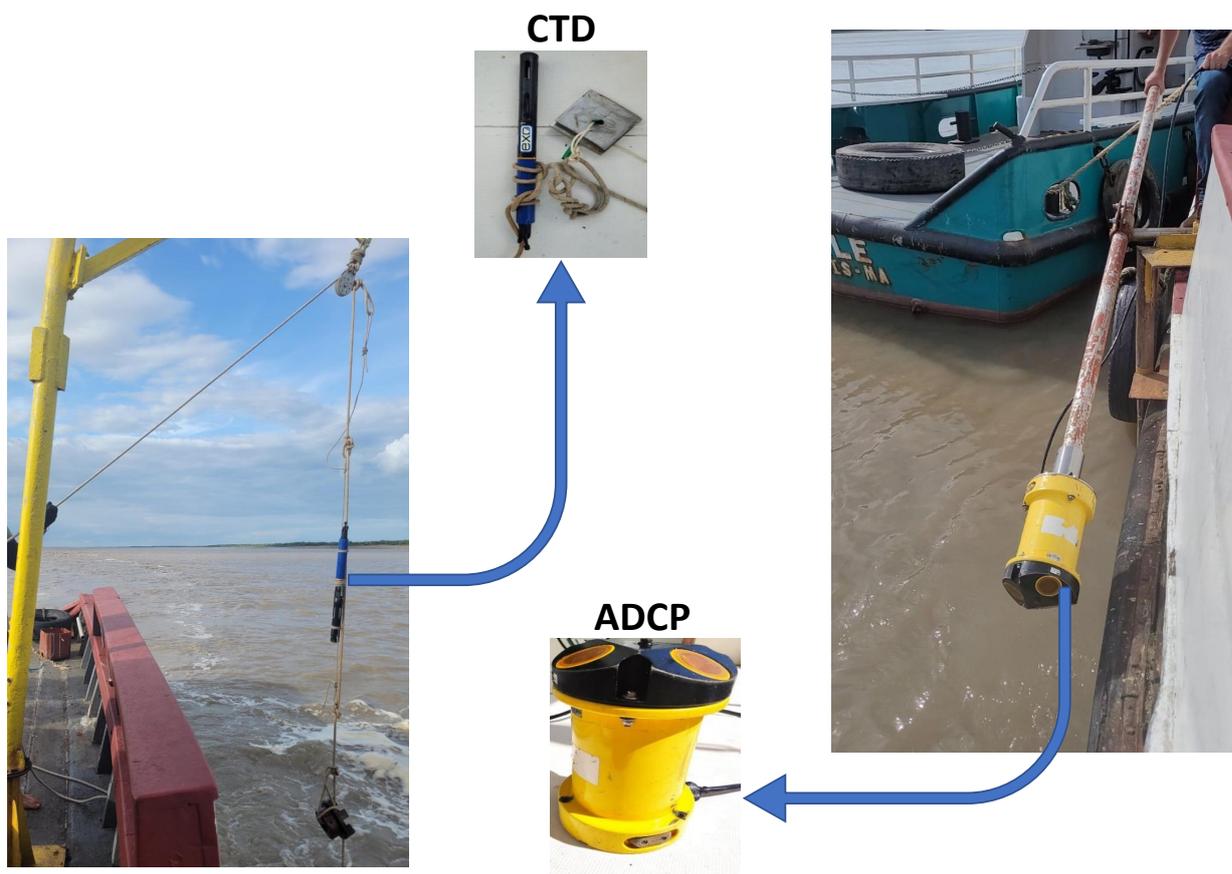
Durante as campanhas, foi utilizado um ADCP (*Acoustic Doppler Current Profiler*) Sontek® com frequência de "Rastreamento de Fundo" de 1 MHz, acoplado a um GPS (*Global Positioning System*) Garmin®. Este foi configurado para registrar um perfil ("*averaging interval*") a cada 60 s, continuamente, em células com tamanho de 1 m, com distância em branco de 0,5 m, e draft de 0,2 m.

A declinação magnética no valor de $-20,4^{\circ}$, foi inserida na configuração e considerada no momento das medições. Durante as marés de enchente e vazante, também contatou-se uma diferença significativa na posição de equilíbrio do equipamento (mudança de *heading*), mas o mesmo considera este efeito devido sua bússola interna [40].

Antes de iniciar a primeira medição, ainda no próprio barco, realizou-se a calibração dos sensores de inclinação do ADCP e da bússola interna, conforme especifica o fabricante do equipamento, desta forma os erros causados por interferências externas são eliminados e os dados gerados oferecem maior qualidade. Sendo que as medições de velocidades e profundidade foram obtidas tridimensionalmente (Norte/Sul, Leste/Oeste e *Up/Down*) [40].

Simultaneamente, também foram realizadas medições a cada hora dos perfis verticais de temperatura, salinidade e turbidez por meio de uma sonda multiparâmetros CTD (*Conductivity, Temperature and Depth*), marca YSI, modelo EXO 1 [40]. Na figura 2.4 está ilustrado o CTD com destaque dos seu sensores e o ADCP.

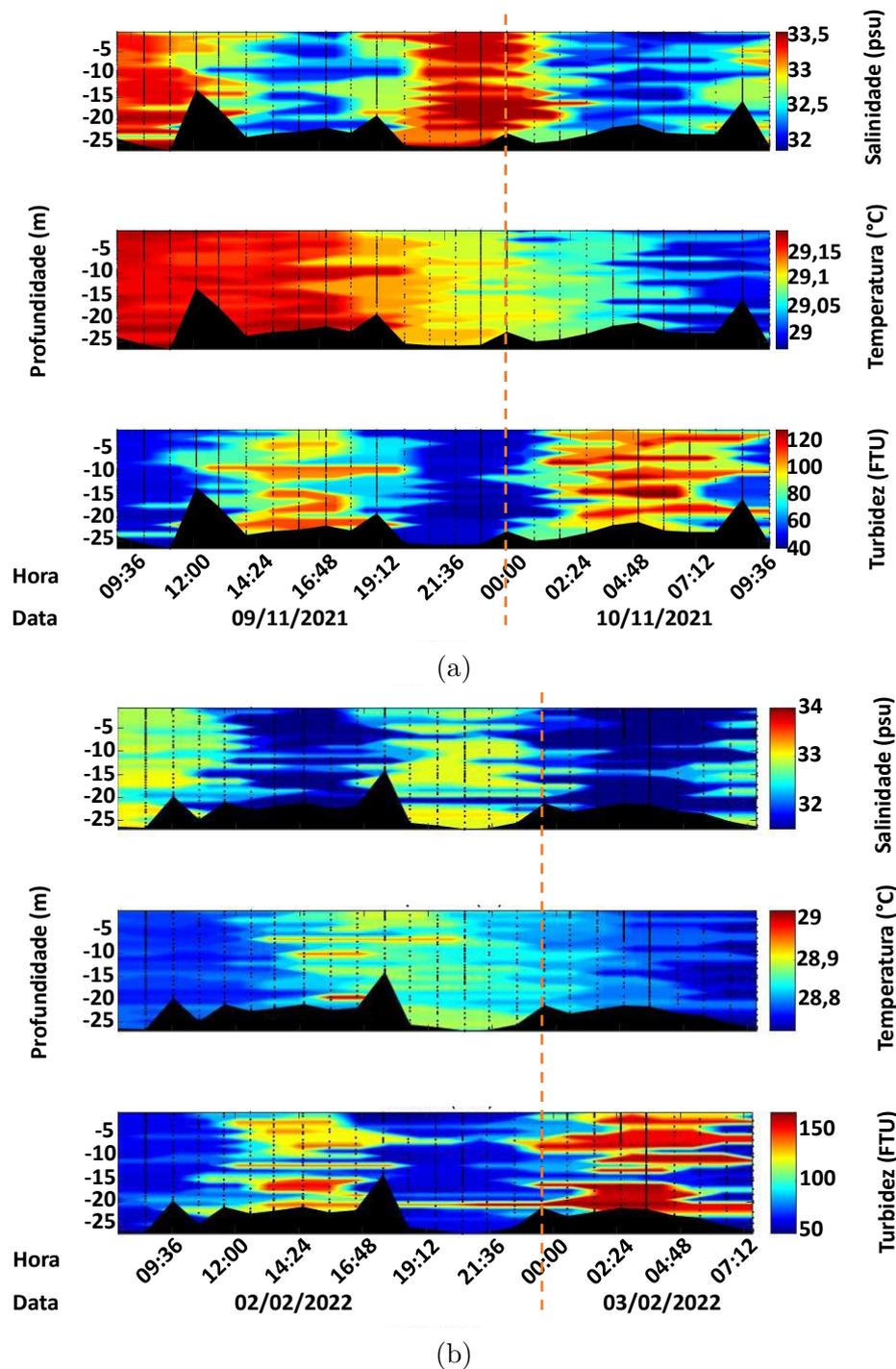
Figura 2.4 – CTD e ADCP utilizado nas campanhas realizadas no Canal do Boqueirão.



E na figura 2.5 contém o diagrama Hovmöller, representando distribuições 2D da profundidade ao longo do tempo no Canal do Boqueirão referente as campanhas 1 (figura 2.5.a) e 2 (figura 2.5.b). Todas as propriedades exibiram um perfil vertical homogêneo, sem estratificação. No entanto, pequenas variações nos valores foram observadas ao longo do ciclo, especialmente na salinidade e turbidez da água. A salinidade variou entre 31,8 e 33,5 PSU na campanha 1 e entre 30,7 e 33,2 PSU na campanha 2, apresentando um pequeno aumento associado às correntes de enchente entre a baixa-mar e a preamar. A turbidez variou entre 32,6 e 130 FTU na campanha 1 e entre 38,7 e 325,5 FTU na campanha 2.

Os menores valores de turbidez estiveram associados às correntes de enchente, enquanto os maiores valores foram observados durante as correntes de vazante. A temperatura da água manteve-se constante entre os perfis, com uma média de 29,1°C na campanha 1 e 28,8°C na campanha 2. Foi observado um pequeno decréscimo de 0,24°C na campanha 1 e de 0,34°C na campanha 2 entre o início e o final das campanhas.

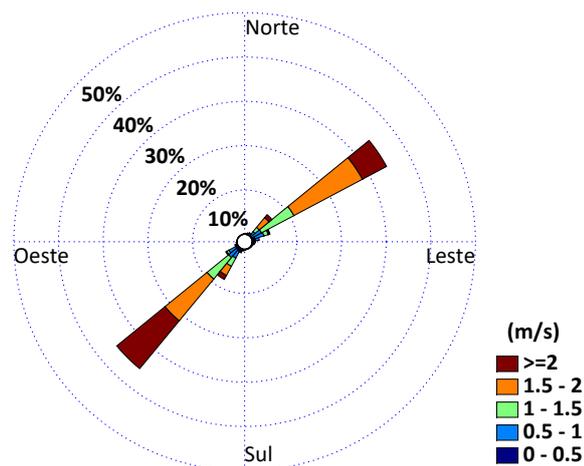
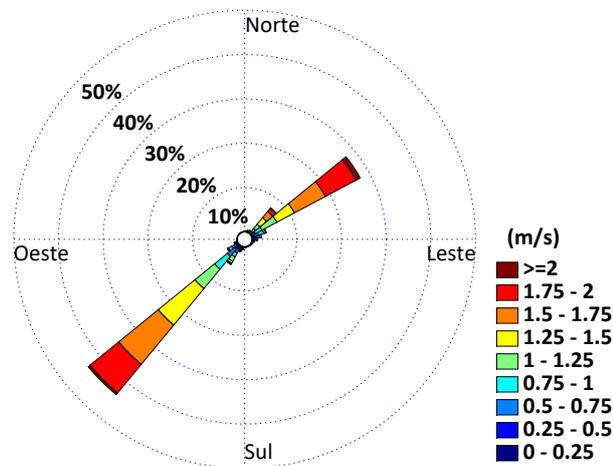
Figura 2.5 – Distribuição temporal da salinidade, temperatura e turbidez da água durante o ciclo de maré na Baía de São Marcos para a campanha (a) 1 e (b) 2.



Fonte: Adaptado de [40].

O gráfico da figura 2.6 contém a magnitude e direção do vetor de corrente medido. O ângulo de 0° indica corrente direcionada para o norte, 90° para o leste, 180° para o sul e 270° para o oeste. Na figura 2.6.a tem-se o gráfico das velocidades medidas durante a campanha 1, enquanto na figura 2.6.b estão as velocidades medidas na campanha 2 [40].

Figura 2.6 – Direção do vetor corrente de maré medido no Canal do Boqueirão para a campanha 1 (a) e 2 (b).



Fonte: [40].

Observa-se que, durante a maré de quadratura, as velocidades predominantes variaram entre $1,5$ e 2 m s^{-1} , tanto na enchente quanto na vazante. No caso da maré de sizígia, houve predominância de velocidades superiores a 2 m s^{-1} na enchente, enquanto na vazante as velocidades permaneceram predominantemente entre $1,5$ e 2 m s^{-1} .

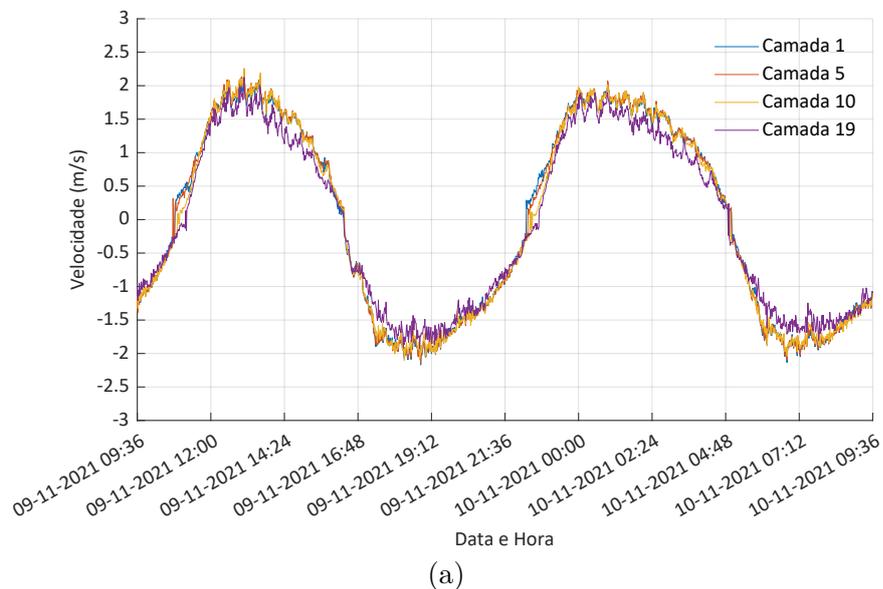
Um ponto de fundamental importância é que as correntes de enchente e vazante são praticamente diametralmente opostas, tanto na campanha 1 quanto na campanha 2. Este fato corrobora a viabilidade da instalação de turbinas hidrocínéticas no canal.

No gráfico da figura 2.7, adotou-se que, caso os ângulos de direção do vetor de velocidade sejam maiores que 180° , a magnitude da velocidade será negativa, representando o fluxo da corrente de enchente. Se os ângulos forem iguais ou menores que 180° , a magnitude

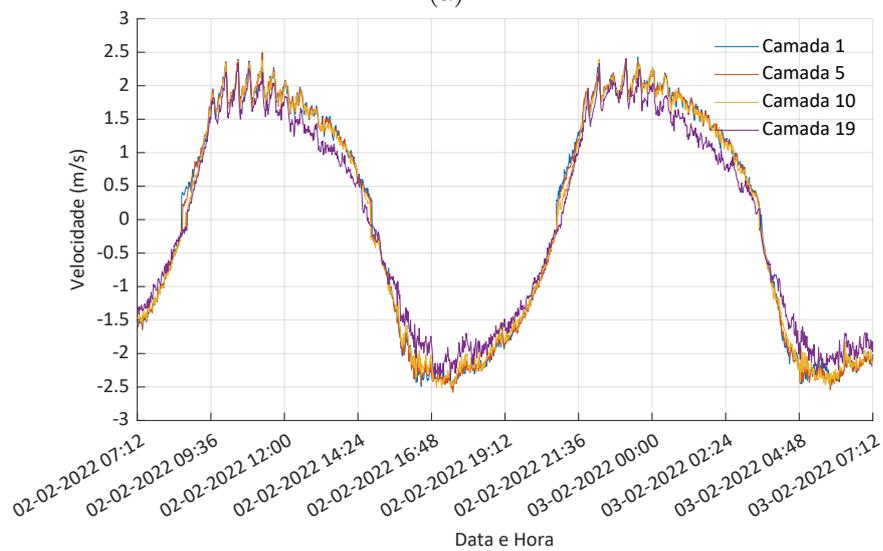
será positiva, representando o fluxo da corrente de vazante. No gráfico está contido as curvas de intensidade de corrente ao longo das profundidade (referenciado como camada) de 1, 5, 10 e 19 m.

A figura 2.7.a contém o gráfico das intensidades das correntes obtidas na campanha 1. Nota-se que, quanto mais próximo do leito, as velocidades são significativamente menores devido ao atrito com o assoalho marinho. Nas demais profundidades, a máxima intensidade de corrente foi de $2,31 \text{ m s}^{-1}$ às 13:05. As maiores magnitudes foram observadas na transição entre enchente e vazante ao longo do canal. A figura 2.7.b contém as magnitudes obtidas durante a campanha 2, com a máxima velocidade de $2,58 \text{ m s}^{-1}$ registrada a 5 m de profundidade às 17:30 [40].

Figura 2.7 – Curvas das intensidades de corrente ao longo da coluna d'água do Canal do Boqueirão para a campanha 1 (a) e 2 (b).



(a)



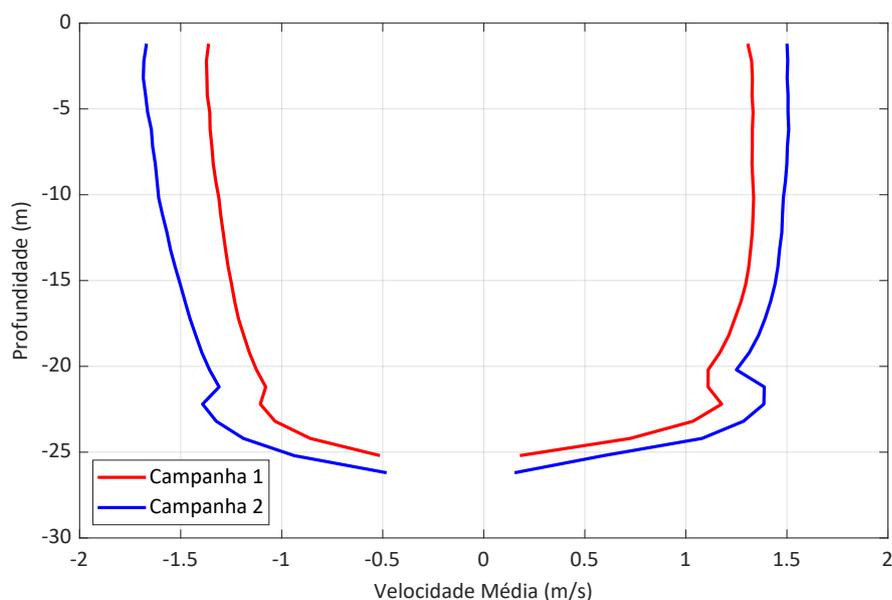
(b)

Fonte: [40].

Desta maneira o perfil vertical das correntes não apresentou estratificação em sua direção, exceto em breves momentos antes e depois das estofas de maré, quando as velocidades são próximas de zero. No restante do tempo, as correntes fluíram com predominância na direção da enchente (em direção ao interior da Baía de São Marcos) ou da vazante (em direção ao oceano), dependendo do estágio da maré. O fluxo de enchente ocorreu entre a baixa-mar e a preamar, enquanto o fluxo de vazante ocorreu entre a preamar e a baixa-mar.

Para cada profundidade do canal, foi calculada a média da intensidade da corrente medida durante as duas campanhas, conforme ilustrado na figura 2.8. A curva vermelha representa os dados da campanha 1, enquanto a curva azul representa os dados da campanha 2. As médias negativas correspondem às intensidades medidas durante a maré de enchente, e as médias positivas às intensidades medidas durante a maré de vazante [40].

Figura 2.8 – Curvas das médias de intensidade de corrente para cada cota medidas nas campanhas 1 e 2.



Fonte: [40].

Para ambas as campanhas, as intensidades das correntes foram relativamente homogêneas ao longo das profundidades, especialmente nas camadas intermediárias, até 16 m. Mesmo nas camadas inferiores (acima de 16 m), o desvio padrão das médias das intensidades de velocidade medidas em fevereiro e novembro foi de 13% e 14%, respectivamente [40]. Esta homogeneidade na velocidade do perfil vertical é uma característica vantajosa do local, especialmente em relação ao problema do estresse mecânico em turbinas hidrocinéticas.

A tabela 2.1 resume o percentual do tempo em relação ao total das medições em que as correntes superaram as velocidades de 0,5, 1, 1,5, 2 e 2,5 $m s^{-1}$, respectivamente, durante

as campanhas de maré de quadratura e sizígia. Esta tabela considera profundidades de até 16 metros, pelo fato de haver maior homogeneidade do fluxo. Por exemplo, 48% do tempo as velocidades foram superiores a $1,5 \text{ m.s}^{-1}$ no caso da maré de quadratura e 62% no caso da maré de sizígia [40].

Tabela 2.1 – Tempo de duração total para cada magnitude de velocidade medidas nas campanhas 1 e 2.

Velocidade (m.s^{-1})	Tempo total de duração (%)	
	Campanha 1	Campanha 2
0,5	89,6	91,1
1	73,2	78,7
1,5	47,4	61,5
2	2,3	28,3
2,5	0	0,2

Fonte: [40].

Os indicadores descritos neste trabalho estão em conformidade com estudos anteriores realizado em [17] e [16] que demonstraram um bom potencial para a energia hidrocinética na região.

2.1 Modelagem hidrodinâmica

As medições em campo demandam um volume significativo de recursos, dificultando a realização de longos períodos de campanhas de medição. Uma solução eficaz para este problema é a utilização de modelagem hidrodinâmica conjugada com campanhas de medição pontuais para validação do modelo.

O modelo computacional de código aberto DELFT3D-FLOW® é um programa que realiza simulações hidrodinâmicas bi e tridimensionais, calculando fenômenos de fluxo e transporte resultantes de forçantes meteorológicas e da maré. A grade formada pode ser retilínea ou curvilínea [43].

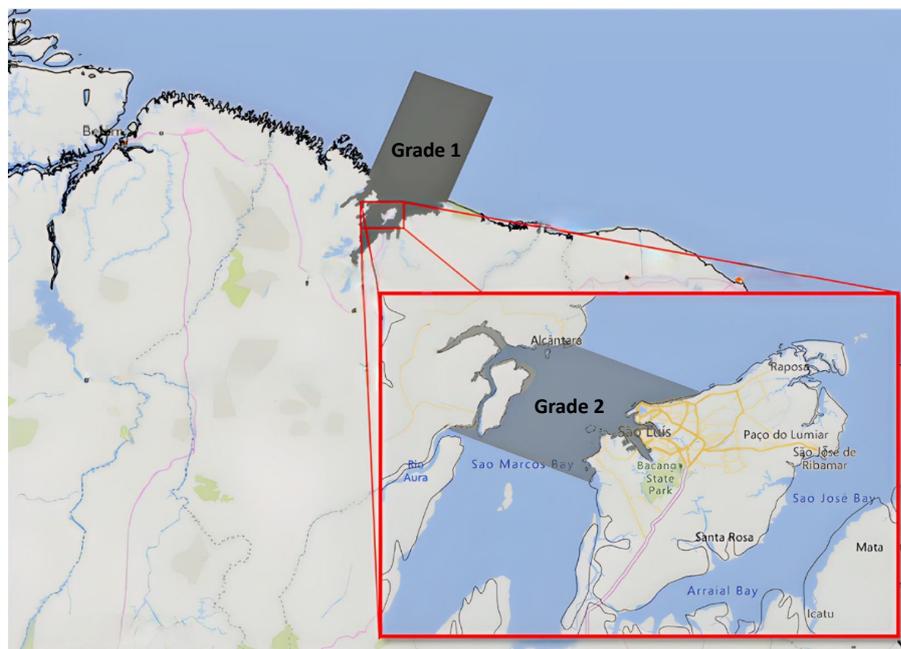
O DELFT3D-FLOW® utiliza parâmetros configuráveis conforme as características do local a ser modelado. Alguns desses parâmetros incluem temperatura, rugosidade, salinidade e viscosidade. Além disso, é necessário inserir dados específicos na simulação, como condições de contorno externo (nível e correntes marítimas) e dados do modelo digital do terreno, que representa o assoalho marinho. Esses dados foram extraídos dos modelos globais TPXO (condições de contorno) e ETOPO (batimetria) [43].

Nesta etapa, a área modelada é definida em grades computacionais. Para aumentar a precisão e reduzir o tempo de simulação, foram utilizadas duas grades curvilineas. A escolha de grades curvilineas é vantajosa pois aumenta a resolução da área de interesse e

diminui para as outras, desta maneira reduz o esforço computacional. Adicionalmente, as grades podem seguir os contornos dos terrenos e canais, evitando bordas tipo "escada"[43].

A primeira grade (grade 1 na figura 2.9) possui menor resolução e maior área de cobertura. A segunda (grade 2 na figura 2.9) é aninhada na primeira e possui maior resolução, abrangendo a área de interesse (parte entre as regiões costeiras dos municípios de Alcântara e São Luis). Na figura 2.9 está ilustrada a localização da grade 1 dentro do estado do Maranhão e seu aninhamento com a grade 2.

Figura 2.9 – Grade 1 destacada dentro do estado do Maranhão e a Grade 2 aninhada com a grade 1.



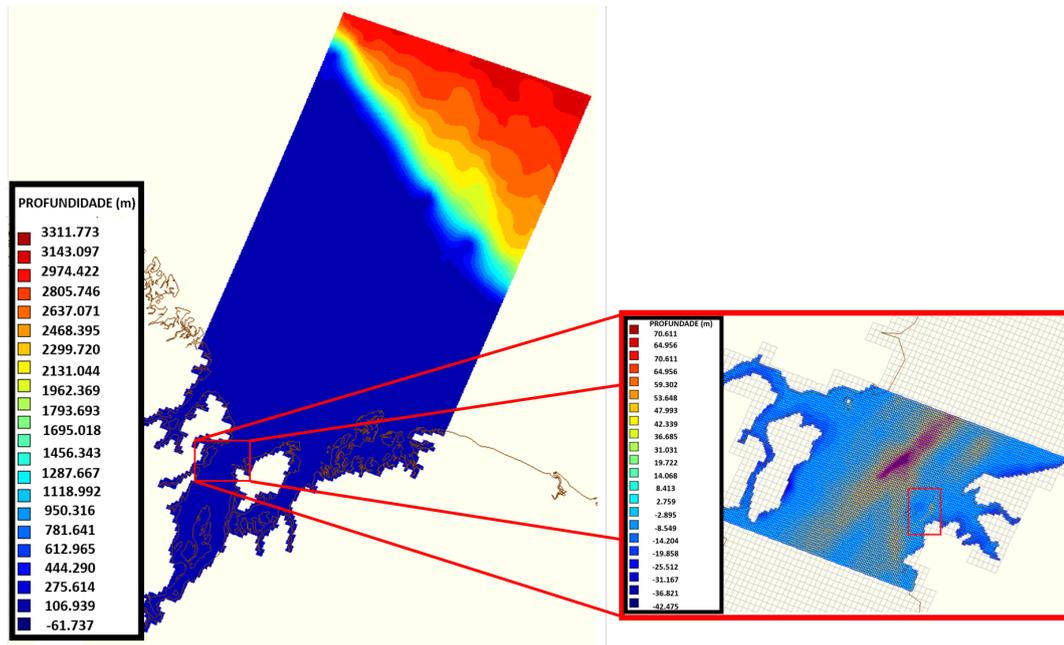
Fonte: [40].

É importante ressaltar que a grade 1 é menos refinada e recebe as condições de contorno do modelo global TPXO. Neste estudo, a relação das resoluções entre as duas grades é de 3:1, conforme sugerido em [44]. Assim, a grade 1 possui a resolução de 300 *m*, enquanto a grade 2 possui resolução de 100 *m*.

Os dados extraídos de modelos globais são utilizados para forçar as condições de contorno nas fronteiras. No entanto, as condições de contorno externo obtidas pelo modelo TPXO perdem precisão nas proximidades da costa. Por esse motivo, a grade 1 abrange uma distância de aproximadamente 150 *km* da costa do estado do Maranhão, onde está incluído a plataforma e parte do talude continental.

A modelagem do assoalho marinho é resultado de uma grade numérica com a inclusão dos parâmetros de profundidade [43]. A Figura 2.10 contém as profundidades de ambas as grades com o Canal do Boqueirão destacado pelo retângulo vermelho na grade 2.

Figura 2.10 – Modelo bidimensional do assoalho marinho com a profundidade em metros das grades 1 e 2.



Fonte: [40].

A profundidade máxima observada foi de 31 m, e devido à morfologia local, o fluxo de drenagem transporta uma quantidade significativa de energia para o ponto mais profundo do Canal, resultando em velocidades de corrente mais baixas durante a maré vazante na área de estudo. Esse efeito não é observado durante a maré enchente, pois nessa situação, a morfologia local não apresenta barreiras, permitindo que uma maior porção da energia do oceano seja direcionada para a área de estudo. Os dados usados para modelar a Grade 2 foram obtidos pela combinação das seguintes fontes:

- Dados batimétricos coletados *in situ* utilizando um ecossonda multifeixe de banda larga R2 Sonic 2022, capaz de operar em frequências entre 170 e 700 kHz [45]. Na fase de processamento, a ferramenta *Hysweep Editor* 64-bits foi usada para avaliar a qualidade do levantamento batimétrico multifeixe;
- Cartas náuticas [36] e
- Modelo global ETOPO.

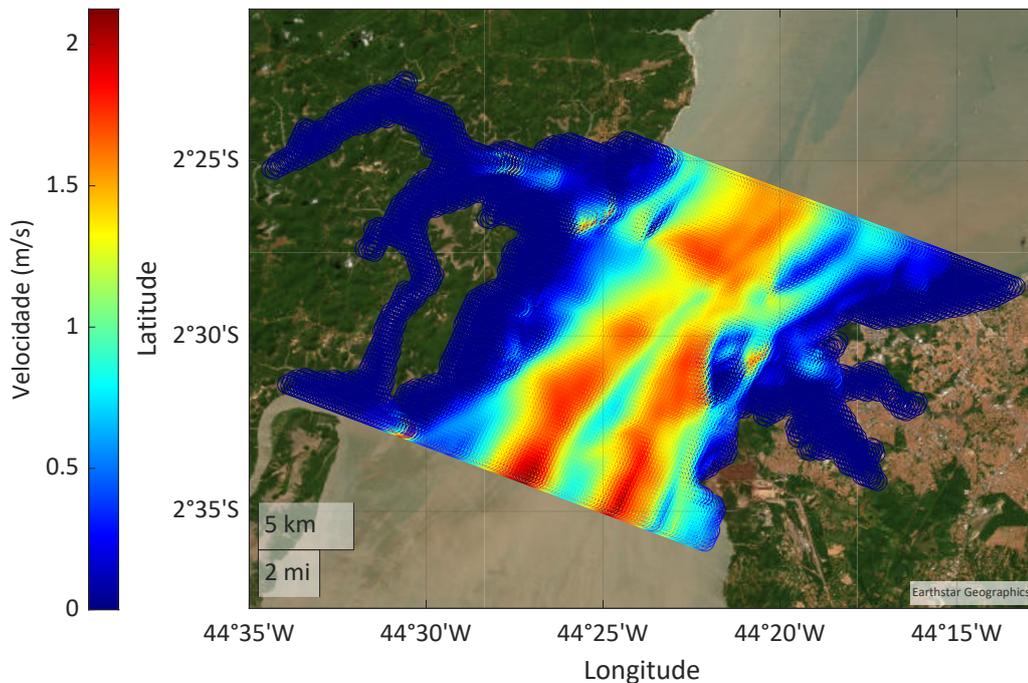
Tomando as condições de contorno fornecidas pelo TPXO como parâmetros iniciais, o modelo resolve as equações de Navier-Stokes e as equações de transporte, resultando no padrão de fluxo hidrodinâmico no domínio simulado [43]. É importante notar que a simulação foi conduzida com 10 camadas de estratificação vertical do perfil do Canal.

Portanto, para a profundidade máxima de 31 m, cada camada teria uma espessura de 3,1 m. Decidiu-se que, para os cálculos de geração anual de energia a serem realizados nas seções seguintes deste trabalho, seriam utilizadas as magnitudes de velocidade da camada de superfície (camada 1) da simulação.

A escolha de usar apenas uma camada permite uma análise preliminar da geração de energia pela turbina considerada neste estudo, conforme visto em seções anteriores, onde não houve variações significativas nas velocidades ao longo do perfil vertical do Canal do Boqueirão [40].

A Figura 2.11 contém as magnitudes de velocidades das correntes de maré de superfície obtidas do modelo para uma maré de sizígia em 6 de novembro de 2021 na Baía de São Marcos, obtendo-se velocidades acima de $2,5 \text{ m s}^{-1}$.

Figura 2.11 – Distribuição das magnitudes de corrente de maré na Baía de São Marcos.



Fonte: [40].

O resultado da simulação demonstra que esta região é dominada pela componente lunar principal semidiurna $M2$ com período de 12,42 horas. A segunda componente mais dominante é a solar principal $S2$, com período de 12 horas e amplitude de 28,30% da $M2$. Como resultado, a região apresenta características típicas de uma maré semi-diurna.

A tabela 2.2 lista todas as componentes que têm um valor superior a 0,9% da amplitude da $M2$. Outro fator interessante na composição da maré local é a presença de componentes bissemanais: lunisolar sinódica MSF e MF , associadas às luas cheia e nova. Sua influência também pode ser observada na velocidade das correntes de maré.

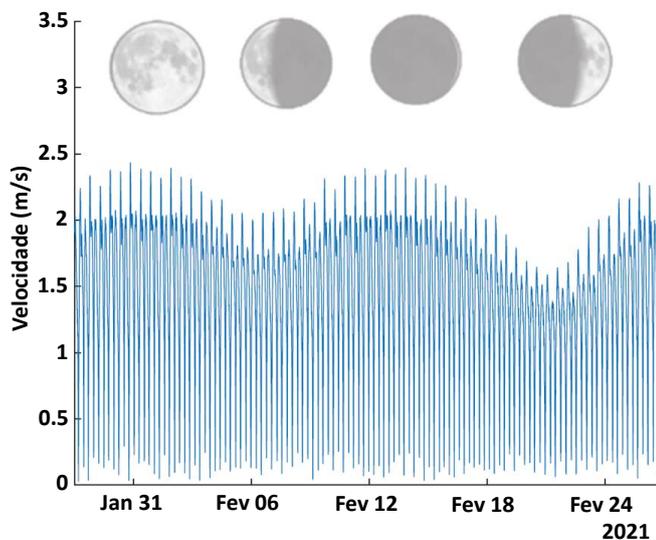
Tabela 2.2 – Principais constituintes de correntes de maré na Baía de São Marcos.

Constituinte	Período	Amplitude relativa M2 (K = 1,95)	Descrição
Semidiurna (horas)			
M2	12,42	100%	Lunar principal
S2	12	28,30%	Solar principal
N2	16,66	16,55%	Maior elíptica lunar
M4	6,21	2,30%	Sobrecorrentes da principal lunar
K2	11,97	8,58%	Lunisolar
Diurna (dias)			
K1	0,99	5,53%	Lunar diurna
O1	1,07	4,73%	Lunar diurna
Q1	1,12	0,97%	Maior elíptica lunar
P1	1	1,62%	Solar diurna
Longo período (dias)			
MM	27,55	0,90%	Lunar mensal
MSF	14,76	1,03%	Lunisolar sinódico quinzenal
MF	13,66	1,30%	Lunisolar quinzenal

Fonte: [40].

Na figura 2.12 está representado os resultados da simulação para as magnitudes das correntes de maré durante o segundo ciclo lunar do ano de 2021. Velocidades mais altas são observadas durante as fases de lua cheia e nova (marés de sizígia) e velocidades mais baixas durante as fases de quarto crescente e minguante (marés de quadratura).

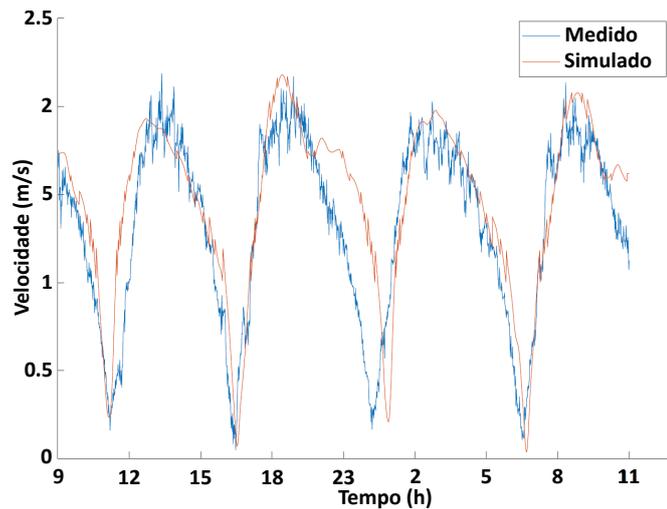
Figura 2.12 – Média da magnitude de velocidade horizontal durante o segundo ciclo lunar de 2021.



Fonte: [40].

A validação da simulação envolveu a comparação com dados de magnitude da velocidade corrente medidos na camada mais próxima da superfície e a uma profundidade de 16 m, dentro da mesma localização e período. Na figura 2.13 é ilustrada a comparação entre a magnitude da velocidade superficial medida e a velocidade superficial simulada na localização mais próxima ao local real do instrumento.

Figura 2.13 – Comparação entre as magnitudes de velocidade medidas e simuladas.



Fonte: [40].

A comparação produziu os seguintes resultados:

- Para a superfície, o coeficiente de determinação R^2 foi 0,74, o erro quadrático médio foi $0,06 \text{ m}^2\text{s}^{-2}$ e o coeficiente de correlação foi 0,86 e
- Na profundidade de 16 m, o R^2 foi 0,6, o erro quadrático médio foi $0,24 \text{ m}^2\text{s}^{-2}$ e o coeficiente de correlação foi 0,77.

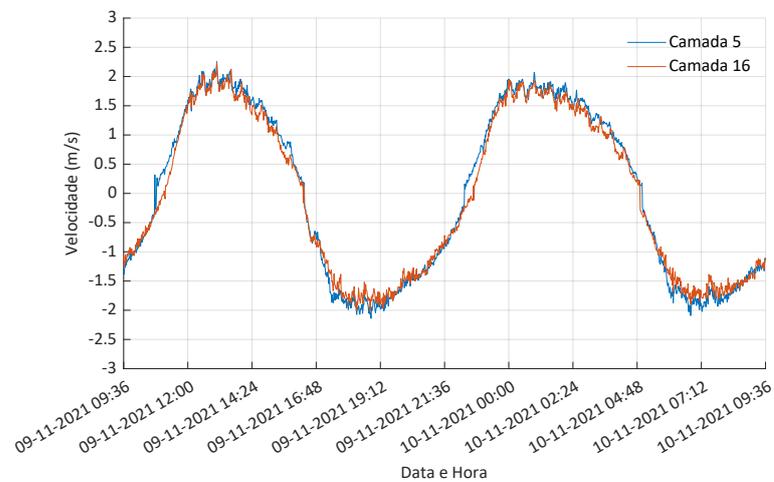
Estes sugerem que a simulação apresenta uma forte correlação com os dados medidos na superfície e uma correlação razoavelmente boa na profundidade de 16 m.

2.2 Estimativa do potencial energético

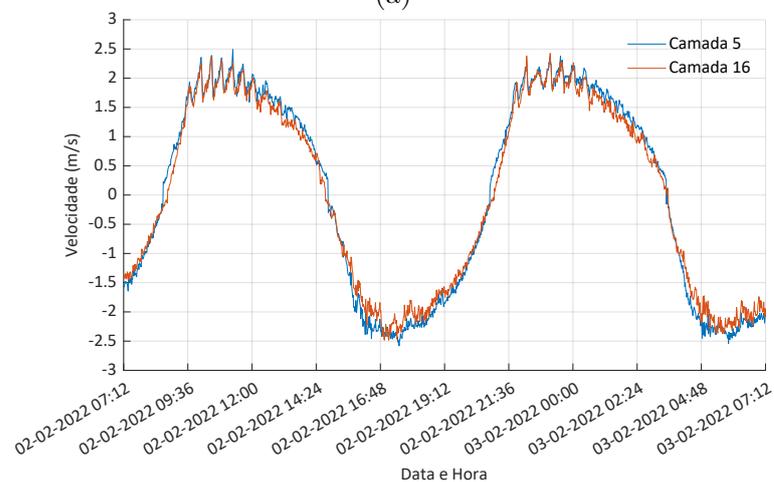
A partir da análise da figura 2.8, pode-se concluir que há pouca variação na intensidade vertical do perfil de corrente do Canal para os períodos de medição mencionados. Por exemplo, entre a superfície e a profundidade de 16 m, houve uma variação de 0,13 e $0,19 \text{ m s}^{-1}$ durante a enchente nas campanhas 1 e 2. Durante a vazante, a variação foi de 0,07 e $0,09 \text{ m s}^{-1}$. Ainda considerando a profundidade de até 16 m, foram calculadas as médias das velocidades obtidas durante os períodos de enchente e vazante das duas campanhas.

Na campanha de maré de quadratura, as velocidades médias foram de $1,33$ e $1,3 \text{ m s}^{-1}$ para os períodos de enchente e vazante, respectivamente. Na maré de sizígia, as velocidades médias nos períodos de enchente e vazante foram de $1,62$ e $1,48 \text{ m s}^{-1}$, respectivamente. Assim, profundidades de até 16 m são atrativas para a exploração de marés, uma vez que o atrito com o assoalho marinho é reduzido. As figuras 2.14.a e b estão ilustrados gráficos de magnitude da velocidade da corrente para profundidades de 5 e 16 m , para maré de quadratura e de sizígia, respectivamente.

Figura 2.14 – Curvas das intensidades de corrente para as profundidades de 5 e 16 m no Canal do Boqueirão para a campanha de quadratura (a) e sizígia (b).



(a)



(b)

Fonte: [40].

Para estimar a densidade de potência, foram utilizadas as magnitudes obtidas durante os períodos de medição das campanhas. Levando-se em consideração a região ótima do perfil vertical previamente estabelecido na análise anterior (cota entre 5 e 16 m). Como a densidade de potência é diretamente proporcional a magnitude de velocidade, seus valores serão igualmente proporcionais. Apresentando maiores densidades nos momentos transitórios entre enchente e vazante e vice-versa.

Calculando a densidade em cada instante de medição do fundeio (expressão 2.1), resultou no gráfico de densidade de potência da figura 2.15. Onde a figura 2.15.a é referente a campanha 1 e 2.15.b a campanha 2. Sendo que a maior densidade de potência encontrada na coluna d'água no período da campanha de quadratura foi $6,32 \text{ kWm}^{-2}$ na cota de 13 m e a maior encontrada para a campanha de sizígia foi de $8,77 \text{ kWm}^{-2}$ na cota de 5 m.

$$D_p = \frac{1}{2}\rho v^3 \quad (2.1)$$

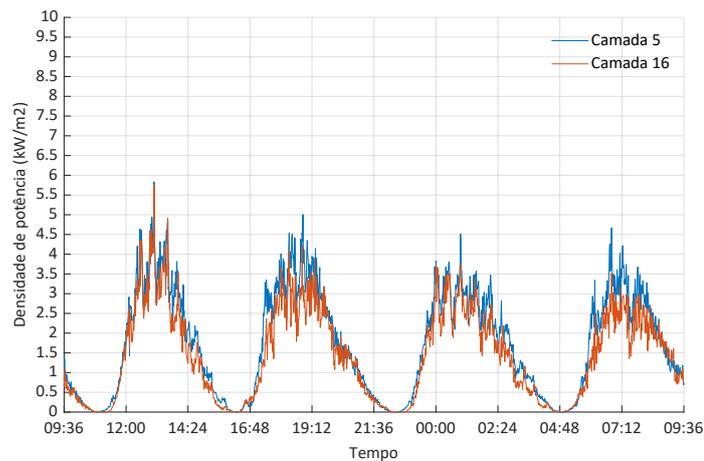
Onde:

D_p é a densidade de potência (kWm^{-2});

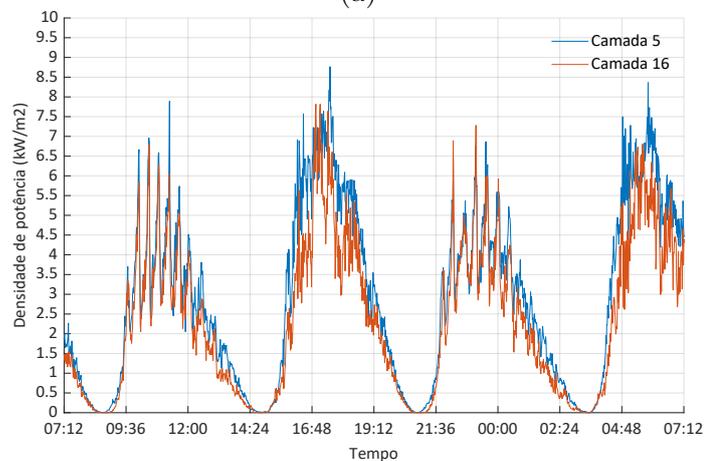
ρ é a densidade média da água medida utilizando o CTD no período da campanha de quadratura no Canal do Boqueirão (1019.66 kgm^{-3});

v é a velocidade de escoamento da água (ms^{-1}) [46].

Figura 2.15 – Curvas das densidade de potência para as profundidades de 5 e 16 m no Canal do Boqueirão para a campanha de quadratura (a) e sizígia (b).



(a)



(b)

Fonte: [40].

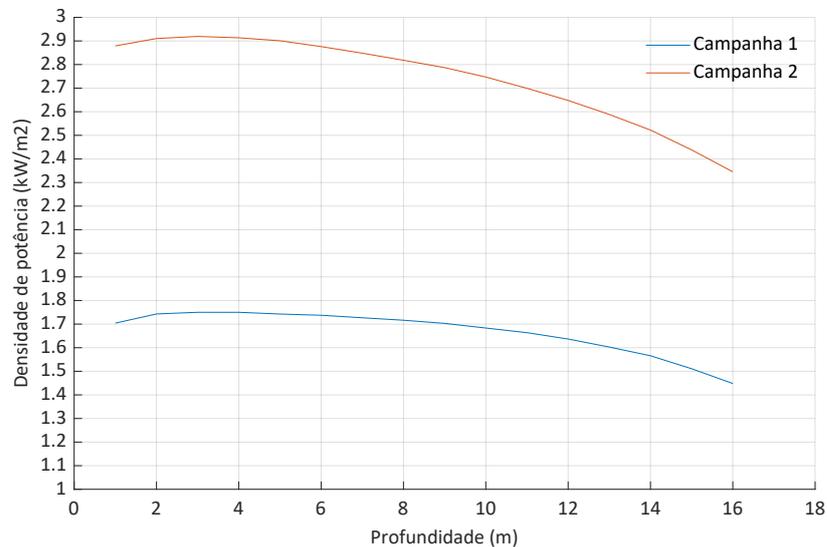
A densidade de potência média ao longo da região ótima pré-estabelecida para a geração, tanto para a campanha 1 quanto para a campanha 2, está sumarizada na tabela 2.3 e gráfico da figura 2.16.

Tabela 2.3 – Densidade de potência média ao longo do perfil vertical.

Cota (m)	Densidade de potencia (kWm^{-2})	
	Campanha 1 (Quadratura)	Campanha 2 (Sizígia)
5	1,75	2,91
6	1,74	2,89
7	1,73	2,86
8	1,72	2,83
9	1,71	2,80
10	1,69	2,76
11	1,67	2,71
12	1,64	2,66
13	1,61	2,60
14	1,57	2,53
15	1,51	2,45
16	1,45	2,35

Fonte: [40].

Figura 2.16 – Densidade de potência média ao longo do perfil vertical.



Fonte: [40].

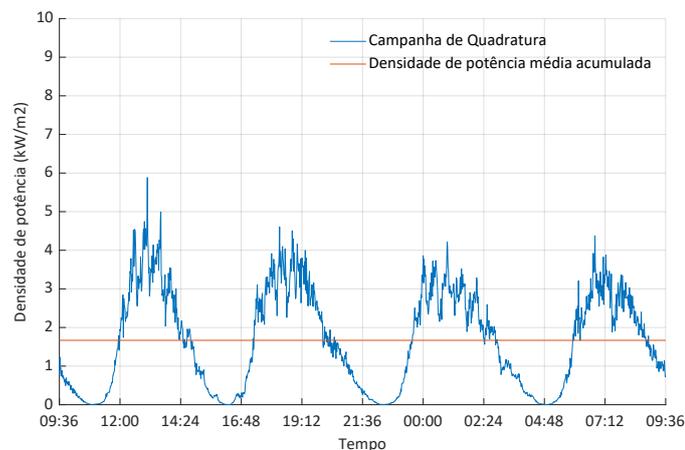
As Figuras 2.17.a e 2.17.b estão ilustradas as densidades de potência média acumulada, calculadas como a média das densidades de potência para cada metro no perfil vertical até 16 m, para as campanhas de quadratura e sizígia, respectivamente. A densidade de potência média considerando todos os níveis de profundidade avaliados, tanto para marés de sizígia quanto de quadratura, foram de $2,74 kWm^{-2}$ e $1,66 kWm^{-2}$, respectivamente.

Para determinar as densidades de potência acumulada tanto na enchente quanto na vazante das duas campanhas, a densidade de potência foi calculada para cada velocidade medida em profundidades de até 16 m (lembrando que velocidades negativas referem-se à maré de enchente e as positivas à maré de vazante).

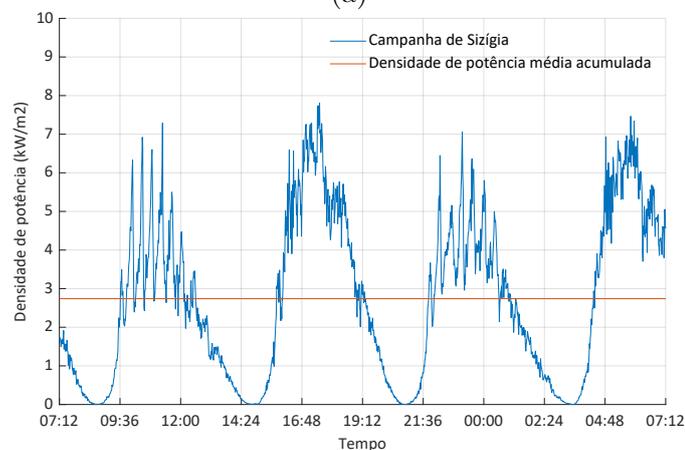
Em seguida, os valores de densidade de potência para cada velocidade medida nas campanhas foram somados, tanto para enchente quanto para vazante. Observa-se que as densidades de potência na enchente foram claramente superiores às da vazante. Durante a maré de quadratura, a densidade de potência para a enchente e a vazante foi de 21 MWm^{-2} e 19,21 MWm^{-2} , respectivamente.

Durante a maré de sizígia, a diferença entre enchente e vazante foi mais notável: 37,17 MWm^{-2} para enchente e 28,41 MWm^{-2} para vazante. Esta diferença na densidade de potência entre a vazante e a enchente pode ser atribuída à forma geométrica do estuário, que inclui assimetrias que levam a um padrão não linear.

Figura 2.17 – Curvas das densidades de potência média acumulada para as profundidades de até 16 m no Canal do Boqueirão para a campanha de quadratura (a) e sizígia (b).



(a)



(b)

Fonte: [40].

3 Efeitos hidrodinâmicos das turbinas em um escoamento livre

As turbinas de corrente de maré ainda estão em um estágio inicial de maturidade em comparação com outras formas de geração de energia renovável. Para aumentar sua viabilidade econômica, é necessário instalar um conjunto de turbinas formando matrizes de geração, reduzindo assim os custos de infraestrutura e manutenção do projeto.

Entretanto, é crucial considerar a localização espacial de cada dispositivo dentro da matriz. Similar ao que ocorre em parques eólicos, existe o efeito de esteira de turbulência devido à interação entre turbinas instaladas em diferentes fileiras. Essa turbulência pode causar fadiga a longo prazo, pois a variação aleatória na velocidade média do fluxo, além de reduzir a eficiência de geração do parque como um todo, também diminui consideravelmente a vida útil da turbina [47].

Em algumas situações, a diferença de geração entre turbinas de fileiras diferentes pode chegar a 40% [33] e uma variação aleatória de apenas 5% na velocidade média do fluxo possibilita uma redução de 15% na vida útil do dispositivo [47]. A experiência adquirida com a energia eólica pode ser aplicada a projetos de fazendas que utilizam turbinas hidrocínéticas carenadas.

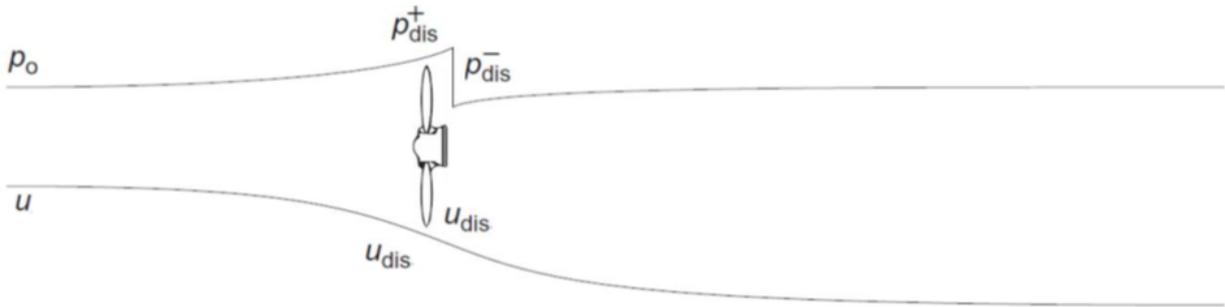
3.1 Teoria do disco atuador

Simular os efeitos hidrodinâmicos em torno das turbinas hidrocínéticas e eólicas é um desafio significativo, pois exige uma modelagem numérica avançada para considerar a turbulência e a interação entre os dispositivos dentro do fluido. No entanto, a aquisição de dados experimentais e abordagens analíticas simplificadas podem ser utilizadas para fornecer uma compreensão adequada da hidrodinâmica que envolve as turbinas.

A teoria do disco atuador (TDA) é reconhecida como uma abordagem viável para modelar a influência mútua entre turbinas fixas dentro de uma matriz. Este método analítico baseia-se em muitos pressupostos que serão discutidos nesta seção.

Considerando o volume ao redor de uma turbina de eixo horizontal, ele pode ser representado como um tubo de fluxo com seção transversal de área variável (Figura 3.1). Parte-se do pressuposto de que o fluxo dentro dessa seção não interage com o fluido externo e é incompressível. Portanto, a vazão Q é constante em todo o tubo, sendo $Q = u_0 A_1 = u_{dis} A_2 = u_w A_3 = constante$, onde u_w é a velocidade de escoamento em A_3 [46].

Figura 3.2 – Representação da queda drástica de pressão e redução menos acentuada na velocidade do escoamento após atravessar a turbina.



Fonte: [48].

$$\sum F = (\rho Q)(u_0 - u_w) \quad (3.3)$$

Onde ρ é a densidade do fluido. Igualando as expressões 3.2 e 3.3

$$\begin{aligned} (\rho Q)(u_0 - u_w) &= [p_{dis}^+ - p_{dis}^-]A_2 \Rightarrow \\ \rho u_{dis}A_2(u_0 - u_w) &= [p_{dis}^+ - p_{dis}^-]A_2 \Rightarrow \\ [p_{dis}^+ - p_{dis}^-] &= \rho u_{dis}(u_0 - u_w) \end{aligned} \quad (3.4)$$

Para simplificar as expressões anteriores, pode-se utilizar a equação de Bernoulli. Como a quantidade de energia extraída pela turbina ainda é desconhecida, aplica-se a equação de energia a montante ou a jusante da turbina. Utilizando a equação de energia a montante, obtém-se:

$$\begin{aligned} \frac{u_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\rho g} &= \frac{u_{dis}^2}{2g} + \frac{p_{dis}^+}{\rho g} \Rightarrow \\ \frac{p_0}{\rho g} &= \frac{u_{dis}^2}{2g} + \frac{p_{dis}^+}{\rho g} - \frac{u_0^2}{2g} \end{aligned} \quad (3.5)$$

Onde g é a aceleração da gravidade. De forma similar, à jusante da turbina

$$\begin{aligned} \frac{u_{dis}^2}{2g} + \frac{p_{dis}^-}{\rho g} &= \frac{u_w^2}{2g} + \frac{p_0}{\rho g} \Rightarrow \\ \frac{p_0}{\rho g} &= \frac{u_{dis}^2}{2g} + \frac{p_{dis}^-}{\rho g} - \frac{u_w^2}{2g} \end{aligned} \quad (3.6)$$

portanto

$$\frac{u_{dis}^2}{2g} + \frac{p_{dis}^+}{\rho g} - \frac{u_w^2}{2g} = \frac{u_{dis}^2}{2g} + \frac{p_{dis}^-}{\rho g} - \frac{u_w^2}{2g} \quad (3.7)$$

O que leva a

$$p_{dis}^+ - p_{dis}^- = \frac{1}{2}\rho(u_0^2 - u_w^2) \quad (3.8)$$

Substituindo 3.4 em 3.8, tem-se

$$\begin{aligned} \rho u_{dis}(u_0 - u_w) &= \frac{1}{2}\rho(u_0^2 - u_w^2) \Rightarrow \\ u_{dis}(u_0 - u_w) &= \frac{1}{2}(u_0^2 - u_w^2) \Rightarrow \\ u_{dis} &= \frac{1}{2}(u_0 + u_w) \end{aligned} \quad (3.9)$$

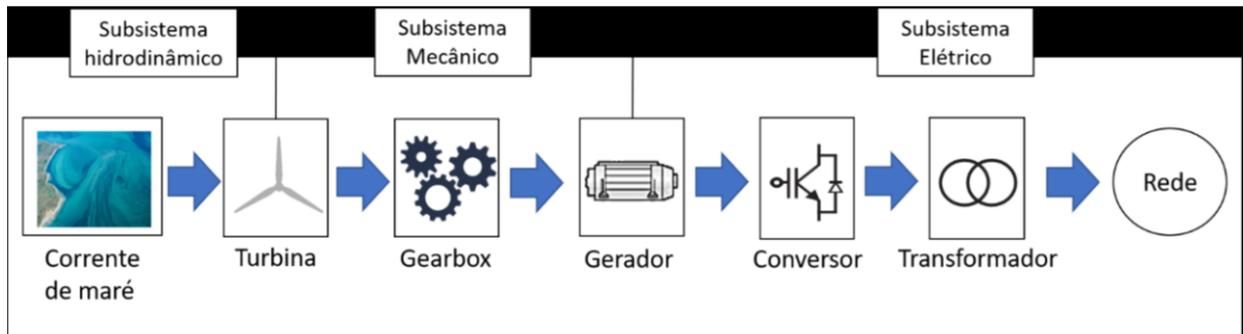
Substituindo 3.1 em 3.9

$$\begin{aligned} u_0(1 - a) &= \frac{1}{2}(u_0 + u_w) \Rightarrow \\ u_w &= (1 - 2a)u_0 \end{aligned} \quad (3.10)$$

3.2 Potência da turbina

A turbina deve ser instalada de modo que o fluxo de corrente a atravesse, sendo conectada a um gerador que converte o movimento cinético em eletricidade, que por sua vez, é injetada na rede, conforme ilustrado na figura 3.3 [49].

Figura 3.3 – Sistema de conversão de energia das correntes de maré.



Fonte: [49].

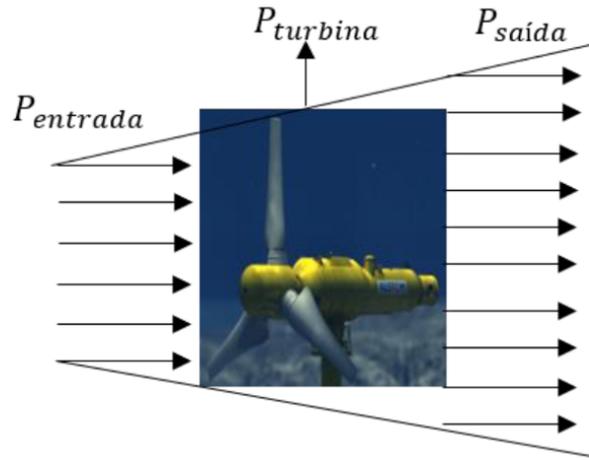
Sabe-se que as correntes de maré variam tanto em direção quanto em velocidade. Portanto, utiliza-se um modelo matemático para estudar a absorção de energia das águas. Para isso, é fundamental determinar a potência extraível das correntes de maré (P_{tidal}), conforme indicado na expressão abaixo [50]:

$$P_{tidal} = \frac{1}{2}\rho A_1 c_\infty^3 \quad (3.11)$$

Como está ilustrada na figura 3.4, a potência da turbina ($P_{turbina}$) será a diferença da potência de entrada da turbina ($P_{entrada}$) e a potência de saída (P_{saida}) [51].

$$P_{turbina} = P_{entrada} - P_{saida} \quad (3.12)$$

Figura 3.4 – Conversão da energia das marés utilizando turbina hidrocínética.



Fonte: [51].

O valor máximo de potência que uma turbina eólica pode extrair é 59,3% da potência disponível da água (considerando um fluxo aberto), conforme o limite de Betz [52].

$$P_{turbina} = C_P P_{tidal} \quad (3.13)$$

Onde C_p é o coeficiente de potência, que depende da hidrodinâmica da turbina. Este parâmetro adimensional é expresso como

$$C_p = \frac{P_{turbina}}{0,5\rho c_\infty^3 A_{ref}} \quad (3.14)$$

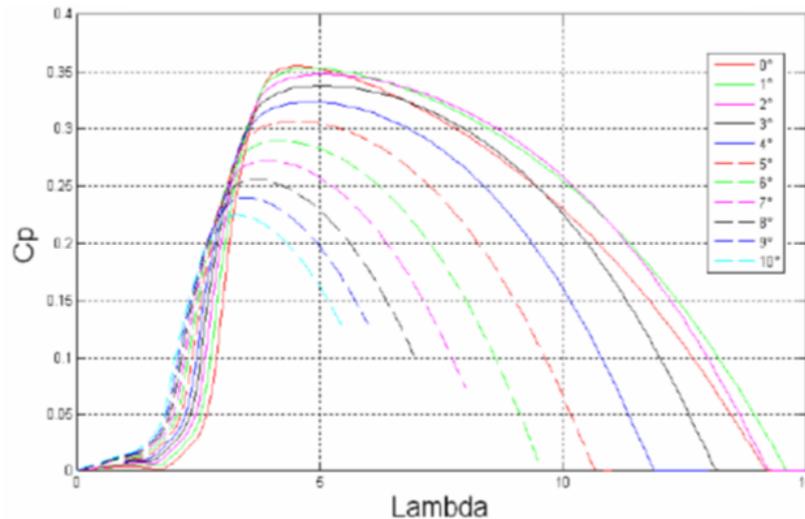
Onde c_∞ é a velocidade de escoamento e A_{ref} é a área do rotor. Por sua vez, λ é dependente da velocidade da massa da água (C_∞), do diâmetro da turbina (D) e da velocidade angular desenvolvida pela turbina (Ω). A expressão seguinte representa esta relação [53].

$$\lambda = \frac{D\pi\Omega}{c_\infty} \quad (3.15)$$

Analisando o gráfico da figura 3.5 é inferido que, a partir do ponto máximo da curva, um aumento no valor de λ resulta na redução do C_p e, conseqüentemente, diminui a

energia produzida pela turbina. Para uma dada velocidade v e uma turbina com pá de raio R , existe um Ω ótimo para a geração máxima de potência, que pode ser obtido ajustando o ângulo de *pitch* θ . Esta técnica de ajuste de θ é conhecida como MPPT (*Maximum Power Point Tracking*) [50].

Figura 3.5 – Relação de C_p e λ para diferentes θ .



Fonte: [50].

Outro parâmetro adimensional importante é o coeficiente de torque (C_t), definido como:

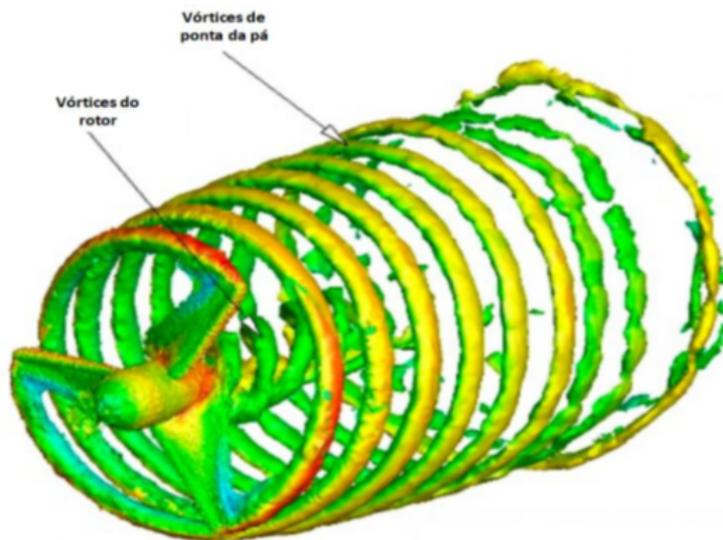
$$C_t = \frac{T}{0,5\rho c_\infty^2 A_{ref}} = \frac{C_p}{\lambda} \quad (3.16)$$

Onde T é o conjugado desenvolvido pelo rotor [53].

3.3 Vórtices gerados pelas turbinas

Para obter uma compreensão mais aprofundada do escoamento em torno de uma turbina hidrocínética, é necessário utilizar o conceito de vórtices. Um vórtice refere-se a uma região dentro do fluido onde o escoamento gira em torno de uma linha de eixo que pode ser curvada ou reta. Os vórtices podem ser observados como redemoinhos, anéis de fumaça, tornados e ciclones tropicais. Um aspecto importante na dinâmica dos vórtices é a vorticidade, que é o vetor que descreve o movimento rotacional das partículas dentro do fluido, movendo-se ao longo deste. O movimento rotacional das pás provoca a emissão de vórtices, que se deslocam gerando regiões de alta dissipação de energia (perdas), conforme ilustrado na figura 3.6 [48].

Figura 3.6 – Vórtices gerados pela ponta das pás e rotor de uma turbina hidrocínética de 3 pás.



Fonte: [54].

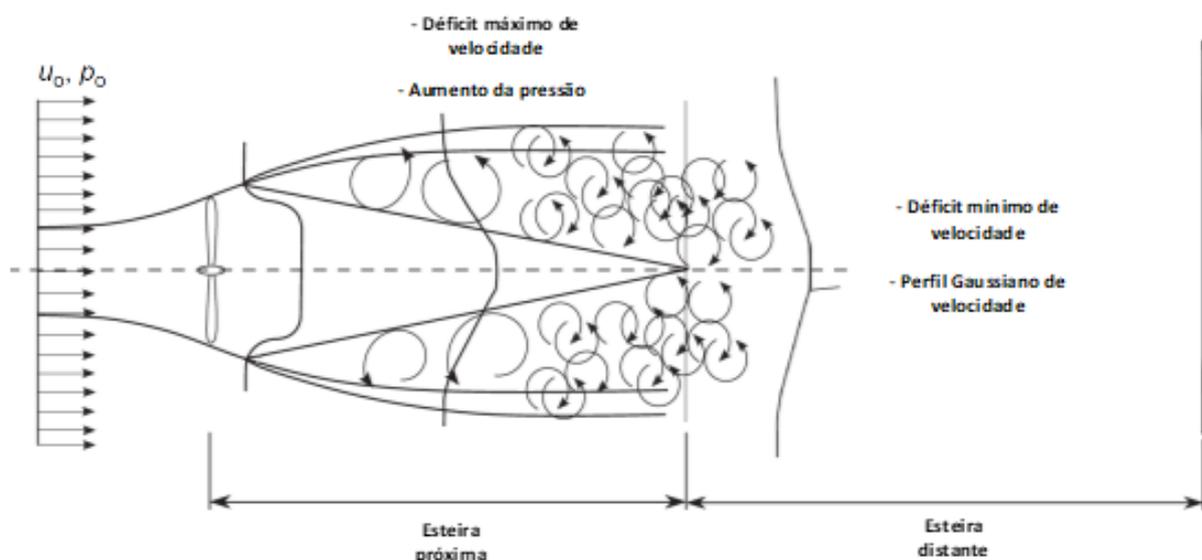
3.4 Esteira de turbulência

O comportamento da esteira de turbulência é extremamente complexo, sendo classificado em esteira próxima e distante. A esteira próxima, localizada logo após o rotor, é caracterizada pela queda de velocidade e alta intensidade da turbulência, associada à queda abrupta de pressão entre as condições a montante e a jusante da turbina. Na esteira distante, ocorre uma recuperação da velocidade e uma diminuição da intensidade de turbulência, resultante da dissipação de energia turbulenta.

Dessa forma, à medida que o escoamento se aproxima da turbina, sua velocidade diminui e a pressão aumenta. Ao atravessar a turbina, a pressão diminui drasticamente, alcançando seu nível mais baixo, tornando a velocidade e a pressão não uniformes. Logo após a saída do rotor, a esteira se desenvolve axial e radialmente, com a velocidade diminuindo e a pressão aumentando até atingir o valor da pressão de referência.

Após este ponto, inicia-se a esteira distante, onde a influência da turbina no escoamento não é predominante. Como resultado deste processo, o perfil de velocidade torna-se aproximadamente gaussiano, e a velocidade axial aumenta lentamente, aproximando-se da velocidade sem turbulência [26]. Na figura 3.7 é ilustrado um diagrama esquemático da esteira de turbulência, devido à formação de vórtices a jusante da turbina hidrocínética.

Figura 3.7 – Ilustração da esteira de turbulência.



Fonte: [26].

3.5 Modelagem da turbulência

Da mesma forma que em outros campos da mecânica dos fluidos, como turbomáquinas e processos industriais, os processos geofísicos, ambientais e atmosféricos são geralmente turbulentos, com elevadas taxas de geração de energia cinética e dissipação de energia.

Os campos turbulentos contribuem significativamente para o transporte de quantidade de movimento, calor e massa, desempenhando um papel crucial na maioria dos problemas hidrodinâmicos, uma vez que influenciam a eficiência dos processos e das turbomáquinas.

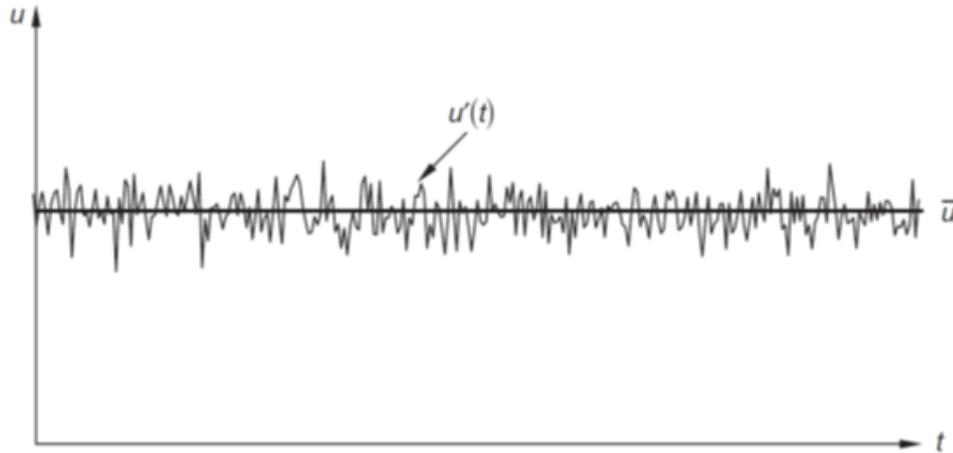
Modelar a turbulência é um desafio que perdura ao longo do tempo. Leonardo da Vinci, em 1972, observou os redemoinhos típicos dos escoamentos turbulentos [55]. Leonhard Paul Euler formulou equações para escoamentos não viscosos [56]. No século XIX, Claude-Louis Navier e George Gabriel Stokes desenvolveram um modelo baseado na equação de Euler, introduzindo o termo difusivo através dos efeitos viscosos. Posteriormente, foram introduzidas as flutuações, originando as equações das médias de Reynolds [46], por meio da introdução dos tensores da turbulência.

Dessa forma, o modelo matemático considera escoamentos não viscosos e as médias das flutuações nas equações de quantidade de movimento ou de Navier-Stokes, resultando no modelo denominado RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) [55], onde as variáveis são decompostas em uma parte média e outra flutuante, como, por exemplo, a velocidade.

$$u = \bar{u} + u' \quad (3.17)$$

Onde \bar{u} é a velocidade média e u' a velocidade flutuante. Na figura 3.8 é ilustrada esta divisão dos componentes de velocidade [57].

Figura 3.8 – Flutuações de velocidade ao longo do tempo no escoamento turbulento.



Fonte: [57].

No final do século XIX, Osborne Reynolds realizou experimentos analisando o comportamento dos escoamentos dentro de um tubo, desenvolvendo uma classificação para o fluxo turbulento, conhecida como número de Reynolds. Esse número permite classificar o escoamento livre em três tipos: laminar ($Re < 500$), transição ($500 \leq Re \leq 2000$) e turbulento ($Re > 2000$). A grande maioria das aplicações práticas apresenta valores de Reynolds bem superiores a 500, caracterizando escoamentos turbulentos. O número de Reynolds é definido pela expressão [58]:

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu} \quad (3.18)$$

Onde:

V é a velocidade média;

L é o diâmetro da tubulação circular;

μ é viscosidade dinâmica.

É essencial descrever o fenômeno físico por meio das equações fundamentais da mecânica dos fluidos. Em problemas de escoamento em sistemas inerciais e não inerciais (turbomáquinas), são caracterizados pelas equações de conservação da massa e da quantidade de movimento, conforme mostrado a seguir:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.19)$$

$$\rho u_k \frac{\partial u_j}{\partial x_k} = -\frac{\partial}{\partial x_j} (p^* \delta_{ij}) + \mu \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.20)$$

Onde u_i é a velocidade absoluta e p^* a pressão estática móvel. Para a determinação das equações de RANS para um fluxo incompressível, as expressões 3.19 e 3.20 são decompostas em um valor médio mais uma componente de flutuação temporal, $u(t) = U + u'(t)$. Assim, para um fluido incompressível e Newtoniano, pode-se obter a equação de Reynolds na notação de Einstein em coordenadas cartesianas, conforme apresentado em:

$$\rho \vec{u}_i \frac{\partial \vec{u}_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-\bar{p}^* \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial \vec{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \vec{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \vec{u}_i' \vec{u}_j' \right] \quad (3.21)$$

Por outro lado, de acordo com a hipótese de Boussinesq, é possível relacionar os tensores de Reynolds à viscosidade turbulenta e às taxas médias de deformação, conforme expresso por:

$$\rho \vec{u}_i' \vec{u}_j' = \mu_t \left(\frac{\partial \vec{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \vec{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.22)$$

Onde $k = 1/2(\vec{u}_1^2 + \vec{u}_2^2 + \vec{u}_3^2)$ é a energia cinética turbulenta por unidade de massa e μ^t é a viscosidade turbilhonar. Tem-se também a turbulência cinemática determinada por $\nu_t = \mu_t/\rho$ com dimensões em m^2/s [59].

Na abordagem RANS, o escoamento é descrito como estritamente permanente. Entretanto, existem situações em que vórtices com movimentos periódicos de baixa frequência não são adequadamente modelados por simulações que consideram regime permanente. Para esses casos, utiliza-se o modelo URANS (*Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes*) [60] [61].

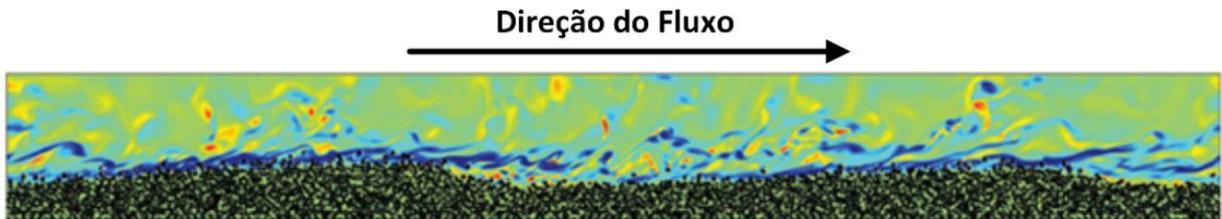
Os modelos RANS/URANS não são a única maneira de modelar a turbulência. A partir da década de 1970, houve avanços na implementação de métodos numéricos que permitem solucionar numericamente as equações de Navier-Stokes, as quais descrevem o movimento turbulento e flutuante em todos os detalhes.

Este foi o início das simulações numéricas diretas- DNS (*Direct Numerical Simulation*), uma família de métodos que possibilita resolver as equações de Navier-Stokes em quaisquer escalas de tempo e comprimento dos vórtices turbulentos, desde os maiores, que possuem mais energia, até os menores, onde ocorre a dissipação.

O método direto, baseado na equação de Navier-Stokes, considera todo o espectro da cascata de energia turbulenta definida por Kolmogorov, sem utilizar nenhum modelo de aproximação. No entanto, trata-se de uma abordagem extremamente custosa, que ainda não é amplamente utilizada na engenharia.

Na figura 3.9 é ilustrada uma vista das partículas em movimento e da vorticidade instantânea em um leito, utilizando o método DNS. Pode-se observar os detalhes da interação entre turbulência e sedimentos, destacando-se o elevado custo computacional desse método [55].

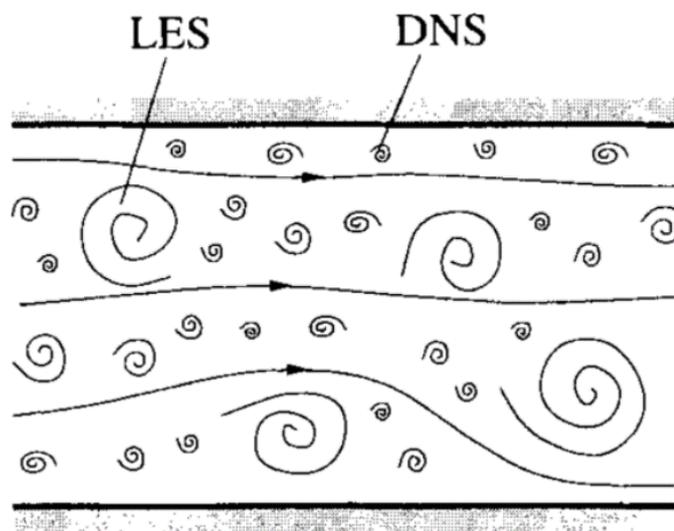
Figura 3.9 – Fluxo e movimento de particulados no leito de um canal, utilizando o método DNS.



Fonte: [55].

Os escoamentos turbulentos contêm uma vasta gama de vórtices com diferentes escalas, conforme ilustrado na figura 3.10. No caso da solução por LES (*Large Eddy Simulation*), as grandes escalas são simuladas diretamente, enquanto as pequenas escalas são modeladas. No caso do DNS, todas as escalas são simuladas.

Figura 3.10 – Representação esquemática do escoamento turbulento.



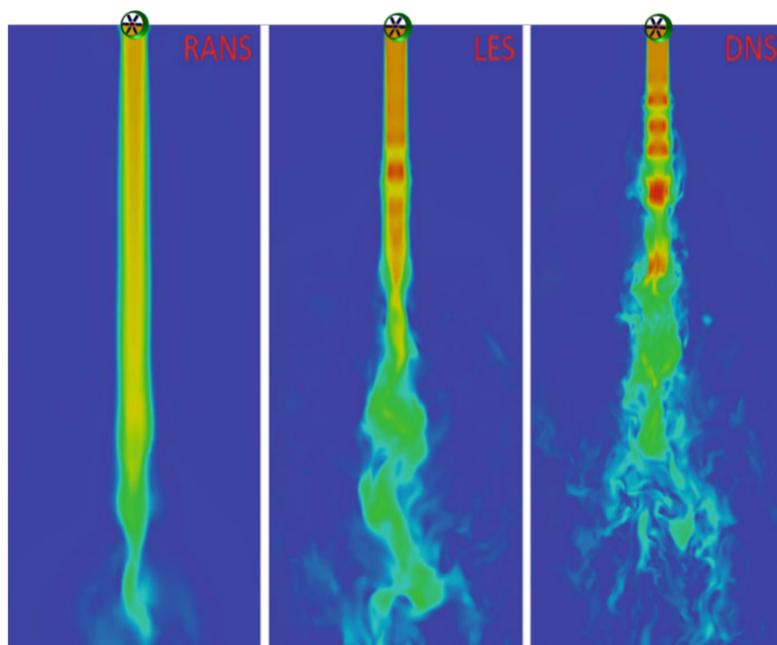
Fonte: [62].

Os vórtices de grande escala geralmente possuem mais energia em comparação com os menores. Faz bastante sentido adotar um modelo que aborde numericamente apenas os vórtices de grande escala. Embora simular numericamente esses maiores vórtices requiera muitos recursos computacionais, ainda assim é menos dispendioso do que o DNS.

Dessa forma, introduziu-se o modelo LES para simulações de grande porte, especialmente em escoamentos em regime transiente, com geometrias e problemas físicos mais complexos, ou seja, com maiores números de Reynolds. No LES, é essencial definir quais escalas de vórtices devem ser simuladas e/ou modeladas. Para isso, é necessária a filtragem do campo de escoamento, procedimento a ser realizado após a solução preliminar do RANS [62].

Tendo em vista que a turbulência é caracterizada por uma ampla gama de escalas temporais e espaciais, as simulações DNS exigem um elevado esforço computacional, mas proporcionam um nível excelente de detalhamento. As simulações RANS/URANS possuem um nível intermediário de processamento em comparação com os modelos LES e DNS [63]. Na figura 3.11, é representado o desenvolvimento da esteira, verificando-se maiores resoluções no modelo DNS, seguido pelo LES e, finalmente, pelo modelo RANS/URANS.

Figura 3.11 – Distribuição da velocidade turbulenta utilizando os modelos RANS, LES e DNS.

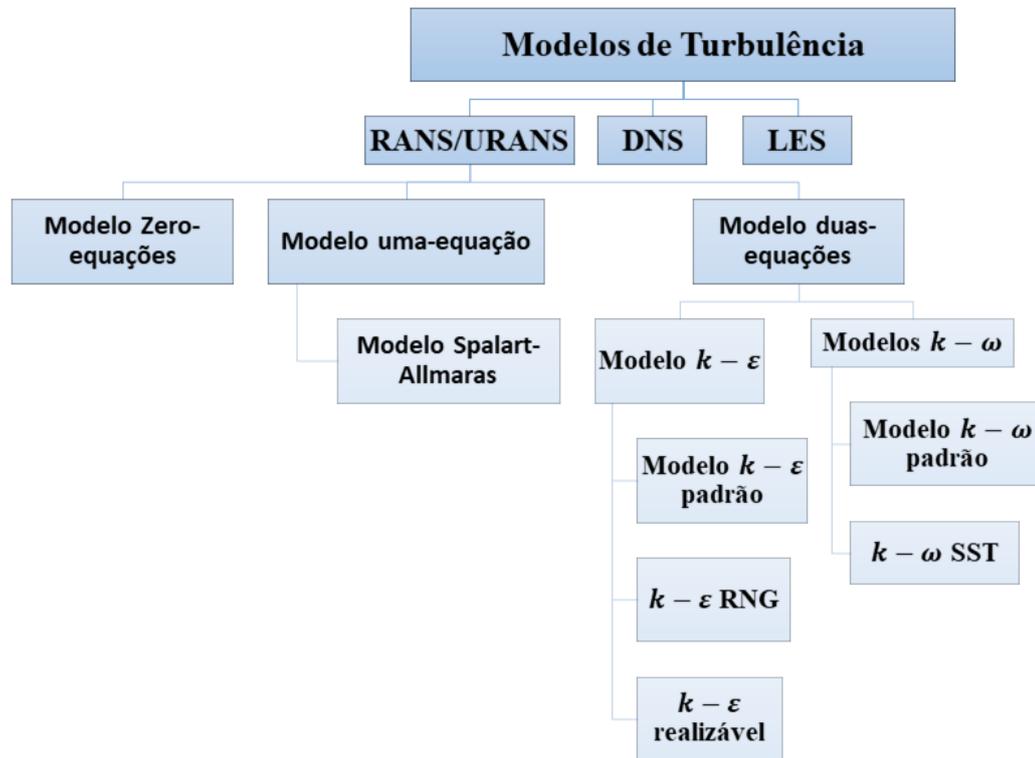


Fonte: [63].

Nesse sentido, é importante definir o modelo a ser utilizado com base na física do problema. No campo da engenharia, considerando valores médios de Reynolds (na ordem de 10^6), as soluções RANS/URANS podem ser consideradas satisfatórias, especialmente em domínios tridimensionais e com um custo computacional relativamente moderado [63].

Nesta seção, são apresentados de forma sucinta alguns modelos mais aplicados para uma ampla faixa de aplicações, desde a aerodinâmica até a aeroacústica. Na figura 3.12, encontra-se um resumo dos modelos de turbulência, com base nas soluções RANS/URANS e nos modelos mais custosos computacionalmente, como DNS e LES.

Figura 3.12 – Diagrama esquemático dos principais modelos de turbulência.



Fonte: Adaptado de [64] [63].

3.5.1 Modelo Zero-Equação

Estes modelos requerem níveis extremamente baixos de processamento, como exemplificado pelo modelo de Prandtl. Este modelo é de fácil implementação e é adequado para aplicações em turbomáquinas. No entanto, possui como principal desvantagem as limitações em sua aplicabilidade, restringindo-se a situações com fluxos simples e muito específicos. Além disso, este tipo de modelo não é indicado para simular a turbulência próxima aos contornos sólidos.

3.5.2 Modelo Spalart-Allmaras

Desenvolvido por Spalart e Allmaras, este é um modelo de turbulência que resolve a equação diferencial parcial de transporte para a viscosidade turbilhonar, sendo desenvolvido principalmente para fluxos aerodinâmicos. Este modelo consiste em uma única equação de transporte para a viscosidade turbilhonar. As principais desvantagens deste modelo são sua limitação a fluxos de transição e suas limitações físicas quando comparado aos modelos de duas equações [63] [65].

3.5.3 Modelo $k - \varepsilon$ padrão

O modelo $k - \varepsilon$ padrão é amplamente utilizado e validado para a análise da dinâmica de escoamentos turbulentos. É bastante robusto na abordagem de finas camadas de cisalhamento e fluxos circulantes, sem a necessidade de modificação das constantes em casos específicos. Além disso, é favorecido para aplicações industriais devido ao baixo esforço computacional e à geralmente melhor estabilidade numérica.

Este método consiste em duas equações de transporte: uma descrevendo a energia cinética turbulenta e a outra representando a taxa de dissipação turbulenta. O modelo assume que a viscosidade turbulenta é isotrópica, implicando que a relação entre o tensor de Reynolds e a taxa média de deformação seja a mesma em todas as direções. Esta suposição faz com que as previsões falhem em várias categorias de fluxos [66].

3.5.4 Modelo $k - \varepsilon$ RNG

Proposto por Yakhot e Orzag em 1986, este modelo possui a mesma formulação matemática que o modelo $k - \varepsilon$ padrão, com a particularidade de calcular uma função relacionada à taxa de deformação média [67].

O modelo baseado na teoria do grupo de renormalização (*Re-Normalisation Group* - RNG) tem como vantagem a melhoria do modelo $k - \varepsilon$ padrão pela adição de um termo que reduz a dissipação, aprimorando a modelagem para fluxos com baixos valores de Reynolds. As principais desvantagens são: menor estabilidade em comparação com o modelo $k - \varepsilon$ padrão e a presença de sérios problemas relacionados às escalas de turbulência [63].

3.5.5 Modelo $k - \varepsilon$ realizável

Este modelo foi desenvolvido para melhorar as previsões do modelo $k - \varepsilon$ padrão em fluxos com fortes curvaturas. Este método inclui uma equação de transporte modificada para a taxa de dissipação, ε . A equação modificada torna-se "realizável" quando o valor da taxa de deformação não é grande, ou seja, quando condiz com a física do fluxo turbulento [68].

As vantagens deste modelo incluem a capacidade de estabelecer restrições que o tornam "realizável" para tensões normais positivas, uma melhoria em relação ao modelo $k - \varepsilon$ padrão. Além disso, este modelo é superior ao modelo $k - \varepsilon$ RNG para fluxos separados e fluxos secundários. As desvantagens incluem menor estabilidade em comparação com o modelo $k - \varepsilon$ padrão e a presença de sérios problemas relacionados às escalas de turbulência [63].

3.5.6 Modelo $k - \omega$ padrão

O modelo originalmente foi proposto por Wilcox em 1988 [69], utiliza a frequência turbulenta $\omega = \frac{\epsilon}{k} (s^{-1})$ e a escala de comprimento é definida por $l = \frac{k^{2/3}}{\epsilon}$. A viscosidade turbilhonar é dada pela viscosidade turbulenta, definida como $\mu_t = \rho k / \omega$. Desta forma, as novas expressões de k e ω são:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + U_j \frac{\partial(\rho k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \left(2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta^* \rho k \omega \quad (3.23)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + U_j \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \gamma_1 \left(2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta_1 \rho \omega^2 \quad (3.24)$$

$$S_{ij} = \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.25)$$

Onde $\sigma_k = 2$, $\sigma_\omega = 2$, $\gamma_1 = 0,553$, $\beta_1 = 0,075$ e $\beta^* = 0,09$.

Este método apresenta melhores resultados para escoamentos na camada limite em comparação com o modelo $k - \epsilon$. Além disso, considera os efeitos do gradiente de pressão. A principal desvantagem deste modelo é sua sensibilidade aos valores estabelecidos de ω (dissipação específica de k) [66].

3.5.7 Modelo $k - \omega$ SST

Em [70], Menter propôs o modelo $k - \omega$ SST (*Shear Stress Transport*). Este método é definido pela combinação dos modelos $k - \omega$ e $k - \epsilon$, com o objetivo de modelar a turbulência variando o gradiente de pressão e separando a camada limite [71]. As expressões fundamentais para este modelo são a de energia cinética turbulenta, representada na equação 3.23, e a nova expressão para a taxa de dissipação específica:

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + U_j \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega,1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \gamma_2 \left(2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta_2 \rho \omega^2 + 2(1 - F_1) \frac{\rho}{\sigma_{\omega,2}} \frac{\partial k}{\partial x_k} \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \quad (3.26)$$

No caso de escoamentos com formação de camada limite, o modelo $k - \omega$ padrão é superior ao modelo $k - \epsilon$ e tem demonstrado excelente desempenho em problemas envolvendo gradientes adversos de pressão. Entretanto, o modelo $k - \omega$ pressupõe uma

condição de contorno diferente de zero, sendo a solução final muito sensível ao valor estabelecido, o que não ocorre nos modelos $k - \epsilon$.

O modelo SST combina a formulação robusta do modelo $k - \omega$ próximo à parede com a independência das condições de contorno do modelo $k - \epsilon$ [72]. Sua principal desvantagem é a necessidade de uma grade refinada próxima à parede [63].

3.6 Resumo das técnicas aplicadas nos artigos

A tabela 3.1 contém um resumo de alguns artigos publicados a partir do ano de 2016, destacando o método utilizado para a modelagem de turbulência em cada um deles. Dos 25 artigos analisados, 7 utilizaram o método URANS $k - \omega$ SST, 4 URANS $k - \epsilon$ realizável, 3 LES, 1 URANS $k - \epsilon$ padrão, 8 RANS $k - \omega$ SST e 1 RANS $k - \epsilon$ padrão.

Tabela 3.1 – Sumário dos modelos de turbulência utilizados nos artigos consultados.

Modelo de Turbulência	Referência	Ano	Modelo de Turbulência	Referência	Ano
URANS $k - \epsilon$ realizável	[73]	2022	RANS $k - \epsilon$	[74]	2020
URANS $k - \omega$ SST	[75]	2021	RANS $k - \omega$ SST	[76]	2019
URANS $k - \omega$ SST	[77]	2022	RANS $k - \omega$ SST	[78]	2018
URANS $k - \omega$ SST	[79]	2021	LES	[80]	2018
URANS $k - \epsilon$	[81]	2020	URANS $k - \epsilon$ realizável	[82]	2018
URANS $k - \omega$ SST	[83]	2020	RANS $k - \omega$ SST	[84]	2018
URANS $k - \omega$ SST	[85]	2020	LES	[86]	2017
URANS $k - \omega$ SST	[87]	2020	RANS $k - \omega$ SST	[88]	2017
RANS $k - \omega$ SST	[89]	2020	URANS $k - \epsilon$ realizável	[90]	2017
URANS $k - \epsilon$ realizável	[91]	2020	LES	[92]	2017
RANS $k - \omega$ SST	[93]	2020	RANS $k - \omega$ SST	[94]	2016
URANS $k - \omega$ SST	[95]	2020	RANS $k - \omega$ SST	[26]	2016

Vale ressaltar que a escolha do método de modelagem da turbulência está fortemente relacionada à aplicação de cada linha de pesquisa. Assim, para o caso desta proposta de

tese, cujo objetivo é analisar o comprimento das esteiras de turbulência provocadas pela presença de turbinas hidrocínéticas carenadas, será utilizado o modelo RANS $k - \omega$ SST.

Como citado anteriormente, os modelos RANS requerem menos esforço computacional e, dentre estes, o método $k - \omega$ SST é preferível por suas melhorias em relação aos modelos $k - \omega$ e $k - \epsilon$, considerando que o primeiro não caracteriza adequadamente escoamentos de camada limite e o segundo é extremamente sensível ao fator de determinação da dissipação específica da energia cinética turbulenta.

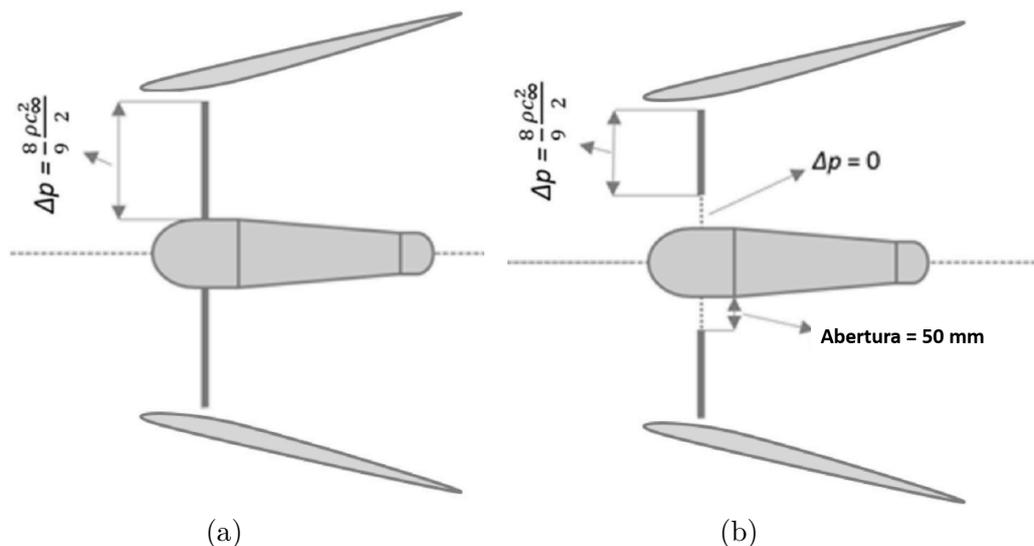
4 Turbina hidrocínética carenada modelada para o Canal do Boqueirão

O limite teórico de Betz afirma que a potência máxima extraível por uma turbina em um fluxo livre é aproximadamente 59% da potência disponível no fluxo sem a turbina [52]. Uma maneira de contornar essa limitação de eficiência é usar turbinas hidrocínéticas carenadas [22]. Neste trabalho, a turbina carenada projetada em [53] é considerada para as análises das interações entre as esteiras no projeto do parque hidrocínético no Canal do Boqueirão.

A turbina foi otimizada, em uma abordagem inicial no domínio 2D, com o objetivo de maximizar o coeficiente de potência, resultando em um difusor de alto desempenho em forma de aerofólio. A figura 4.1 contém as principais variáveis de projeto, onde foi aplicada a teoria do disco atuador - TDA, velocidade de corrente livre de $2,4 \text{ m.s}^{-1}$ e uma queda de pressão no disco de 2555 Pa (correspondente a $8/9$ da pressão dinâmica da corrente livre) para otimizar o difusor e o cubo (*hub*).

Como função objetivo foi maximizar o termo de Potencia hidraulica, resultando na maximização do fluxo de massa. Dois casos foram avaliados, de acordo com [53] o primeiro caso (figura 4.1.a) considerou um carregamento uniforme ao longo de todo o raio do disco, enquanto o segundo caso (figura 4.1.b) considerou uma folga entre o cubo e a parte carregada do disco [53].

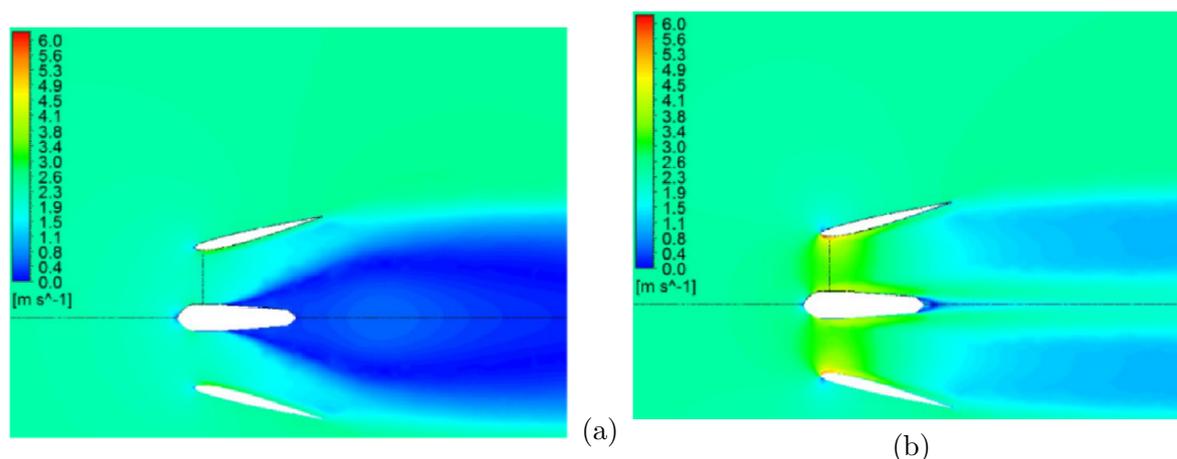
Figura 4.1 – Carregamento uniforme (a) e com folga (b) do disco atuador.



Fonte: [53].

Na figura 4.2 é ilustrado o comportamento do escoamento e o desempenho da turbina, concluindo que estes são drasticamente diferentes entre os dois casos apresentados na figura 4.1. Nota-se que no caso em que se considera a folga entre o cubo e o disco (figura 4.2.b), tem-se um carregamento adequado, sem separação das camadas limites, na *nacelle* e no difusor, diferentemente o que acontece no caso da figura 4.2.a [53].

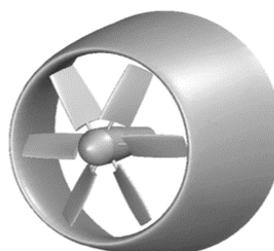
Figura 4.2 – Contornos de velocidade para o caso do carregamento uniforme (a) e com folga (b) do disco atuador.



Fonte: [53].

Na segunda abordagem, com base no salto de pressão, foi projetado o rotor da turbina tendo como princípios, a teoria de grade, vórtice potencial e da asa de sustentação. Com a característica de um rotor de alta solidez para que o torque da turbina fosse maior, permitindo obter uma baixa velocidade de partida, resultando em um rotor como ilustrado na figura seguinte [53].

Figura 4.3 – Projeto do conjunto rotor (6 pás), *nacelle* e difusor.

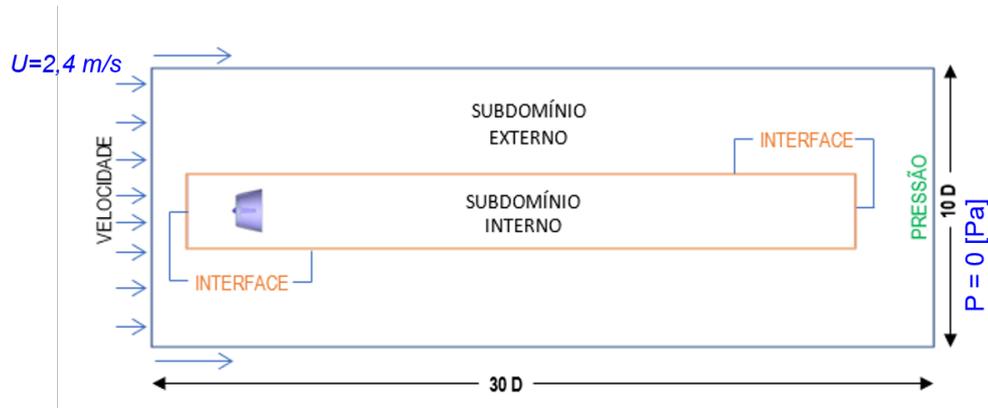


Fonte: [53].

A figura 4.4 contém a ilustração das dimensões do domínio e as condições de contorno adotadas em [53]. O domínio foi dividido em duas partes para diminuir o esforço computacional por causa do refinamento das malhas, sendo o subdomínio externo com o diâmetro da entrada de 10D (10 vezes o diâmetro da turbina, aproximadamente 10 m)

e comprimento de $30D$ (aproximadamente 30 m). O subdomínio possui uma grade bem mais refinada, com diâmetro da base de $2,5D$ e comprimento de $25D$. Vale lembrar q a velocidade de corrente livre na entrada é de $2,4\text{ ms}^{-1}$ e a pressão de saída do domínio é nula.

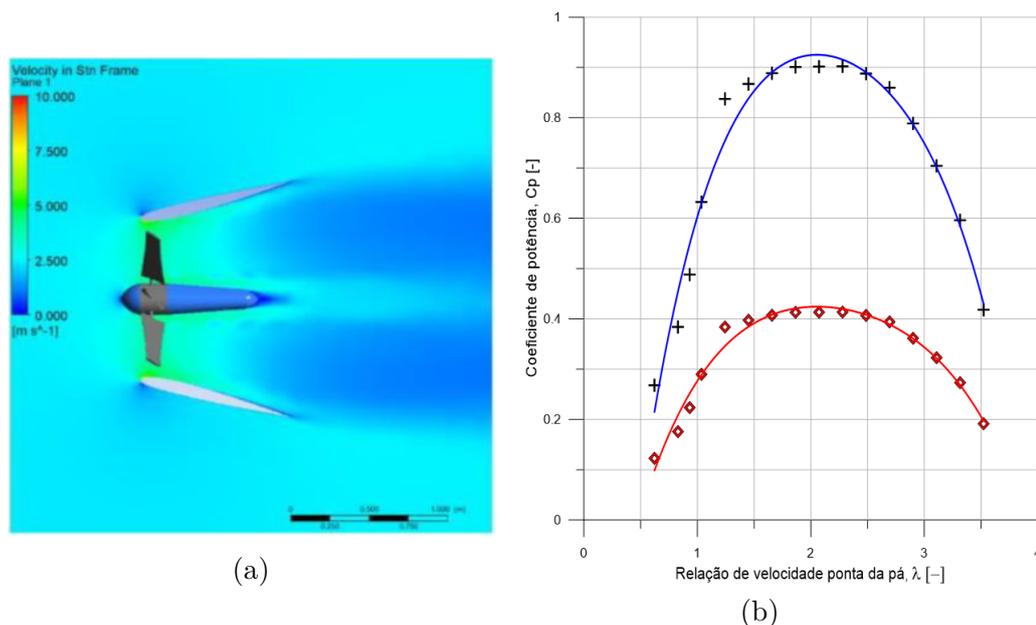
Figura 4.4 – Domínio computacional adotado para a análise de desempenho da turbina.



Fonte: Adaptado de [53].

Na figura seguinte tem-se as análises dos contornos de velocidades no plano transversal da turbina com carenagem, no caso de $\lambda = 2,13$ (figura 4.5.a), haverá máximo $C_p = 0,905$ (linha azul da figura 4.5.b onde é normalizada pela área da garganta) e máximo $C_p = 0,415$ (linha vermelha da figura 4.5.b onde é normalizada pela maior área da seção transversal do difusor) [53].

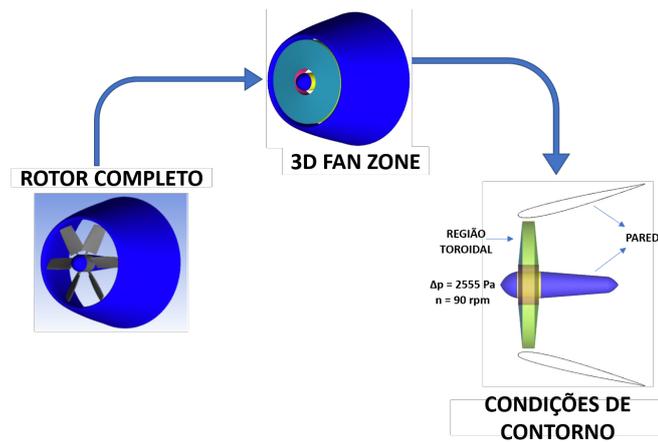
Figura 4.5 – Contornos de velocidade local, no plano meridional (a) $\lambda = 2,13$ ponto de projeto e (b) Curva C_p da turbina hidrocínética otimizada.



Fonte: [53]

Diferente da abordagem anterior, com objetivo de analisar a interação de múltiplas turbinas em um parque hidrocínético, o rotor foi representado por meio de uma geometria toroidal, com base no modelo *3D Fan Zone*, que considera uma zona de fluido em forma de toróide que simula o efeito de um rotor axial, levando em consideração o salto de pressão e o efeito das velocidades radiais e tangenciais que caracterizam o giro do escoamento na saída do rotor, conforme está ilustrado na figura 4.6.

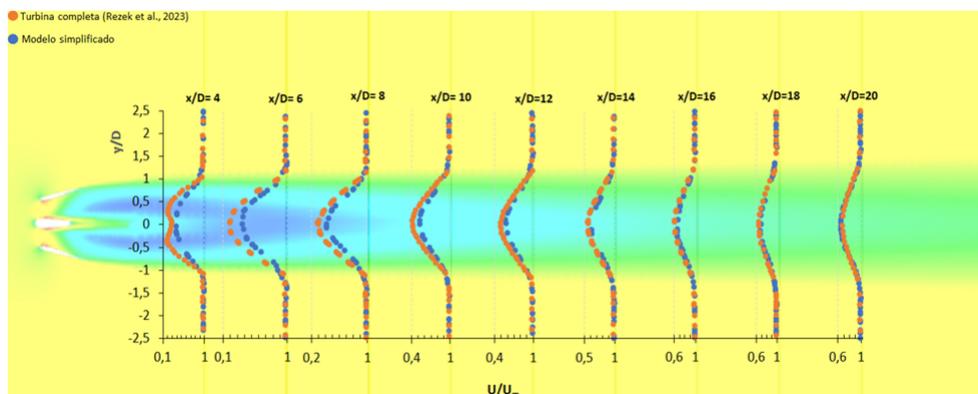
Figura 4.6 – Geometria da turbina com o rotor completo, simplificado e suas condições de contorno.



Fonte: Adaptado de [96].

A figura 4.7 contém a comparação entre os perfis de velocidade a jusante da turbina considerando o rotor completo e a geometria simplificada. Cujos as dimensões correspondem ao volume de varredura das pás do rotor axial, ou seja, os raios interno e externo correspondem ao raio do cubo e da ponta da pá, respectivamente. Adicionalmente o comprimento corresponde à espessura da região toroidal varrida pelas pás na direção axial.

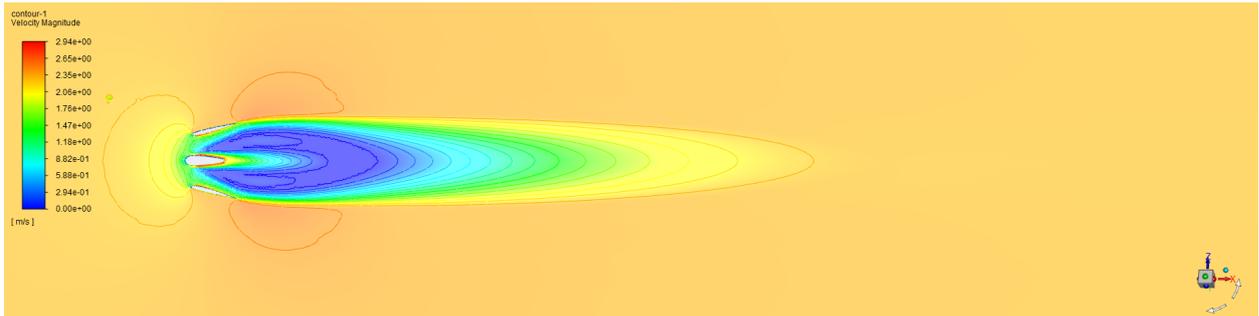
Figura 4.7 – Contornos de velocidade da esteira e comparação dos perfis de velocidade entre o modelo completo e simplificado.



Fonte: [96].

A figura 4.8 corresponde à simulação dos contornos de velocidade da turbina utilizando o modelo *3D Fan Zone*, onde se obteve no caso de $\lambda = 2,13$, o máximo C_p normalizado pela área da garganta foi de 0,897 e o máximo C_p normalizado pela maior área da seção transversal do difusor foi de 0,383, sendo muito aproximados aos valores do rotor completo (como visto na figura 4.5) possibilitando representar o fenômeno do escoamento de forma similar.

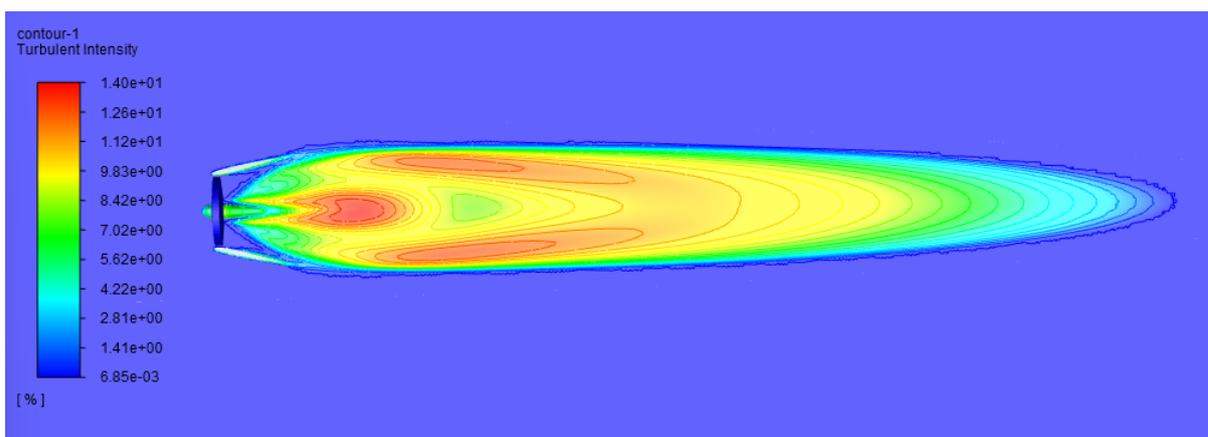
Figura 4.8 – Contornos de velocidade para a turbina utilizando o modelo *3D Fan Zone*.



Fonte: Adaptado de [96].

A figura 4.9 contém os contornos de intensidade turbulenta utilizando o modelo *3D Fan Zone*. A simulação teve como resultado, uma intensidade turbulenta de 6% ao longo da carenagem e do hub da turbina. Também é importante ressaltar o baixo percentual de turbulência ao longo da carenagem, indicando novamente pouco descolamento da camada limite.

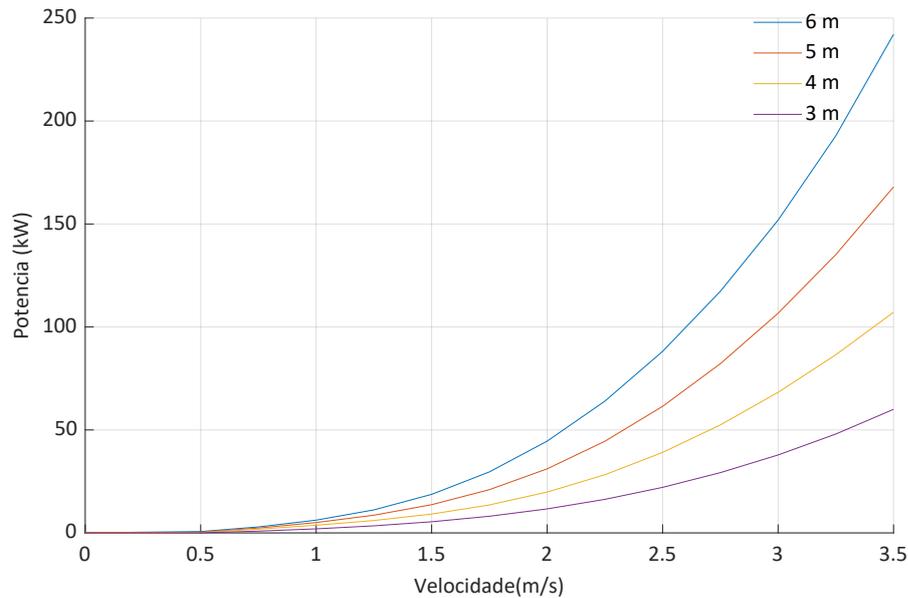
Figura 4.9 – Contornos de intensidade turbulenta para a turbina utilizando o modelo *3D Fan Zone*.



Fonte: Adaptado de [96].

Com base nas análises numéricas, é possível obter as relações de comportamento do protótipo em escala real, visando quantificar o diâmetro do rotor em função da potência desejada e velocidade de escoamento. A figura 4.10 contém as curvas de potência para as turbinas com diâmetro de 3, 4, 5 e 6 m [40].

Figura 4.10 – Curvas de potência da turbina para diferentes diâmetros de difusores.



Fonte: [40].

A partir da análise da figura 4.10, conclui-se que a potência de saída aumenta de forma não linear ao aumento do diâmetro da turbina. Isso ocorre devido ao coeficiente de potência, que apresenta um comportamento não linear e possui valores ótimos que dependem da geometria e da velocidade do escoamento [97].

Como motivação para realizar um projeto de energia renovável no Canal do Boqueirão é a obtenção da máxima energia extraível possível. No entanto, existem diferentes tipos de restrições que impedem que isso seja completamente viável. Estas incluem:

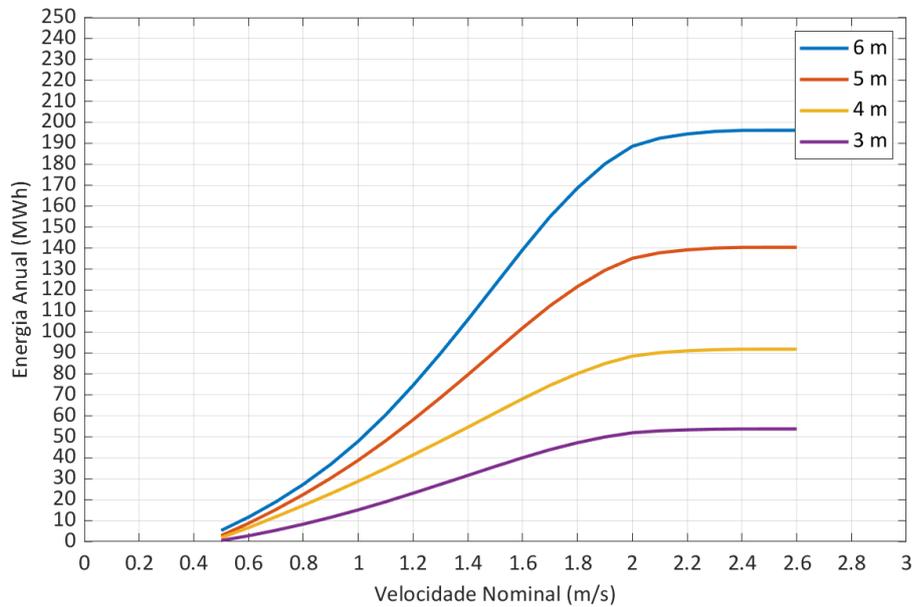
- Profundidade do canal;
- Área disponível;
- Velocidade da corrente de maré;
- Tamanho da turbina (um tamanho razoável é necessário na relação tecnoeconômica) e
- Relação entre a geração anual de energia (GWh) e a viabilidade técnica.

O Canal do Boqueirão possui profundidades de até 31 m, como foi visto na figura 2.8, o gradiente de velocidade próximo à superfície do canal é menor. O maior cisalhamento na região mais próxima do leito levaria a uma queda acentuada no desempenho da turbina. Portanto, uma profundidade viável no canal é em torno de até 16 m.

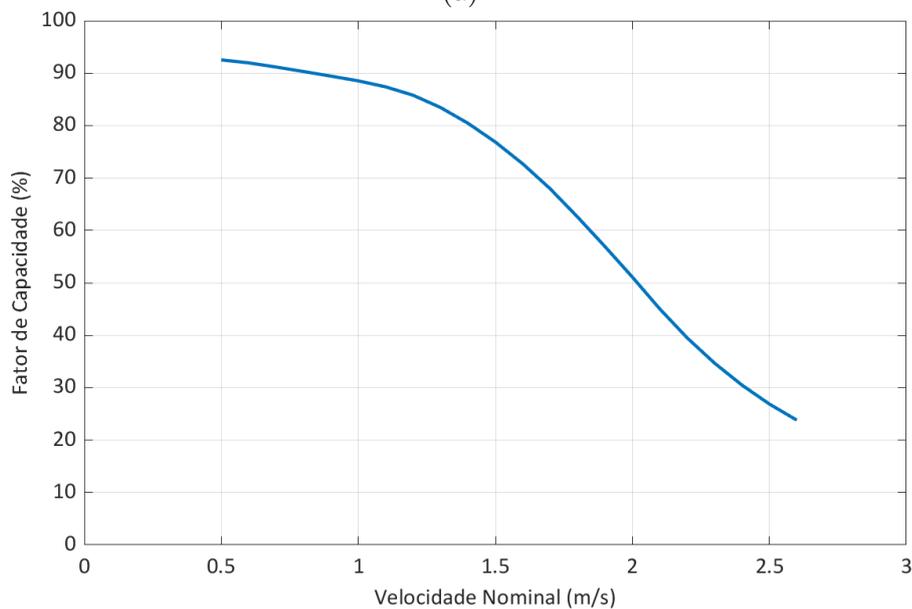
Na curva da figura 4.11.a é representada a energia anual para cada velocidade nominal, enquanto a figura 4.11.b está ilustrado o FC (fator de capacidade) em função da

velocidade nominal. Sendo que ambos os gráficos foram plotados para os 4 exemplos de diâmetros das turbinas carenadas [40].

Figura 4.11 – Energia anual vs velocidade nominal (a) e FC vs velocidade nominal (b) das turbinas com difusor de diâmetro de 6, 5, 4 e 3 m.



(a)



(b)

Fonte: [40].

Por exemplo, considerando as velocidades obtidas a partir da simulação ilustrada nas seções anteriores e a velocidade de corte da turbina sendo 2 m s^{-1} e a de corte inicial de $0,5 \text{ m s}^{-1}$, o FC será igual a 51% e as gerações anuais serão iguais a 188,56, 135,13, 88,49 e 51,93 MWh para os diâmetros de 6, 5, 4 e 3 m, respectivamente. Se for considerada uma velocidade de $1,5 \text{ m s}^{-1}$, o FC aumenta para 77%.

No entanto, haveria uma redução considerável na energia anual: 34%, 29%, 27% e 28%, respectivamente, em comparação com o caso anterior. No caso de $2,5 \text{ m s}^{-1}$, haverá uma redução significativa do FC, que ficará em torno de 26%, com pequeno aumento na quantidade total anual de energia produzida por cada turbina. A partir desta análise e à luz da tabela 2.1, uma turbina adequada para este local deve ter velocidade de corte inicial de $0,5 \text{ m s}^{-1}$ e velocidade nominal de cerca de 2 m s^{-1} [40].

Neste trabalho, é analisado o custo estimado para turbinas com diâmetros de 6, 5, 4 e 3 m. Observa-se que, na escolha final da turbina, outros fatores devem ser considerados, como a disponibilidade e nível de maturidade da tecnologia local, custos logísticos, bem como o grau de risco que os investidores estariam dispostos a assumir. As potências de saída para cada diâmetro de turbina são estimadas a partir das curvas da figura 4.10.

Vale notar que, neste gráfico, a potência de saída não aumenta proporcionalmente com o aumento do diâmetro da turbina. Isso ocorre devido ao coeficiente de potência, que apresenta um comportamento não linear e com valores ótimos que dependem da geometria e da velocidade do fluxo. A Tabela 4.1 contém as especificações das turbinas que foram analisadas para composição do parque hidrocínético do Canal do Boqueirão.

Tabela 4.1 – Resumo das especificações das turbinas hidrocínéticas carenadas simuladas para o Canal do Boqueirão.

Turbina Hidrocínética Carenada				
<i>Diâmetro Externo (m)</i>	6	5	4	3
<i>Diâmetro Garganta (m)</i>	3,98	3,32	2,65	1,99
<i>Velocidade de Corte Inicial (m s^{-1})</i>	0,5	0,5	0,5	0,5
<i>Velocidade Nominal (m s^{-1})</i>	2	2	2	2
<i>Potência Nominal (kW)</i>	45	31	20	12
<i>Área (m^2)</i>	12,45	8,65	5,53	3,11

Fonte: Adaptado de [53].

5 Desenho do parque hidrocínético e estudo econômico

Após a caracterização do Canal do Boqueirão e a seleção do modelo de turbina a ser utilizado, o projeto de uma fazenda hidrocínética deve considerar cuidadosamente a área disponível e o arranjo das turbinas, pois o espaçamento inadequado entre estas pode resultar em perturbações no escoamento devido à esteira gerada pelas turbinas a montante. Sendo que estas impactam negativamente a eficiência das turbinas a jusante, causam tensões mecânicas nas estruturas e no sistema de ancoragem e ainda reduzem a eficiência global de geração do parque [33].

No que tange a área disponível, evitou-se as rotas de circulação de grandes embarcações. Na figura 5.1 estão destacadas as rotas utilizadas pelo ferry boat São Luís - Cujupe e São Luís - Alcântara (linhas hachuradas em azul). Considerando uma distância segura das rotas de navegação, o comprimento da região viável para instalação do parque será de aproximadamente 3000 m. E para evitar o efeito de borda e áreas com pequena profundidade, considerou-se a distancia de 200 m de cada borda costeira do Canal. Desta maneira a área viável do Canal do Boqueirão para a implementação do parque hidrocínético é de 1,5 km² (500 m X 3000 m), como está destacado em vermelho na figura 5.1 [40].

Figura 5.1 – Site disponível para instalação da fazenda de turbinas hidrocínéticas no Canal do Boqueirão.



Fonte: [40].

Para determinar os distânciamentos laterais e longitudinais entre as turbinas foi utilizada geometria simplificada do rotor (*3D Fan Zone*). No caso do modelo de turbulência, utilizou-se o *k-w SST* em regime permanente. As condições de contorno aplicadas nas superfícies de entrada e saída foram de escoamento livre com velocidade de $2,4 \text{ ms}^{-1}$ e sem pressão estática na saída (0 Pa). No fluido da região toroidal que representa o rotor, o salto de pressão estipulado foi de 2555 Pa e a rotação de 90 rpm.

Inicialmente adotou-se uma distância longitudinal fixa de 15D e variou-se a distância lateral em 0D, 1D e 1,5D, considerando um arranjo formado por apenas duas turbinas. A tabela 5.1 contém os distânciamentos laterais analisados.

Tabela 5.1 – Distanciamento lateral das turbinas.

Quantidade de turbinas	Distancia	
	Longitudinal	Lateral
2	15D	0D
		1D
		1,5D

Fonte: [96].

Neste contexto de cenários adotados para o distanciamento lateral, no primeiro arranjo considera-se uma distância horizontal entre as duas turbinas correspondente a 15D (aproximadamente 15 m), sem incluir qualquer distância lateral entre elas.

No segundo arranjo, mantém-se a distância horizontal de 15D, adicionando-se uma distância lateral de 1D (aproximadamente 1 m). Por fim, no terceiro arranjo, a distância horizontal de 15D é preservada, enquanto a distância lateral é ampliada para 1,5D (aproximadamente 1,5 m).

A figura 5.2 contém os contornos de velocidade das esteiras considerando os três arranjos. E analisando os resultados, no primeiro arranjo (figura 5.2.a), há um déficit significativo de velocidade na entrada da segunda turbina. Sendo os coeficientes de potência das turbinas 1 e 2 foram $C_{p1} = 0,904$ e $C_{p2} = 0,22$, respectivamente, indicando que o coeficiente de potência da turbina 2 corresponde a apenas 24,4% do valor obtido pela turbina 1.

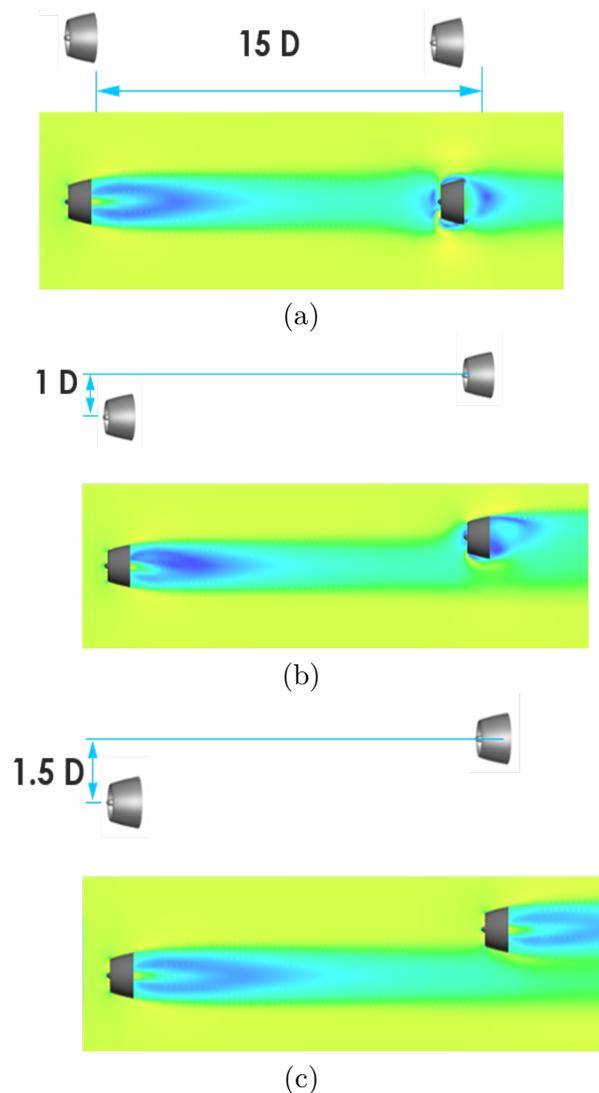
No segundo arranjo (figura 5.2.b), os coeficientes de potência para as turbinas 1 e 2 foram $C_{p1} = 0,904$ e $C_{p2} = 0,586$, respectivamente. Nesse caso, o coeficiente de potência da turbina 2 corresponde a aproximadamente 65% do valor obtido pela turbina 1, evidenciando uma menor influência da esteira turbulenta gerada pela turbina 1 sobre o desempenho da turbina 2.

Finalmente, no terceiro arranjo (5.2.c), os coeficientes de potência foram $C_{p1} = 0,911$ e $C_{p2} = 0,914$ para as turbinas 1 e 2, respectivamente. Observou-se que a influência

da esteira gerada pela turbina a montante (turbina 1) no desempenho da turbina a jusante (turbina 2) foi mínima, com valores de C_p praticamente iguais.

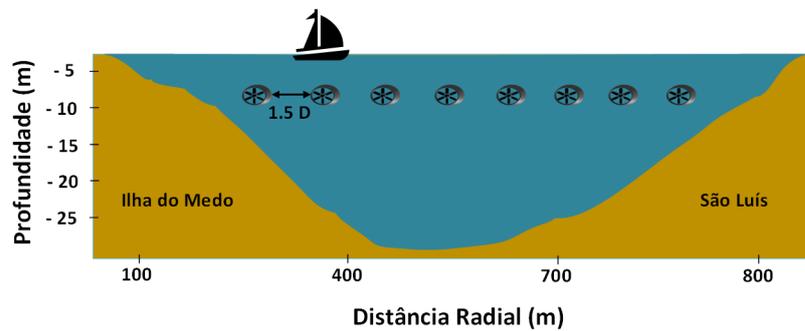
Curiosamente, o C_p da turbina 2 foi 0,3% superior ao da turbina 1, o que pode ser atribuído à maior intensidade turbulenta na entrada da segunda turbina. Esta turbulência energiza a camada limite em uma região do difusor, causando uma leve diferença na componente de pressão dinâmica.

Figura 5.2 – Módulos de velocidade das esteiras de turbulência considerando o arranjo sem distanciamento lateral (a), com distanciamento lateral de 1D (b) e distanciamento lateral de 1,5D (c).



Com base nestes resultados, pode-se considerar no projeto de parques hidrocínéticos utilizando a turbina especificada neste trabalho, que quando dispostas em arranjo de duas ou mais unidades devem ter um espaçamento lateral de 1,5D e a profundidade de aproximadamente 10 m (dentro do intervalo adequado de profundidade aonde se obtém maior homogeneidade nas velocidades de escoamento, conforme analisado nas seções anteriores), como está ilustrado na figura seguinte.

Figura 5.3 – Esboço do distânciamento lateral das turbinas hidrocínéticas a serem utilizadas no parque do Canal do Boqueirão.



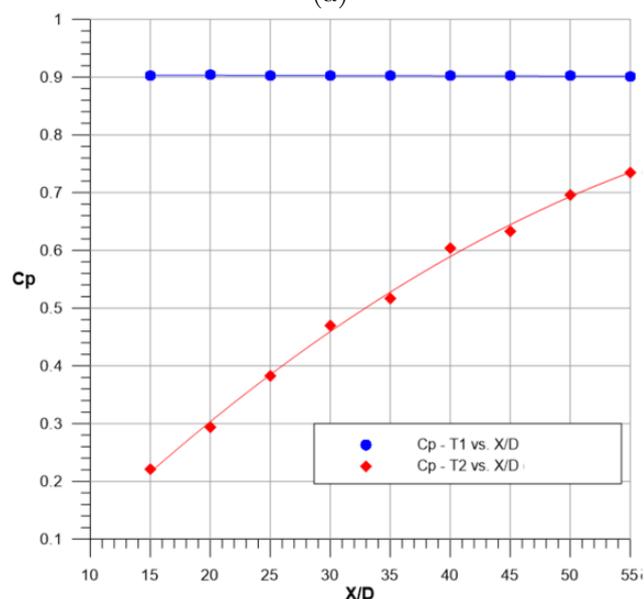
Fonte: adaptado de [40].

Para determinar o distânciamento longitudinal mais adequado, foi considerado que as duas turbinas não possuem distânciamento lateral ($0D$) e as distâncias longitudinais vão de $15D$ até $25D$, com intervalos de $5D$, totalizando nove opções de arranjos. Na figura 5.4.a é ilustrada os contornos de velocidade, considerando a máxima distância longitudinal considerada ($55D$) e na figura 5.4.b contém a relação do C_p para cada distânciamento longitudinal.

Figura 5.4 – Contorno de velocidade para a distância longitudinal de $55D$ (a) e gráfico de valores do C_p e distancia longitudinal das turbinas considerando os nove arranjos (b).



(a)



(b)

A partir do gráfico da figura 5.4.b, considerando o distanciamento de 15D, como fora citado anteriormente, houve uma queda de aproximadamente 75% do C_p da turbina à jusante. Se for considerado distanciamentos superiores a 40D, existirá reduções consideráveis na queda do C_p , sendo que para o distanciamento de 40D, a queda é de aproximadamente 33,6% e para o caso de 55D, esta será de 17,8%. Para o desenho do parque hidrocínético no Canal do Boqueirão, é adotado neste trabalho, a distância longitudinal de 55D entre duas turbinas carenadas. A figura 5.5 contém o arranjo das turbinas hidrocínéticas carenadas no parque.

Figura 5.5 – Arranjo das turbinas hidrocínéticas carenadas no parque do Canal do Boqueirão.



De acordo com o citado anteriormente a geração anual de cada turbina é de 188,57 , 135,14 , 88,49 e 51,93 MWh para as turbinas de diâmetro de 6, 5, 4 e 3 m , respectivamente, para as velocidades iniciais de $0,5\text{ ms}^{-1}$ e de corte de 2 ms^{-1} . Considerando a área disponível estipulada de $1,5\text{ km}^2$ ($500\text{ m} \times 3000\text{ m}$), o parque seria composto por:

Tabela 5.2 – Características do parque hidrocínético de turbinas carenadas do Canal do Boqueirão.

Parque hidrocínético	Diâmetro (m)			
	6	5	4	3
Número de fileiras	56	67	84	112
Número total de turbinas	532	737	1176	2072
Geração anual do parque (GWh)	51,49	46,40	40,51	33,12

Considerando o parque formado por turbinas carenadas com 6 m de diâmetro, este será formado por 56 fileiras, sendo 28 com 10 turbinas e a outra metade com 9. Para a fileira com 10 turbinas, esta geraria 937,11 MWh e a de 9 turbinas geraria 901,86 MWh anualmente.

O parque composto por turbinas de 5 m de diâmetro teria 67 fileiras com 11 turbinas cada, onde cada fileira geraria 692,55 MWh anualmente. Para o caso do mesmo

ser formado por turbinas de 5 m de diâmetro, este teria 84 fileiras de 14 turbinas, onde cada fileira geraria anualmente 482,22 *MWh*.

No último caso, para o parque formado por turbinas de 3 m de diâmetro, o mesmo teria 112 fileiras, das quais 56 teriam 19 turbinas cada e o restante seria composto por 18 turbinas. Sendo que a fileira com 19 turbinas geraria anualmente 296,64 *MWh* e a de 18 turbinas, 294,82 *MWh*. Realizada a análise energética do parque, é fundamental também fazer um estudo econômico, porém existe grande dificuldade estimar os custos dos parques hidrocínéticos de baixa velocidade, principalmente quando se trata de turbinas carenadas. Isto muito se deve a ausência de dados disponíveis, tais como, valores de fabricação e instalação das turbinas hidrocínéticas carenadas, custos com logística, ancoragem, cabeamento submarino, dentre outros.

São obstáculos significativos na prospecção da viabilidade econômica do sistema a ser utilizado no Canal do Boqueirão. De acordo com o estudo realizado por [98], enquanto a aplicação comercial da tecnologia hidrocínética ainda não alcançar um certo grau de maturidade, seus custos de implantação e operação não serão amplamente disponíveis.

Para o caso desta pesquisa, o principal parâmetro utilizado para analisar a viabilidade econômica do parque hidrocínético a ser instalado foi o *Levelized Cost of Energy* (LCOE). Este refere a razão entre o somatório dos custos ao longo de todo o tempo de operação do parque e a energia gerada no tempo, de acordo com a expressão a seguir.

$$LCOE = \frac{CAPEX + \sum_{t=1}^n \frac{OPEX_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{\text{Produção anual de energia}_t}{(1+r)^t}} \quad (5.1)$$

Onde:

LCOE: *Levelised Cost of Energy* - Custo nivelado de energia ($\$/kWh^{-1}$);

CAPEX: *Capital expenditure* - Custo de instalação;

OPEX_t: *Operational expenditure* - Custo de operação (no ano *t*);

r: Taxa de inflação;

n: Tempo de vida do sistema;

t: Ano de inicialização do projeto [99].

Vale ressaltar que neste trabalho é considerado que o custo de implementação do parque se inicializa no ano 0 (zero), a operação no ano 1 (um) e a estimativa de vida do projeto é de 25 anos.

Para o cálculo do *CAPEX* é necessário ter o custo de instalação de uma turbina equivalente. No estudo apresentado em [100], foi utilizada uma turbina carenada similar, porém de menor porte, desenvolvida pela SMART HYDRO GERMANY®. O custo

reportado foi de \$16.342,00, incluindo componentes como gerador, grade de proteção mecânica, sistema de ancoragem, cabos, painel elétrico, inversor e controlador. A potência nominal é de 5 kW (para uma velocidade de 2,8 ms^{-1}), com um diâmetro aproximado de 3 m e peso de 380 kg.

Desta maneira, utilizando a Regra dos Seis Décimos (expressão 5.2), o custo pode ser extrapolado para a referida turbina da presente pesquisa [101] [102] [103].

$$\frac{Custo_A}{Custo_B} = \left(\frac{Cap_A}{Cap_B} \right)^M \quad (5.2)$$

Onde:

M : Taxa de economia de escala geralmente empregada no setor industrial;

$Cost_A$ e $Cost_B$: Custos das turbinas A e B ;

Cap_A e Cap_B : Potência nominal das turbinas A e B .

O valor de M para uma planta hidrocínética pode ser aproximado para 0,76 [104]. Tomando por base os custos da turbina desenvolvida pela SMART HYDRO GERMANY® (A) e considerando a potência nominal das turbinas da tabela 4.1 (B), o custo estimado será de aproximadamente \$86,801.96, \$65,391.74, \$46,867.39 e \$31,788.19, para as turbinas com os diâmetros de 6, 5, 4 e 3 m, respectivamente. Atualizando os custos utilizando o PCE 2024 (4%) [105], os valores subirão para \$90,446.83, \$68137.82, \$48,834.95 e \$33,122.78.

De acordo com [106], o custo de aquisição da turbina corresponde a 41% do CAPEX, 26% são custos de fundação, 15% custos de instalação, 13% de cabeamento e 5% custos de conexão com a rede. Em outro projeto [107] reportou-se que o custo da turbina é equivalente a 39% do valor CAPEX. Desta maneira, é razoável assumir que o custo da turbina hidrocínética presente nesta pesquisa corresponde a 40% do valor do CAPEX do projeto. O resultado da estimativa do novo CAPEX é de \$226,117.08, \$170,344.55, \$122,087.38 and \$82,806.95.

Estimar o custo OPEX é uma tarefa complexa pois diferentes projetos podem apresentar configurações particulares. Exigindo assim maior experiência operacional. Para esta análise, de acordo com o estudo realizado por [108], os custos de O&M (Operação e Manutenção) cobrem o dia de manutenção e as operações, tanto as programadas quanto as não programadas. Neste mesmo trabalho, foi realizado um escalonamento de custos de O&M para cada grupo de 5 anos ao longo dos 25 anos de duração do projeto do parque hidrocínético. Tirando a média do somatório destes valores escalonados, tem-se um custo anual para O&M de 4,5% do CAPEX da turbina. No trabalho realizado por [109] é considerado o custo anual de O&M de aproximadamente 3,42% do CAPEX. Na metodologia desenvolvida por [110], a relação entre CAPEX e OPEX anual foi de aproximadamente 1,52%.

Considerando o caso de maior custo de OPEX, ou seja, despesa anual de 4,5% do CAPEX. Para cada turbina a ser utilizada no Canal do Boqueirão, o custo anual reajustado para o ano de 2024 seria de \$10,175.27, \$7,665.50, \$5493.93 e \$3726.31, para cada turbina de 6, 5, 4 e 3 m, respectivamente. A tabela 5.3 contém os custos calculados para o ano de 2020, os custos reajustados para o ano de 2024, CAPEX e OPEX para o mesmo ano.

Tabela 5.3 – Custos estimados, CAPEX e OPEX.

Turbina Hidrocínética Carenada				
Diâmetro (m)	6	5	4	3
Custo estimado (2020)	\$86,801.96	\$65,391.74	\$46,867.39	\$31,788.19
Custo estimado (2024)	\$90,446.83	\$68137.82	\$48,834.95	\$33,122.78
CAPEX (2024)	\$226,117.08	\$170,344.55	\$122,087.38	\$82,806.95
OPEX (2024)	\$10,175.27	\$7,665.50	\$5493.93	\$3726.31

Por fim, considerando o tempo de vida do projeto em 25 anos e a taxa de inflação (r) de 4% por ano para o ano de 2024 [105]. Substituindo os valores de geração anual de cada turbina na expressão 5.1, o LCOE calculado está na tabela seguinte.

Tabela 5.4 – Geração anual e LCOE.

Turbina Hidrocínética Carenada				
Diâmetro (m)	6	5	4	3
Geração anual por turbina (MWh)	188,57	135,14	88,49	51,93
LCOE ($\$kWh^{-1}$)	0,131	0,137	0,150	0,174

Este resultado está próximo do intervalo estimado pela IRENA [111], onde o LCOE para energia das marés varia entre 0,20 - 0,45 $\$kWh^{-1}$. O melhor LCOE alcançado aqui pode ser amplamente atribuído ao ganho no desempenho da turbina causado pelo *design* das pás e difusor.

6 Conclusões

O Canal do Boqueirão apresenta-se como uma região estratégica para a geração de energia hidrocínética, caracterizando-se por condições favoráveis de profundidade, largura e pequena variação de correntes ao longo da coluna d'água. O estudo indica densidades de potência média durante marés de sizígia e quadratura de $2,74 \text{ kWm}^{-2}$ e $1,66 \text{ kWm}^{-2}$, respectivamente, corroborando sua viabilidade energética. Nesse contexto, o desenvolvimento de turbinas hidrocínéticas otimizadas e a implementação de um parque bem planejado têm potencial para aproveitar o máximo possível de energia renovável da área.

O projeto de turbinas hidrocínéticas para a região baseou-se em uma metodologia que integrou simulações CFD com o *design* geométrico de rotores. O uso de difusores e a análise detalhada do comportamento das pás no escoamento permitiram alcançar um coeficiente de potência de pico de 0,415, quando normalizado pela maior área da seção transversal do difusor, ou 0,905, quando considerado pela área da garganta. Essas melhorias destacam a importância de tecnologias otimizadas para compensar as baixas velocidades de corrente, que raramente excedem 2 ms^{-1} .

O planejamento hidrodinâmico do parque foi um dos pilares do estudo. Modelos tridimensionais foram cruciais para capturar a variação de velocidade em toda a coluna d'água, superando as limitações de abordagens bidimensionais, que, embora úteis em análises preliminares, não conseguem prever adequadamente os impactos das esteiras de turbulência. Com base nas simulações, foram definidos espaçamentos ideais de 1,5 vezes o diâmetro da turbina lateralmente e 55 vezes o diâmetro longitudinalmente. Essa configuração minimiza as interferências entre turbinas e maximiza o desempenho das unidades localizadas a jusante.

O parque hidrocínético planejado, abrangendo uma área de $1,5 \text{ km}^2$, incorpora turbinas de diferentes diâmetros, variando de 3 m a 6 m . A produção anual estimada situa-se entre $33,12 \text{ GWh}$ e $51,49 \text{ GWh}$. No entanto, a implantação enfrenta desafios técnicos relacionados à montagem, ancoragem e transporte de sedimentos. Esses fatores demandam soluções específicas para garantir a operação segura e eficiente das turbinas sob as forças hidráulicas locais.

A análise econômica do projeto revelou que, apesar do alto custo CAPEX, sendo adotado 40% direcionado à fabricação das turbinas, e um OPEX equivalente a 4,5% do CAPEX, os avanços tecnológicos podem tornar a tecnologia competitiva. Turbinas carenadas e otimizações no *design* das pás e difusores demonstraram reduzir o LCOE para valores entre $\$0,131$ e $\$0,174$ por kWh , alinhando-se aos parâmetros da IRENA.

Embora o projeto seja economicamente viável, especialmente para turbinas de maior diâmetro, ainda há dependência de avanços tecnológicos e maior escala de produção para alcançar competitividade frente a outras fontes de energia. Nesse contexto, o incentivo a pesquisas adicionais é essencial para aprimorar o desempenho das turbinas, reduzir custos de implantação e operação, e superar os desafios técnicos associados a condições específicas de canais de baixa velocidade.

Em síntese, o Canal do Boqueirão demonstra elevado potencial para geração de energia hidrocínética, desde que haja integração de estudos técnicos detalhados, avanços tecnológicos e planejamento estratégico. Com uma abordagem focada na eficiência energética e na viabilidade econômica, o projeto reforça o papel da tecnologia hidrocínética como uma alternativa promissora para diversificação da matriz energética sustentável.

6.1 Trabalhos futuros

Com base no estudo realizado, diversos trabalhos futuros podem ser desenvolvidos para aprofundar e ampliar os conhecimentos adquiridos sobre o parque hidrocínético no Canal do Boqueirão. Um dos principais focos deve ser o estudo das interações hidrodinâmicas entre as turbinas. Simulações podem ser realizadas para avaliar os efeitos das esteiras turbulentas em diferentes arranjos, explorando espaçamentos alternativos para melhorar a eficiência global do parque. Esses estudos podem ser estendidos para considerar variações sazonais e condições extremas.

A análise econômica e logística também merece atenção, com o desenvolvimento de modelos mais detalhados de CAPEX e OPEX, que levem em conta variações regionais nos custos de fabricação, transporte e manutenção. Além disso, é necessário investigar alternativas para reduzir os custos de instalação e operação, como o uso de ancoragens modulares ou sistemas de manutenção.

Paralelamente, é essencial aprofundar os estudos sobre os impactos ambientais associados à instalação das turbinas no Canal do Boqueirão. Isso inclui a análise de possíveis alterações no transporte de sedimentos e os efeitos sobre a fauna marinha. A integração com as comunidades locais também deve ser avaliada, considerando os benefícios socioeconômicos como a geração de emprego e o acesso à energia limpa.

A validação experimental é outro campo de destaque, com a implementação de protótipos em escala reduzida no canal para validar os resultados de simulações computacionais. Monitorar o desempenho de turbinas instaladas em condições reais pode fornecer dados operacionais confiáveis e permitir ajustes nos modelos. No âmbito da modelagem hidrodinâmica, é importante refinar os modelos para capturar interações entre o canal, as turbinas e o sistema costeiro adjacente.

A exploração da integração com outras tecnologias deve ser investigado, como turbinas hidrocínéticas e fotovoltaicas, para maximizar a geração de energia. E finalmente, a metodologia desenvolvida no Canal do Boqueirão deve ser aplicada a outros canais e regiões com características semelhantes, avaliando a replicabilidade e a adaptabilidade do modelo.

6.2 Publicações

- 1º Autor do artigo (*Modeling and assessing the potential of the Boqueirão channel for tidal exploration*)
- Coautoria no artigo (*Preliminary Assessment of the Potential for Tidal Currents in the Boqueirão Channel*) submetido na 2º Conferência Internacional (INNOVATION IN ENERGY MANAGEMENT AND RENEWABLE RESOURCES - IMRE 2022)
- Coautoria no artigo (*Modeling Tidal Streams of the Boqueirão Channel Using Delft3D*) submetido na Conferência Internacional (IEEE REGION TEN CONFERENCE - TENCON 2021)
- 1º Autor do artigo (*Analysis of the Energy Potential of Tidal Currents in the Boqueirão Channel*) submetido no congresso nacional (CONGRESSO BRASILEIRO DE AUTOMÁTICA – CBA 2024)
- Coautoria no artigo (Estudo de turbinas hidrocínéticas carenadas em canais com curvatura considerando a teoria do disco atuador em 3D) submetido no encontro Internacional (V LATIN AMERICAN HYDRO POWER SYSTEMS MEETING–IAHR 2023)

Referências

- [1] BPEnergy. Energy outlook 2023, 2023.
- [2] International Renewable Energy Agency IRENA. Tripling renewable power by 2030: The role of the g7 in turning targets into action, 2024.
- [3] Marine Scotland Assessment. Case study: Nova innovation - shetland tidal array, 2020.
- [4] SAE Renewables. Meygen tidal energy project, 2024.
- [5] Marine Current Turbines. Seagen turbine, 2019.
- [6] Alderney Renewable Energy. Openhydro alderney, 2019.
- [7] Fundy Ocean Research Center for Energy. The power of the highest tides in the world. the plan to harness it., 2020.
- [8] Vikas Khare, Cheshta Jain Khare, and Miraj Ahmed Bhuiyan. Prediction of tidal energy resources at gulf of kutch and gulf of khambhat by data mining. *Cleaner Energy Systems*, 6:100090, 2023.
- [9] M. S. Chowdhury, Kazi Sajedur Rahman, Vidhya Selvanathan, Narissara Nuthammachot, Montri Suklueng, Ali Mostafaeipour, Asiful Habib, Md. Akhtaruzzaman, Nowshad Amin, and Kuaanan Techato. Current trends and prospects of tidal energy technology. *Environment, Development and Sustainability*, 23:100090, 2021.
- [10] SAE Renewables. Anglesey skerries tidal stream array, 2018.
- [11] Wenlong Tian, Zhaoyong Mao, and Hao Ding. Design, test and numerical simulation of a low-speed horizontal axis hydrokinetic turbine. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 10(6):782–793, 2018.
- [12] Jun-Hua Chen, Xian-Cheng Wang, Hao Li, Chu-Hua Jiang, and Ling-Jie Bao. Design of the blade under low flow velocity for horizontal axis tidal current turbine. *Journal of Marine Science and Engineering*, 8:989, 12 2020.
- [13] Job Immanuel Encarnacion, C. Johnstone, and Stephanie Ordonez. Design of a horizontal axis tidal turbine for less energetic current velocity profiles. *Journal of Marine Science and Engineering*, 7:197, 06 2019.

-
- [14] Thiago Luís C. Gomes, Osvaldo R. Saavedra, Pedro L. Bezerra, Bruno G. Sá, and Rômulo A. Soares. Scenario analysis for sizing of micro-plants of tidal currents for isolated systems. In *2019 IEEE PES Innovative Smart Grid Technologies Conference - Latin America (ISGT Latin America)*, pages 1–6, 2019.
- [15] Jonas Vicente Pinto Junior, Clóvis Bôsko Mendonça Oliveira, Nadia Velez Parente, and Osvaldo Ronald Saavedra Mendez. Analysis of the potential of wind and ocean energy in the state of maranhão. In *2018 13th IEEE International Conference on Industry Applications (INDUSCON)*, pages 509–516, 2018.
- [16] Eduardo González-Gorbeña, Paulo Rosman, and Raad Qassim. Assessment of the tidal current energy resource in são marcos bay, brazil. *Journal of Ocean Engineering and Marine Energy*, 1, 11 2015.
- [17] Anthea Czizeweski, Felipe Pimenta, and Osvaldo Saavedra. Numerical modeling of maranhão gulf tidal circulation and power density distribution. *Ocean Dynamics*, 70, 03 2020.
- [18] Rafael Brito de Sousa Veras, Aline Mayara Santos Costa, Diego Leonardo Santos Cosme, Osvaldo Ronald Saavedra, Anthea Carla Czizeweski, Audálio Rebelo Torres Junior, and Felipe Mendonça Pimenta. Modeling tidal streams of the boqueirão channel using delft3d. In *TENCON 2021 - 2021 IEEE Region 10 Conference (TENCON)*, pages 911–916, 2021.
- [19] Pedro Bezerra Leite Neto, Osvaldo R. Saavedra, and Luiz Antonio de Souza Ribeiro. Analysis of a tidal power plant in the estuary of bacanga in brazil taking into account the current conditions and constraints. *IEEE Transactions on Sustainable Energy*, 8(3):1187–1194, 2017.
- [20] Rafael Ferreira and Segen Estefen. Alternative concept for tidal power plant with reservoir restrictions. *Renewable Energy*, 34:1151–1157, 04 2009.
- [21] A. Roberts, B. Thomas, P. Sewell, Z. Khan, S. Balmain, and J. Gillman. Current tidal power technologies and their suitability for applications in coastal and marine areas. *Journal of Ocean Engineering and Marine Energy*, 2:227–245, 05 2016.
- [22] Marina BarbariĆ and Zvonimir GuzoviĆ. Investigation of the possibilities to improve hydrodynamic performances of micro-hydrokinetic turbines. *Energies*, 13:4560, 09 2020.

- [23] Christa Mastaller, Jonas Wack, and Stefan Riedelbauch. Investigation of the operating principle of diffuser augmented hydrokinetic turbines. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 774:012138, 06 2021.
- [24] Matheus M. Nunes, Rafael C.F. Mendes, Taygoara F. Oliveira, and Antonio C.P. Brasil Junior. An experimental study on the diffuser-enhanced propeller hydrokinetic turbines. *Renewable Energy*, 133:840–848, 2019.
- [25] Yuji Ohya and Takashi Krasudani. A shrouded wind turbine generating high output power with wind-lens technology. *Energies*, 3, 04 2010.
- [26] Paulo Strobel, Taygoara Oliveira, Antonio Brasil Junior, and Jerson Vaz. Numerical study of wake characteristics in a horizontal-axis hydrokinetic turbine. *Anais da Academia Brasileira de Ciências*, 88, 12 2016.
- [27] Antonio Brasil Junior, Rafael Mendes, Taygoara Oliveira, Tamby Andriamparany, Maine Kouidri, and Andre Mesquita. On the hydrodynamics of a row arrangement of hydrokinetic propeller turbines. *American Journal of Hydropower, Water and Environment Sytems*, 3:19–24, 07 2016.
- [28] Maricarmen Guerra and Jim Thomson. Wake measurements from a hydrokinetic river turbine. *Renewable Energy*, 139:483–495, 2019.
- [29] Ivan Santos, Ramiro Camacho, and Geraldo Filho. Study of the wake characteristics and turbines configuration of a hydrokinetic farm in an amazonian river using experimental data and cfd tools. *Journal of Cleaner Production*, 299:126881, 03 2021.
- [30] Matt Edmunds, R. Malki, Alison Williams, Ian Masters, and Nick Croft. Aspects of tidal stream turbine modelling in the natural environment using a coupled bem-cfd model. *International Journal of Marine Energy*, 7, 07 2014.
- [31] Martin Nuernberg and Longbin Tao. Experimental study of wake characteristics in tidal turbine arrays. *Renewable Energy*, 127, 04 2018.
- [32] Luke Myers and AbuBakr Bahaj. Near wake properties of horizontal axis marine current turbines. 09 2009.
- [33] Pablo Ouro, Luis Ramírez, and Magnus Harrold. Analysis of array spacing on tidal stream turbine farm performance using large-eddy simulation. *Journal of Fluids and Structures*, 91:102732, 2019.
- [34] Craig Hill, Vincent Neary, Michele Guala, and Fotis Sotiropoulos. Performance and wake characterization of a model hydrokinetic turbine: The reference model 1 (rm1) dual rotor tidal energy converter. *Energies*, 13:5145, 10 2020.

- [35] E. Castro, A. Moraes, E. Pinheiro, and J. Pontes. Zoneamento geomorfológico da ilha do medo – ma. *Revista Geonorte*, 10:150–155, 2014.
- [36] Marinha do Brasil. Dados maregráficos e fluviométricos, 2024.
- [37] Sergio Dillenburg and Patrick Hesp. *Geology and Geomorphology of Holocene Coastal Barriers of Brazil*, volume 107. 01 2009.
- [38] Luiz Lacerda, Alexander Ferreira, Rebecca Borges, and Raymond Ward. *Mangroves of Brazil*, pages 521–563. 05 2022.
- [39] L. C. B. Molion and S. o. Bernardo. Uma revisão da dinâmica das chuvas no nordeste brasileiro. *Revista Brasileira de Meteorologia*, 17:1–10, 2002.
- [40] Diego L.S. Cosme, Rafael B. Veras, Ramiro G.R. Camacho, Osvaldo R. Saavedra, Audálio Torres, and Mauro M. Andrade. Modeling and assessing the potential of the boqueirão channel for tidal exploration. *Renewable Energy*, 219:119468, 2023.
- [41] Universidade de São Paulo USP. Datas de mudança das fases da lua - 2011 a 2030, 2024.
- [42] Tábua de marés. TÁbua de marÉs e solunares, 2024.
- [43] D Deltares. Delft3d-flow simulation of multi-dimensional hydrodynamic flows and transport phenomena, including sediments. *Delft Hydraulics, Delft*, 2013.
- [44] BJ Boersma, MN Kooper, TTM Nieuwstadt, and P Wesseling. Local grid refinement in large-eddy simulation. *Journal of Engineering Mathematics*, 32(2):161–175, 1997.
- [45] R2SONIC. Sonic 2022 and integrated sonic 2022 - wideband multibeam echosounder range, 2022.
- [46] Simon P Neill and M Reza Hashemi. *Fundamentals of ocean renewable energy: generating electricity from the sea*. Academic Press, 2018.
- [47] Sérgio Custódio Filho, Helder Santana, Jerson Vaz, Leonardo Rodrigues, and Alexandre Mesquita. Fatigue life estimation of hydrokinetic turbine blades. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 42, 06 2020.
- [48] Benjamin Sanderse. Aerodynamics of wind turbine wakes literature review. 01 2009.

- [49] Elyazid Amirouche, K. Ghedamsi, and Djamel Aouzellag. Tidal power systems: A review. 12 2019.
- [50] H. Chen, N. Aït-Ahmed, E.H. Zaïm, and M. Machmoum. Marine tidal current systems: State of the art. In *2012 IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, pages 1431–1437, 2012.
- [51] Milton O. Pinto. *Fundamentos de Energia Eólica*, volume 1. 2012.
- [52] Albert Betz. Theoretical limit for best utilization of wind by wind-motors. *Magazine for the Entire Turbine System*, 20:307–309, 1920.
- [53] Thiago J. Rezek, Ramiro G.R. Camacho, and Nelson Manzanares-Filho. A novel methodology for the design of diffuser-augmented hydrokinetic rotors. *Renewable Energy*, 210:524–539, 2023.
- [54] Sanchit Salunkhe, Oumnia El Fajri, Shanti Bhushan, David Thompson, Daphne O’Doherty, Tim O’Doherty, and Allan Mason-Jones. Validation of tidal stream turbine wake predictions and analysis of wake recovery mechanism. *Journal of Marine Science and Engineering*, 7(10), 2019.
- [55] Wolfgang Rodi. Turbulence modeling and simulation in hydraulics: A historical review. *Journal of Hydraulic Engineering*, 143:03117001, 02 2017.
- [56] Mohamad Sofian Abu Talip and Hideharu Amano. A design of one-dimensional euler equations for fluid dynamics on fpga. In *2011 1st International Symposium on Access Spaces (ISAS)*, pages 170–173, 2011.
- [57] Jiyuan Tu, Guan-Heng Yeoh, and Chaoqun Liu. *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach*, volume 3. 2019.
- [58] Rodrigo de Melo Porto. *Hidráulica Básica*. 2006.
- [59] R. G. Ramirez Gustavo, W. D. Suarez, G. L. Tiago Filho, D. Cardoso Netto, L. Fortes Miranda, and G. Vasconcelos. Study of the behavior of a vertical axis eolic turbine with articulated blades. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 15(2):603–615, 2022.
- [60] Gianluca Iaccarino, Claudio Marongiu, Pietro Catalano, and Marcello Amato. Rans simulation of the separated flow over a bump with active control. 02 2003.
- [61] Claudio Mannini, Ante Šoda, Ralph Voß, and Günter Schewe. Unsteady rans simulations of flow around a bridge section. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 98(12):742–753, 2010.

- [62] Joel H. Ferziger and Milovan Perić. *Computational Methods for Fluid Dynamics*, volume 3. 2002.
- [63] Sal Rodriguez. *Applied Computational Fluid Dynamics and Turbulence Modeling Practical Tools, Tips and Techniques*, volume 1. 2019.
- [64] Magdalena Tutak, Jarosław Brodny, and Kestutis Navickas. Studying the impact of the location of air-duct lines on methane distribution and concentration in dog headings. *Acta Montanistica Slovaca*, 24:285–295, 12 2019.
- [65] Nor Azwadi Che Sidik, Siti Nurul Akmal Yusof, Yutaka Asako, S. Mohamed, and Arif Aziz. A short review on rans turbulence models. *CFD Letters*, 12:83–96, 11 2020.
- [66] K. Dhinsa, C. Bailey, and K. Pericleous. Low reynolds number turbulence models for accurate thermal simulations of electronic components. In *5th International Conference on Thermal and Mechanical Simulation and Experiments in Microelectronics and Microsystems, 2004. EuroSimE 2004. Proceedings of the*, pages 483–490, 2004.
- [67] C.G. Speziale and S. Thangam. Analysis of an rng based turbulence model for separated flows. *International Journal of Engineering Science*, 30(10):1379–IN4, 1992.
- [68] Abdolrahim Rezaeiha, Hamid Montazeri, and Bert Blocken. On the accuracy of turbulence models for cfd simulations of vertical axis wind turbines. *Energy*, 180:838–857, 2019.
- [69] David C. Wilcox. Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models. *AIAA JOURNAL*, 26:1299–1310, 1988.
- [70] F. R. Menter. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA JOURNAL*, 32:1598–1605, 1994.
- [71] B.E. Launder and D.B. Spalding. The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 3(2):269–289, 1974.
- [72] A. Rezende. Análise numérica da bolha de separação do escoamento turbulento sobre placa plana fina inclinada, 2009.
- [73] Thochi Rengma and Subbarao P M V. Water flow velocity driven modified savonius hydrokinetic turbine. *The International Journal of Robotics Research*, 11:296–303, 04 2022.

- [74] Ruiwen Zhao, Angus C. W. Creech, Alistair G. L. Borthwick, Vengatesan Venugopal, and Takafumi Nishino. Aerodynamic analysis of a two-bladed vertical-axis wind turbine using a coupled unsteady rans and actuator line model. *Energies*, 13(4), 2020.
- [75] Aldo Benavides, Luis Rodríguez-Jaime, and Santiago Lain. Numerical investigation of the performance, hydrodynamics, and free-surface effects in unsteady flow of a horizontal axis hydrokinetic turbine. *Processes*, 10:69, 12 2021.
- [76] Ramirez D., Ainhoa Rubio-Clemente, and Edwin Chica. Design and numerical analysis of an efficient h-darrieus vertical-axis hydrokinetic turbine. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 13:6036–6058, 12 2019.
- [77] Thochi Rengma and Subbarao P M V. *Comparative Analysis of Savonius Type Ultra-Micro Hydrokinetic Turbine of Experimental and Computational Investigation*, pages 249–259. 01 2022.
- [78] Gaurav Saini and R.P. Saini. Numerical investigation of the effect of blade profile of a darrieus hydrokinetic turbine. In *2018 5th IEEE Uttar Pradesh Section International Conference on Electrical, Electronics and Computer Engineering (UPCON)*, pages 1–6, 2018.
- [79] Ainhoa Rubio-Clemente, Jonathan Aguilar, and Edwin Chica. Performance evaluation of high-lift hydrofoils with a flap used in the design of horizontal-axis hydrokinetic turbines. *Renewable Energy and Power Quality Journal*, 19:391–395, 09 2021.
- [80] Saurabh Chawdhary, Dionysios Angelidis, Jonathan Colby, Dean Corren, Lian Shen, and Fotis Sotiropoulos. Multi-resolution large-eddy simulation of an array of hydrokinetic turbines in a field-scale river: The roosevelt island tidal energy project in new york city, 10 2018.
- [81] Anuj Kumar, R.P. Saini, Gaurav Saini, and Gaurav Dwivedi. Effect of number of stages on the performance characteristics of modified savonius hydrokinetic turbine. *Ocean Engineering*, 217:108090, 2020.
- [82] Gaurav Saini and R.P. Saini. A numerical analysis to study the effect of radius ratio and attachment angle on hybrid hydrokinetic turbine performance. *Energy for Sustainable Development*, 47:94–106, 2018.
- [83] Armand Anthony and Sukanta Roy. Performance analysis of a modified savonius hydrokinetic turbine blade for rural application. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 943:012034, 11 2020.

- [84] Leidy Tatiana Contreras, Omar Dario Lopez, and Santiago Lain. Computational fluid dynamics modelling and simulation of an inclined horizontal axis hydrokinetic turbine. *Energies*, 11(11), 2018.
- [85] Alla Eddine Benchikh Le Hocine, Sébastien Poncet, and Jay Lacey. Numerical modeling of a darrieus horizontal axis shallow-water turbine. *Journal of Energy Engineering*, 146:04020050, 07 2020.
- [86] Xiaolei Yang and Fotis Sotiropoulos. A new class of actuator surface models for wind turbines. *Wind Energy*, 21, 01 2017.
- [87] Marianela Machuca Macias, L Lafuente, and A Brasil. Biomechanics of fish swimming in a hydrokinetic turbine wake. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 876:012008, 07 2020.
- [88] Leidy Contreras, Yuri Lopez, and Santiago Lain. Cfd simulation of a horizontal axis hydrokinetic turbine. *Renewable Energy and Power Quality Journal*, 1:512–517, 04 2017.
- [89] Intizar Ali Tunio, Madad Ali Shah, Tanweer Hussain, Khanji Harijan, Nayyar Hussain Mirjat, and Abdul Hameed Memon. Investigation of duct augmented system effect on the overall performance of straight blade darrieus hydrokinetic turbine. *Renewable Energy*, 153:143–154, 2020.
- [90] Anuj Kumar and R.P. Saini. Performance analysis of a single stage modified savonius hydrokinetic turbine having twisted blades. *Renewable Energy*, 113:461–478, 2017.
- [91] Ardi Septian, Rini Indarti, Nopem Ariwiyono, Subagio So'im, Muhammad Shah, Triyogi Yuwono, and Wawan Widodo. The effect of along blade surface discretization on the savonius hydrokinetic turbine performance by using myring formula for $n = 1$. volume 2228, page 030016, 04 2020.
- [92] Saurabh Chawdhary, Craig Hill, Xiaolei Yang, Michele Guala, Dean Corren, Jonathan Colby, and Fotis Sotiropoulos. Wake characteristics of a triframe of axial-flow hydrokinetic turbines. *Renewable Energy*, 109:332–345, 2017.
- [93] Hossein Alizadeh, Mohammad Hossein Jahangir, and Roghayeh Ghasempour. Cfd-based improvement of savonius type hydrokinetic turbine using optimized barrier at the low-speed flows. *Ocean Engineering*, 202:107178, 2020.
- [94] Wenlong Tian, James H. VanZwieten, Parakram Pyakurel, and Yanjun Li. Influences of yaw angle and turbulence intensity on the performance of a 20 kw in-stream hydrokinetic turbine. *Energy*, 111:104–116, 2016.

- [95] Sourish Singha and R. Saini. *Performance Analysis of a Modified Savonius Hydrokinetic Turbine*, pages 377–392. 02 2020.
- [96] Tania Marie Arispe Angulo, Diego Leonardo Santos Cosme, and Ramiro Gustavo Ramirez Camacho. Estudo de turbinas hidrocínéticas carenadas em canais com curvatura considerando a teoria do disco atuador em 3d. In *V Latin American Hydro Power Systems Meeting– IAHR*, 2023.
- [97] C.M. Niebuhr, M. van Dijk, V.S. Neary, and J.N. Bhagwan. A review of hydrokinetic turbines and enhancement techniques for canal installations: Technology, applicability and potential. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 113:109240, 2019.
- [98] Rubén D. Montoya Ramírez, Felipe Isaza Cuervo, and César Antonio Monsalve Rico. Technical and financial valuation of hydrokinetic power in the discharge channels of large hydropower plants in colombia: A case study. *Renewable Energy*, 99:136–147, 2016.
- [99] J Chozas. International levelised cost of energy for ocean energy technologies. *Ocean Energy Syst.*, 2015.
- [100] Brian Kirke. Hydrokinetic turbines for moderate sized rivers. *Energy for Sustainable Development*, 58:182–195, 2020.
- [101] C. H. Chilton. Six-Tenths Factor Applies to Complete Plant Costs. *Chemical Engineering*, April 1950.
- [102] R. Williams Jr. Six-Tenths Factor Aids in Approximating Costs. *Chemical Engineering*, 54:124–125, December 1947.
- [103] P.M. Berthouex. Evaluating Economy of Scale. (*Water Pollution Control Federation*, 44(11):2111–2119, November 1972.
- [104] D.E. Garrett. *Chemical Engineering Economics*. Springer, reprint edition, 1989,2013.
- [105] Graphics for economic news releases, 2024.
- [106] A. Vazquez and G. Iglesias. Capital costs in tidal stream energy projects – a spatial approach. *Energy*, 107:215–226, 2016.
- [107] DEPARTMENT FOR BUSINESS ENERGY INDUSTRIAL STRATEGY. Lessons learnt from meygen phase 1a final summary report, 2020.

-
- [108] Muluken Tigabu. Economics of hydro-kinetic turbine for off-grid application: A case study of gumara river, upper blue Nile, Amhara, Ethiopia. *International Journal of Renewable Energy Research*, 9:1368–1375, 09 2019.
- [109] Tian Xia, Mostafa Rezaei, Udaya Dampage, Sulaiman Ali Alharbi, Omaima Nasif, Piotr F. Borowski, and Mohamed A. Mohamed. Techno-economic assessment of a grid-independent hybrid power plant for co-supplying a remote micro-community with electricity and hydrogen. *Processes*, 9(8), 2021.
- [110] Thomas T.D. Tran and Amanda D. Smith. Incorporating performance-based global sensitivity and uncertainty analysis into LCOE calculations for emerging renewable energy technologies. *Applied Energy*, 216:157–171, 2018.
- [111] IRENA. Innovation outlook: Ocean energy technologies, 2020.