

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA NAVAL

GABRIEL PEREIRA DE MIRANDA

DESENVOLVIMENTO DE UM VEÍCULO REBOCADO SUBAQUÁTICO PARA
MONITORAMENTO DE PARÂMETROS AMBIENTAIS MARINHOS

Joinville

2025

GABRIEL PEREIRA DE MIRANDA

DESENVOLVIMENTO DE UM VEÍCULO REBOCADO SUBAQUÁTICO PARA
MONITORAMENTO DE PARÂMETROS AMBIENTAIS MARINHOS

Trabalho apresentado como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Naval, no Curso de Engenharia Naval, do Centro Tecnológico de Joinville, da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. Andrea Piga Carboni

Coorientador: M.Sc. Arthur Sena Marques

Joinville

2025

Miranda, Gabriel Pereira de
DESENVOLVIMENTO DE UM VEÍCULO REBOCADO SUBAQUÁTICO PARA
MONITORAMENTO DE PARÂMETROS AMBIENTAIS MARINHOS / Gabriel
Pereira de Miranda ; orientador, Andrea Piga Carboni,
coorientador, Arthur Sena Marques, 2025.

87 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) -
Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville,
Graduação em Engenharia Naval, Joinville, 2025.

Inclui referências.

1. Engenharia Naval. 2. Desenvolvimento de veículo
subaquático. 3. construção de um Towfish. 4. simulação
numérico computacional para coeficientes hidrodinâmicos.
5. comportamento dinâmico de um Towfish. I. Carboni,
Andrea Piga. II. Marques, Arthur Sena. III. Universidade
Federal de Santa Catarina. Graduação em Engenharia Naval.
IV. Título.

GABRIEL PEREIRA DE MIRANDA

DESENVOLVIMENTO DE UM VEÍCULO REBOCADO SUBAQUÁTICO PARA
MONITORAMENTO DE PARÂMETROS AMBIENTAIS MARINHOS

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título
de bacharel em Engenharia Naval e aprovado em sua forma final
pelo Curso de Graduação em Engenharia Naval.

Joinville (SC), 26 de novembro de 2025.

Banca examinadora:



Documento assinado digitalmente
Andrea Piga Carboni
Data: 03/12/2025 19:20:32-0300
CPF: ***.992.449-**
Verifique as assinaturas em <https://v.ufsc.br>

Prof. Andrea Piga Carboni
Orientador

Prof. Lucas Weihmann
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof.a Anelize Zomkowski Salvi
Universidade Federal de Santa Catarina

AGRADECIMENTOS

O autor expressa, primeiramente, sua gratidão à Deus, reconhecendo que toda a jornada somente foi possível pela capacitação concedida. Estende também seus agradecimentos ao orientador, professor Andrea Carboni, cuja dedicação, paciência e empenho persistiram mesmo diante das inúmeras dificuldades, limitações e inexperiências apresentadas pelo autor. Ainda neste momento de reconhecimento, o autor dirige especial gratidão aos seus pais, Francisco e Gisele Miranda, que proveram sustentação financeira e emocional durante toda a realização deste trabalho, garantindo-lhe as condições necessárias para se dedicar integralmente ao estudo, ao desenvolvimento do veículo e à redação do trabalho.

O autor registra seu agradecimento à Universidade Federal de Santa Catarina e ao Laboratório de Tecnologia Subaquática, que forneceram o ambiente, a infraestrutura e a ferramentaria adequados para o desenvolvimento deste projeto. Em particular, dentre os membros do laboratório, manifesta gratidão ao coorientador Arthur Marques, cuja participação foi essencial não apenas na simulação numérica computacional, mas também na construção do veículo, na organização estrutural do texto e nas correções que orientaram o amadurecimento deste trabalho. Também agradece ao Hélio Catarin, pelo auxílio direto na construção do veículo e, sobretudo, pela transmissão de conhecimentos fundamentais para analisar o comportamento dinâmico do *Towfish*. Reconhece ainda o apoio de Lucas Barcaro, Lucca Matos e Luís Lima para o entendimento das dinâmicas de veículos subaquáticos, no desenvolvimento dos códigos e na consolidação do sistema eletrônico. Ao Caio Valin, responsável por sua inserção no laboratório e pelo suporte durante a etapa de construção. E à Vitória Falcão, cujo auxílio na construção do veículo se somou ao apoio psicológico indispensável, garantindo que o autor se mantivesse firme diante das provações e adversidades.

Embora muitos outros colegas e profissionais tenham feito parte de sua trajetória acadêmica, o autor limita aqui seu agradecimento àqueles cuja contribuição foi diretamente determinante para a execução deste trabalho de conclusão do curso.

“Dicebat Bernardus Carnotensis nos esse quasi nanos
gigantium humeris insidentes”

João de Salisbury. Metalogicon. 1159.

RESUMO

O monitoramento de propriedades físico-químicas do ecossistema subaquático tem sido relevante em aplicações industriais, exploração de novos mercados e preservação ambiental. A coleta de dados em diversas profundidades pode ser feita por um veículo rebocado subaquático, que atua como uma plataforma de sensores rebocada por uma embarcação de apoio, coletando informações e transmitindo-as via cabo, em tempo real, do local onde a missão é realizada. Considerando a crescente necessidade por inspeção de parâmetros ambientais marinhos e a escassez tecnológica brasileira neste setor, apresenta-se neste trabalho o desenvolvimento de um novo veículo através de uma fundamentação teórica, modelagem *Computer-Aided Design*, depois à manufatura, estudo analítico do comportamento do veículo, estudo numérico em simulação *Computer-Aided Engineering* para determinação dos coeficientes hidrodinâmicos, abrangendo aplicações nas áreas de mecânica dos sólidos e dos fluidos, incluindo seleção de materiais, dimensionamento de componentes e análise preliminar do comportamento hidrostático e hidrodinâmico. Em paralelo ao desenvolvimento mecânico apresentado neste trabalho, houve a elaboração do sistema eletrônico, que embora não seja o foco da pesquisa ora apresentada, será citada no decorrer deste. Com a união dos projetos mecânico e eletrônico, pôde-se construir o veículo, cuja estanqueidade foi validada por ensaios em tanque de provas hidrostático, bem como a resistência para a condição de operação predeterminada em até 100 metros de coluna de água salgada foi verificada pelo equacionamento disposto na literatura. Além da construção, concluiu-se o estudo preliminar do seu comportamento em operação pela análise de movimentação em respeito à segunda lei de Newton.

Palavras-chave: construção; simulação numérica computadorizada; comportamento dinâmico.

ABSTRACT

The monitoring of physicochemical properties of the underwater ecosystem has become relevant in industrial applications, the exploration of new markets, and environmental preservation. Data collection at different depths can be performed by a towed underwater vehicle, which works as a sensor platform pulled by a support vessel, acquiring information and transmitting it via cable, in real time, from the location where the mission is carried out. Considering the growing need for inspection of marine environmental parameters and the technological shortcomings in this sector in Brazil, this work presents the development of a new vehicle through theoretical groundwork, Computer-Aided Design modeling, subsequent manufacturing, analytical study of the vehicle's behavior, and numerical analysis using Computer-Aided Engineering simulations to determine hydrodynamic coefficients. This development encompasses applications in solid and fluid mechanics, including material selection, component sizing, and preliminary analysis of hydrostatic and hydrodynamic behavior. Parallel to the mechanical development presented in this work, an electronic system was also designed; although not the primary focus of this research, it is referenced throughout. Through the integration of the mechanical and electronic designs, the vehicle was built, its watertightness validated through hydrostatic tank tests, and its structural resistance for the predetermined operating condition up to 100 meters of seawater column verified through equations available in the literature. In addition to the construction, a preliminary study of its operational behavior was completed by analyzing its motion with respect to Newton's second law.

Keywords: manufacturing; computer numerical simulation; dynamic response.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Componentes de um Towfish enumerados.....	10
Figura 2 - Esquema da forma axissimétrica do casco em forma de lágrima.....	12
Figura 3 - Avaliação do corpo médio paralelo.....	13
Figura 4 - Parâmetros geométricos da ogiva frontal.....	14
Figura 5 - Sistema de coordenadas não rotativo (inercial) X Y Z e o rotativo (não inercial) X0Y0Z0.....	16
Figura 6 - Graus de liberdade de movimentação do Towfish.....	18
Figura 7 - Regiões viáveis para reboque.....	28
Figura 8 - Viabilidade de reboque para cada caso.....	29
Figura 9 - Etapas do processo de projeto.....	31
Figura 10 - Modelo tridimensional (a) Ogiva de popa (b) Ogiva de proa.....	35
Figura 11 - Desenho do conjunto das asas na ogiva pelo programa SolidWorks.....	36
Figura 12 - Seccionamento estanque: (a) desenho tridimensional (b) montagem.....	37
Figura 13 - Desenho tridimensional do Towfish.....	38
Figura 14 - Domínios Fluidos (a) linear (b) rotacional.....	42
Figura 15 - Distribuição do coeficiente y^+	45
Figura 16 - Ilustração do processamento numérico.....	46
Figura 17 - Veículo rebocado subaquático construído no Lasub.....	49
Figura 18 - Comportamento do Towfish por Feltraco (2023) com velocidade inicial de 2 m/s na direção x e ângulo de pitch nulo (a) avanço e velocidade em x (b) mergulho e velocidade em z.....	55
Figura 19 - Comportamento do Towfish.....	55
com velocidade inicial de 2 m/s na direção x e ângulo de pitch nulo.....	55
(a) avanço x (b) mergulho em z (c) velocidades em x e z.....	55
Figura 20 - Comportamento do Towfish com $(x, z, u, w, q) = (0, 0, 0, 0, 0)$	56

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Notação usada para relação entre as coordenadas de movimento.....	18
Tabela 2 - Dimensões preliminares.....	38
Tabela 3 - Modelos físicos adotados.....	44
Tabela 4 - Saídas do Star CCM+ em avanço.....	47
Tabela 5 - Saídas do Star CCM+ em mergulho.....	47
Tabela 6 - Saídas do Star CCM+ em rotação.....	47
Tabela 7 - Resultados dos limites às falhas compressivas da coluna de água.....	50
Tabela 8 - Coeficientes de amortecimento potencial e viscoso.....	51
Tabela 9 - Resultados da simulação com malha de 900 mil células e 3 milhões de células.....	52

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

AUV	Veículo Autônomo Subaquático (Autonomous Underwater Vehicle)
CAD	Desenho Assistido por Computador (Computer Aided Design)
CAE	Engenharia Auxiliada por Computador (Computer Aided Engineering)
CB	Centro de Empuxo
CFD	Dinâmica de Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics)
CG	Centro de Gravidade
CTJ	Centro Tecnológico de Joinville
Lasub	Laboratório de Tecnologia Subaquática
Life	Laboratório de Interação Fluido-Estrutura
MRF	Múltiplos Sistemas de Referência (Multiple Reference Frame)
ROV	Veículo Operado Remotamente (Remotely Operated Vehicle)
TUV	Veículo Rebocado Subaquático (Towed Underwater Vehicle)
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina
UHMW	Peso Molecular Ultra Alto (Ultra High Molecular Weight)

LISTA DE SÍMBOLOS

ϑ	Razão de esbeltez
C_p	Coeficiente prismático
L	Comprimento do casco
∇	Volume de fluido deslocado pelo corpo
A_m	Área de seção transversal central
D	Diâmetro do casco
r_{xf}	Raio da seção na posição x_f
x_f	Posição na direção x ao longo da ogiva
$X_0 Y_0 Z_0$	Sistema coordenado não inercial
$X Y Z$	Sistema coordenado inercial
v_e	Vetor velocidade linear inercial
w_e	Vetor velocidade angular inercial
x', y', z'	Componentes do vetor velocidade linear inercial
v_0	Vetor velocidade linear não inercial
w_0	Vetor velocidade angular não inercial
u, v, w	Componentes do vetor velocidade linear não inercial
p, q, r	Componentes do vetor velocidade angular não inercial
J_1	Matriz de transformação linear
J_2	Matriz de transformação angular
m	Massa do veículo
r_G	Vetor da posição do Centro de Gravidade
I_0	Tensor de inércia do corpo rígido
I_x, I_y, I_z	Momentos de inércia sobre os eixos X, Y e Z
I_{xy}, I_{xz}, I_{yz}	Produtos de inércia definidos entre eixos
f_0	Forças externas atuantes
m_0	Momentos das forças externas atuantes

M_{RB}	Matriz de inércia do corpo rígido
C_{RB}	Matriz de termos de Coriolis e centrífugos
q'	Vetor de velocidade linear e angular fixo no corpo
τ_0	Vetor generalizado de forças e momentos externos
τ_H	Forças hidrodinâmicas devido à radiação e excitação
τ_V	Forças viscosas
τ_U	Forças umbilicais
τ_P	Forças propulsivas
φ	Ângulo de roll
θ	Ângulo de pitch
ψ	Ângulo de yaw
ρ_A	Densidade de massa do veículo
r	Vetor de distância entre o sistema inercial e o CG
r_0	Vetor de distância entre o sistema inercial e o não inercial
M_A	Matriz de massa adicionada
$C_A(q')$	Matriz de termos de Coriolis e centrífugos
r_B	Centro de aplicação do empuxo
ρ	Massa específica do fluido
W	Peso do veículo
B	Força de empuxo
g	Gravidade da Terra
D_L	Matriz de coeficientes de arrasto linear
$d_Q(q'_r)$	Vetor de coeficientes de arrasto quadrático
C_L	Coeficiente de sustentação das asas
α	Ângulo de ataque das asas
$\bar{\alpha}$	Constante de sustentação
b_{fin}	Envergadura da asa
S_{fin}	Área da asa

C_{Dasas}	Coeficiente de arrasto das asas
V_e	Velocidade efetiva
P_z	Limite de deformação plástica axissimétrica
σ_z	Tensão limite de escoamento do material
t	Espessura de parede
r_c	Raio do casco
ν_p	Coeficiente de Poisson
P_b	Pressão de fratura
E	Módulo de elasticidade
σ_H	Tensão normal
b_f	Largura de um reforço estrutural interno
A_{bf}	Área da largura de um reforço estrutural interno
Δl	Distância entre dois reforços estruturais
f_{dj}	Componente de arrasto hidrodinâmico em cada nó
δ_j	Peso aparente em cada nó
ξ_x, ξ_y, ξ_z	Sistema local associado ao nó
D_j	Diâmetro externo do cabo
$C_{D,t}$	Coeficiente de arrasto tangencial
$C_{D,n}$	Coeficiente de arrasto normal
$u_{t,j}, u_{n,j}$	Componentes de velocidade relativa fluido - cabo
$C_{A,t}$	Coeficiente de massa adicionada tangencial
$C_{A,n}$	Coeficiente de massa adicionada normal
N	Fator de segurança
CD	Coeficiente de arrasto do veículo
Re_L	Número de Reynolds em função do comprimento

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	5
1.1. OBJETIVOS.....	7
1.1.1. Objetivo Geral.....	7
1.1.2. Objetivos Específicos.....	7
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	8
2.1 VEÍCULOS REBOCADOS SUBAQUÁTICOS.....	8
2.2 SÍNTESE DA FUNDAMENTAÇÃO APRESENTADA.....	9
2.3 GEOMETRIA DO VEÍCULO SUBMERSO.....	11
2.4 DINÂMICA DE VEÍCULOS SUBAQUÁTICOS.....	15
2.4.1 Equações dinâmicas de movimento.....	19
2.4.2 Forças e momentos hidrodinâmicos.....	21
2.5 ESTUDO DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	25
2.6 TRAÇÃO DE REBOQUE.....	26
3. MATERIAIS E MÉTODOS.....	30
3.1 REQUISITOS DE PROJETO.....	31
3.2 CONSTRUÇÃO DO VEÍCULO.....	32
3.3 MODELAGEM DINÂMICA DO VEÍCULO.....	39
3.4 SIMULAÇÃO NUMÉRICA COMPUTADORIZADA.....	41
3.5 ENSAIOS E TESTES.....	47
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	49
4.1 RESULTADOS DA CONSTRUÇÃO.....	49
4.2 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA COMPUTADORIZADA.....	51
4.3 RESULTADOS INTEGRADOS NA MODELAGEM DINÂMICA.....	52
5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	58
REFERÊNCIAS.....	60
APÊNDICE A - MODELO IMPLEMENTADO EM LINGUAGEM PYTHON.....	63

1. INTRODUÇÃO

No ecossistema aquático ocorrem distintas modalidades de sensoriamento, monitoramento e parametrização de propriedades físico-químicas para pesquisas científicas e aplicações industriais, pois a obtenção de dados em diferentes profundidades tornou-se uma importante tarefa, não apenas para exploração de mercados, mas também para preservação ambiental (Baptista, 2018).

A coleta de dados *in situ*, ou seja, a amostragem feita no local de presença do parâmetro de interesse, é recomendável em prol da confiabilidade dos dados desejados, do contrário, adversidades surgem, como a rápida variação dos parâmetros ou a obstrução da transmissão de dados pelo meio (Queensland Government, 2018).

Para tanto, empregam-se os veículos rebocados subaquáticos (*towed underwater vehicles* - TUVs) que, dentre outros veículos, como os autônomos (*autonomous underwater vehicles* - AUVs) e os remotos (*remotely operated vehicles* - ROVs), são os mais utilizados para levantamento de dados do fundo do mar (Cammarata; Lacagnina; Sinatra, 2013).

Um TUV consiste de duas partes: o veículo propriamente dito, conhecido como *Towfish*, e o cabo de reboque, que atua como seu sistema de propulsão (Cammarata; Lacagnina; Sinatra, 2013). O *Towfish*, opera como uma plataforma de sensores rebocada por uma embarcação de apoio, coletando informações e transmitindo-as via cabo de comunicação, em tempo real, do local onde a missão é realizada (Muscat, 2014). Essa abordagem permite superar as limitações associadas à rápida variação dos parâmetros, já que o *Towfish* estará no local do fenômeno e transmitirá os dados em tempo real, e estes não sofrerão com a atenuação do meio, pois a transmissão dos dados será feita pelo cabo de comunicação.

A Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) possui uma relevante trajetória no desenvolvimento de veículos rebocados subaquáticos. Trabalhos acadêmicos como os de Neubauer (2019), Souza (2022) e Feltraco (2023), realizados na instituição, contribuíram com o projeto, fabricação e análise em regime permanente e transiente de um *Towfish*. Com base nessas contribuições, o presente trabalho integra e sintetiza os estudos anteriores, para o desenvolvimento de um novo veículo dentro da instituição.

Este projeto é justificado pelo emprego de veículos não tripulados como resposta à crescente necessidade de parametrização ambiental marinha, destacado por Yuan (2023). Aliado, segundo Moura Neto (2024), à escassez desses equipamentos no cenário nacional, onde se faz necessária a custosa importação dessa tecnologia.

Para tanto, um novo *Towfish* foi projetado e fabricado, seguindo um fluxo de desenvolvimento que compreendeu uma revisão bibliográfica, modelagem tridimensional computacional em *Computer-Aided Design* (CAD), manufatura, desenvolvimento numérico em simulação computacional *Computer-Aided Engineering* (CAE) para determinação dos coeficientes hidrodinâmicos e análise do comportamento preliminar do veículo.

Paralelamente ao desenvolvimento mecânico, a equipe de eletrônica desenvolveu o sistema eletrônico embarcado que, embora não configure o objetivo deste trabalho, possibilitou a construção de um TUV plenamente funcional no âmbito do Laboratório de Tecnologia Subaquática (Lasub) do Centro Tecnológico de Joinville (CTJ). Por fim, o protótipo foi submetido a ensaios estáticos no tanque hidrostático do Laboratório de Interação Fluido-Estrutura (Life) do CTJ, onde foram validados os sistemas de vedação e a sensibilidade da leitura de parâmetros.

Este trabalho está estruturado de forma a conduzir sua leitura de maneira lógica pelos fundamentos e procedimentos empregados, e resultados obtidos. No próximo capítulo, apresenta-se a fundamentação teórica que embasa o desenvolvimento do veículo, incluindo a contextualização dos TUVs, o histórico de pesquisas relacionadas conduzidas na UFSC, os recursos teóricos geométricos para construção, os princípios dinâmicos aplicados a veículos subaquáticos e os métodos numéricos empregados para a determinação dos coeficientes hidrodinâmicos.

Em seguida, o terceiro capítulo descreve os materiais e métodos adotados, contemplando os requisitos de projeto, o processo de construção do protótipo, a modelagem de sua movimentação, as simulações numéricas computacionais e os ensaios realizados. O Capítulo 4 reúne e discute os resultados provenientes da fabricação, das simulações computacionais e da modelagem dinâmica, integrando-os para avaliação do comportamento do veículo em operação. Por fim, o Capítulo 5 apresenta as conclusões gerais do estudo, bem como sugestões para trabalhos futuros que possam aprofundar os desenvolvimentos aqui propostos.

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. Objetivo Geral

Projetar um veículo rebocado subaquático e investigar o seu comportamento hidrodinâmico para emprego no monitoramento de parâmetros ambientais marinhos.

1.1.2. Objetivos Específicos

Buscando a efetivação do objetivo geral, são contemplados os seguintes objetivos específicos:

- a. Fabricar um veículo *Towfish* que garanta a vedação dos componentes eletrônicos e atenda às solicitações mecânicas impostas pelo meio e pelas condições de operação;
- b. Analisar o comportamento do veículo em regime bidimensional;
- c. Identificar os coeficientes hidrodinâmicos inerciais do fluido deslocado e de amortecimento do veículo.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O monitoramento de propriedades físico-químicas em ecossistemas subaquáticos emerge como uma demanda crescente, impulsionada por avanços industriais, pela busca de novos mercados e pela imperativa necessidade de preservação ambiental (Baptista, 2018). Nesse contexto, a coleta de dados em diferentes profundidades, viabilizada por veículos rebocados subaquáticos, mostra-se essencial para suprir essa demanda, minimizando as adversidades da rápida variação de parâmetros e da atenuação do sinal no meio aquático.

2.1 VEÍCULOS REBOCADOS SUBAQUÁTICOS

Os TUVs surgiram como uma solução de instrumentação voltada à obtenção de dados oceanográficos, geofísicos e ambientais a partir de plataformas passivas conectadas a uma embarcação por meio de um cabo umbilical. Inicialmente, aplicações típicas incluíam captação de imagens por *side-scan sonar*, inspeção de tubulações submarinas e registros físico-químicos ao longo da coluna d'água (Neubauer, 2019). Registros históricos remontam ao seu uso desde a Segunda Guerra Mundial, quando foi empregado para abrigar sonares de varredura lateral em aplicações militares. Após o conflito, novos desenvolvimentos foram realizados, culminando na produção dos primeiros veículos *Towfish* comerciais a partir da década de 1960 (Neubauer, 2019).

De modo geral, os TUVs são veículos que transportam sensores para aplicações oceanográficas, geofísicas, químicas e biológicas. Esses sistemas podem incorporar sensores físico-químicos, câmeras, gravímetros, acelerômetros, giroscópios e equipamentos de imageamento acústico, como *side-scan sonar*, adequados para levantamentos do fundo marinho e análises ambientais (Cammarata; Lacagnina; Sinatra, 2013).

No âmbito da Universidade Federal de Santa Catarina, o desenvolvimento de veículos rebocados subaquáticos foi aprofundado a partir do trabalho de Neubauer (2019), que realizou o projeto e fabricação do protótipo ECO I, incluindo o estudo de tipologias, definição de requisitos e fabricação do veículo, além de testes em ambiente real de operação. Em continuidade, Souza (2022) desenvolveu

estudos sobre o ECO I envolvendo transmissão e armazenamento de dados, além da modelagem hidrodinâmica em regime permanente por meio de simulações numéricas no programa STAR-CCM+. Posteriormente, Feltraco (2023) ampliou os resultados ao elaborar um modelo dinâmico do veículo, formulando as equações de movimento, identificando parâmetros hidrodinâmicos e implementando a análise do comportamento do veículo.

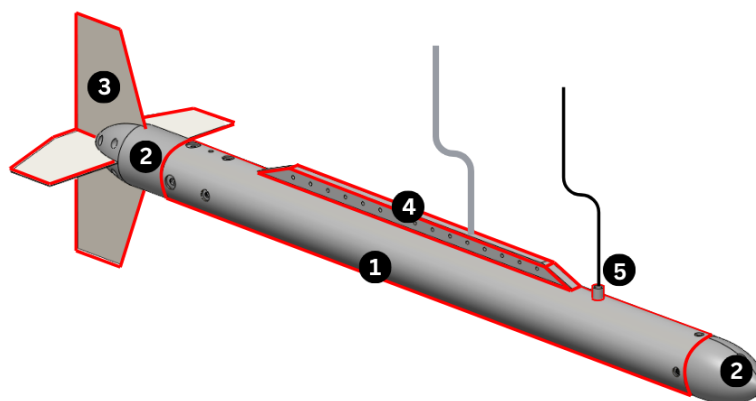
Com base nessas contribuições, o presente trabalho integra e sintetiza os estudos anteriores, para o desenvolvimento de um novo veículo dentro da instituição. Embora os sistemas eletrônicos e a instrumentação tenham sido elaborados em paralelo ao presente estudo, esses módulos não integraram o escopo deste trabalho, sendo promovidos por outra equipe responsável. Contudo, a concepção eletrônica pode ser consultada no artigo de Matos (2025).

2.2 SÍNTESE DA FUNDAMENTAÇÃO APRESENTADA

Consonante com o cenário abordado, apresenta-se neste capítulo os fundamentos teóricos que embasam o desenvolvimento de um TUV, consolidando o conhecimento necessário para a concepção dos seus componentes e análise do seu comportamento. Para tanto, segundo Neubauer (2019), a elaboração do veículo requer uma abordagem estruturada para garantir a funcionalidade e a robustez do projeto.

O sequenciamento dos tópicos apresentados deve permitir uma progressão lógica no desenvolvimento, assegurando a compatibilidade e a integração entre os diversos componentes. Para facilitar a identificação das partes durante suas descrições, apresenta-se a seguinte Figura 1, enumerando os componentes segundo o sequenciamento descritivo. A seguir, orienta-se previamente a estruturação do desenvolvimento para cada um desses elementos.

Figura 1 - Componentes de um Towfish enumerados



Fonte: Autor (2025).

Conforme estabelecido por Renilson (2018), a geometria do corpo do Towfish desempenha papel crucial em seu desempenho hidrodinâmico e estrutural. A configuração hidrodinâmica apresentada pelo autor para submarinos e veículos subaquáticos é adotada como referência inicial para o dimensionamento do casco. Adicionalmente, os parâmetros de projeto devem ser adaptados às exigências de acomodação dos componentes eletrônicos internos, assegurando a proteção e a funcionalidade do sistema. O casco, ou corpo do *Towfish*, é representado pelo número 1 na Figura 1.

Timoshenko (1985) e Allmendinger (1990) indicam como a resistência mecânica do casco à compressão deve ser verificada através das formulações para modelagem de tubos de paredes finas cujos princípios são aplicáveis ao projeto de sistemas de veículos submersíveis. Este processo visa assegurar que o corpo do *Towfish* suporte as cargas compressivas impostas pelo ambiente aquático em diferentes profundidades e condições de operação.

Os elementos identificados pelas numerações 2 na Figura 1, localizados nas extremidades do corpo do *Towfish*, são conhecidos como ogivas, responsáveis pela redução do arrasto hidrodinâmico e na otimização do escoamento em torno do veículo (Neubauer, 2019). A geometria desses componentes será concebida com base nas relações trigonométricas apresentadas por Renilson (2018), que discorre sobre as formas ideais para minimizar a resistência em ambientes subaquáticos. A adoção de perfis hidrodinamicamente eficientes contribui significativamente para a estabilidade do veículo durante o reboque (Neubauer, 2019), proporcionando maior qualidade aos dados coletados.

As asas do *Towfish*, representadas pelo número 3 na Figura 1, promovem as forças hidrodinâmicas de sustentação necessárias para proporcionar estabilidade e controle do veículo durante a operação (Souza, 2022), garantindo a capacidade de manobra e a manutenção da profundidade desejada. A concepção dessas superfícies de controle será fundamentada no trabalho de Neubauer (2019), que também aborda o projeto e a fabricação de um conjunto de asas para um *Towfish*.

Segundo Kim *et al.* (2021), a localização do ponto de reboque, identificado pelo número 4 na Figura 1, é um aspecto crítico que influencia diretamente o controle da atitude e a estabilidade dinâmica do veículo. A escolha desse ponto será realizada de acordo com as considerações apresentadas por estes autores, que analisam a relação entre o ponto de reboque, o centro de gravidade e a velocidade de reboque para o controle da atitude do *Towfish*. O posicionamento adequado minimiza oscilações indesejadas e garante a estabilidade do veículo sob diversas condições de operação. Assim, a disposição do ponto de reboque já deve ser considerada para o projeto do veículo.

Por fim, o número 5 da Figura 1 identifica a saída do cabo de comunicação que deve alcançar o veículo para promover o compartilhamento dos parâmetros coletados. Esse componente participa da transição dos ambientes seco (interno ao veículo, onde estão os componentes eletrônicos) e molhado (externa à estrutura). Assim, a correta vedação deve ser promovida para que não haja inundação no veículo.

Em relação à elaboração do comportamento dinâmico do veículo, é necessário conhecer os coeficientes hidrodinâmicos do mesmo. Para tanto, estes serão determinados através de modelos empíricos dispostos na literatura e do método numérico de simulação de dinâmica de fluidos computacional (*computational fluid dynamics* - CFD). Souza (2022) e Marques (2022) fornecem procedimentos de modelagem numérica hidrodinâmica para veículos subaquáticos através do programa STAR CCM+. Logo, serão usados como referência e guia para estimação dos coeficientes hidrodinâmicos necessários à construção do sistema de equações.

2.3 GEOMETRIA DO VEÍCULO SUBMERSO

Seguindo o desenvolvimento de Neubauer (2019), responsável pela construção do veículo rebocado subaquático *Towfish* ECO I, iniciar-se-á pela

modelagem do casco. Renilson (2018) afirma que o formato ideal para o casco de um veículo subaquático é um corpo axissimétrico com uma seção longitudinal parecida com uma lágrima, como pode ser visualizado na Figura 2.

Figura 2 - Esquema da forma axissimétrica do casco em forma de lágrima



Fonte: Renilson (2018, p.122).

Segundo esse formato apresentado na imagem, o aumento do seu alongamento diminui a resistência de forma, mas aumenta a resistência de atrito, bem como uma seção transversal circular fornece menor área molhada, e portanto, menor resistência de atrito (Renilson, 2018). Para tanto, estabelecem-se dois parâmetros de avaliação de forma de um casco circular: a razão de esbeltez, contemplada na Equação (1), calculada pela divisão do comprimento do casco pelo seu diâmetro, e o coeficiente prismático, contemplado na Equação (2), calculado pelo volume de fluido deslocado pelo corpo dividido pela multiplicação da área de seção transversal central pelo comprimento do casco (Renilson, 2018).

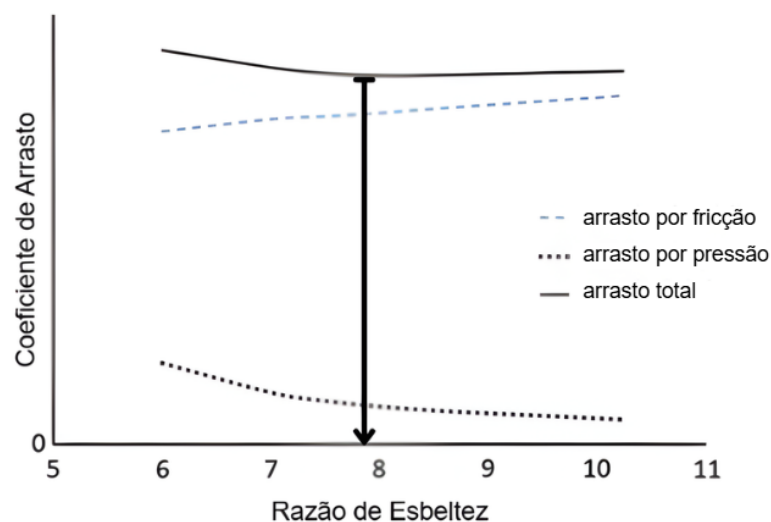
$$\vartheta = \frac{L}{D} \quad (1)$$

$$Cp = \frac{\nabla}{Am L} \quad (2)$$

Destaca-se a importância desses coeficientes que sintetizam, de forma adimensional, as características de desempenho hidrodinâmico. A razão de esbeltez é determinante para o equilíbrio entre resistência de forma e atrito. Enquanto, o coeficiente prismático equilibra o espaço interno disponível e o desenvolvimento do escoamento ao longo do corpo. A seleção dos valores adequados permite otimizar o compromisso entre eficiência hidrodinâmica e capacidade interna, constituindo uma base racional inicial para o projeto do casco (Renilson, 2018).

Contudo, Renilson (2018) ressalta que a construção de um corpo em forma de lágrima é muito custosa. Portanto, recomenda a construção de um casco com corpo médio paralelo com seção transversal circular constante, que além de facilitar o projeto, poderá em muitos casos proporcionar menos arrasto do que o formato otimizado do casco em forma de lágrima. Ainda se valendo dos parâmetros avaliativos citados anteriormente, o coeficiente prismático será 1, para uma razão de esbeltez avaliada em função do arrasto gerado, conforme ilustrado na Figura 3. Conclui-se pela Figura 3, que para um coeficiente de arrasto (CD) padronizado, espera-se que a razão de esbeltez seja próxima de 8.

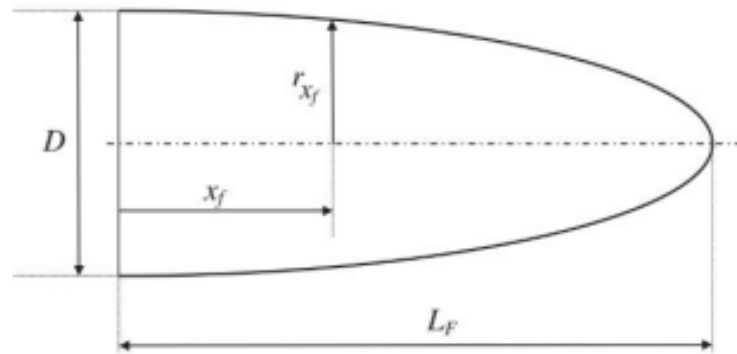
Figura 3 - Avaliação do corpo médio paralelo



Fonte: Adaptado de Renilson (2018, p. 123).

Passando para o projeto das ogivas, Renilson (2018) afirma que o formato ideal para proa, a fim de minimizar a resistência ao avanço, é um elipsóide axissimétrico, isto é, com geometria simétrica em torno de um eixo, podendo ter sua geometria determinada pela rotação dos pontos de raio da seção na posição x_f ao longo do eixo longitudinal do veículo, como ilustrado na Figura 4.

Figura 4 - Parâmetros geométricos da ogiva frontal



Fonte: Renilson (2018, p. 125).

O raio da seção r_{x_f} , ilustrado na Figura 4, pode ser contemplado pela Equação (3) para cada posição ao longo do eixo longitudinal, na qual L_f é o comprimento total da ogiva frontal e n_f é um coeficiente de volume (plenitude). Quando n_f é igual a 1, o perfil da proa tem formato cônico, e quando igual a 2, perfil elíptico. Em geral, a resistência total do corpo dianteiro será maior para valores maiores de n_f , porém o volume também será maior, portanto, o comprimento total do submarino necessário para atingir a mesma flutuabilidade será menor (Renilson, 2018).

$$r_{x_f} = \frac{D}{2} \left[1 - \left(\frac{x_f}{L_f} \right)^{n_f \frac{1}{n_f}} \right] \quad (3)$$

Em relação à geometria da ogiva de popa, Renilson (2018) ressalta atenção no projeto do ângulo do cone de meia cauda, ou seja, na condução do escoamento do corpo à ogiva de popa. Se o corpo de popa for muito longo, com um ângulo de meia cauda baixo, resultará em aumento da superfície molhada, portanto, maior resistência ao atrito e aumento de peso. Por outro lado, se o corpo de popa for muito curto, com um ângulo de meia cauda grande, poderá aumentar o arrasto no casco e causar a entrada de fluxo perturbado nas asas.

Os componentes eletrônicos, localizados entre as ogivas, no interior do veículo, devem ser protegidos contra a inundação do compartimento. Para tanto, os O-rings constituem uma solução amplamente utilizada para vedação devido à sua

simplicidade construtiva, baixo custo, elevada confiabilidade e aplicabilidade em vedações estáticas ou dinâmicas (ISO 3601-1, 2012).

Para garantir o seguro desempenho no dimensionamento dos O-rings e dos seus compartimentos, a ISO 3601-1:2012 estabelece as combinações de diâmetros internos, seções transversais e tolerâncias permitidas para O-rings, definindo a geometria padronizada do elemento de vedação. Em complemento, a ISO 3601-2:2016 define os critérios normativos para o dimensionamento dos alojamentos (housing) dos O-rings, incluindo requisitos de rugosidade, compressão efetiva, interferência e limites volumétricos para evitar extrusão ou falha prematura.

Assim, a utilização de O-rings como sistema de vedação torna-se tecnicamente fundamentada pela existência de normatização internacional robusta, o que os torna adequados e justificáveis para aplicações que exigem estanqueidade crítica, como a compartimentação interna de veículos subaquáticos rebocados.

Seguindo à modelagem das asas, de acordo com Neubauer (2019), essas superfícies de controle têm como objetivo prover estabilidade ao veículo e garantir que o mesmo alcance as condições de equilíbrio durante sua operação. O seu dimensionamento será feito segundo as restrições de geometria e comprimento da respectiva ogiva.

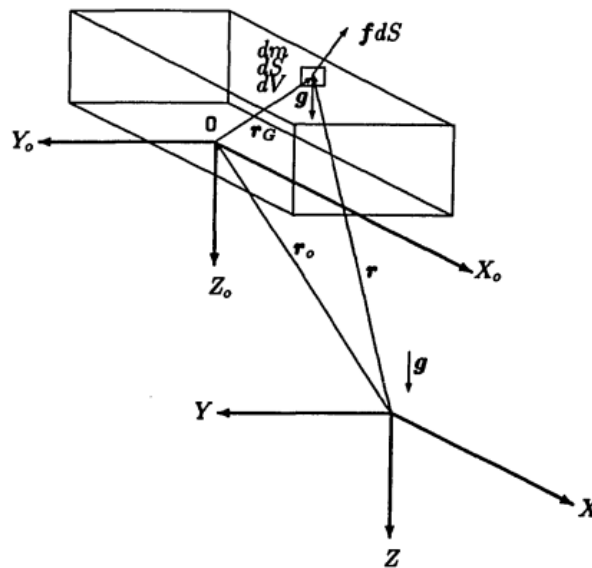
Partindo para a barra de reboque, descrita segundo Neubauer (2019) como uma chapa soldada na parte superior do casco do veículo com o propósito de conectar o veículo com a embarcação e receber sua força propulsiva. Convém-se estruturar um local de reboque sob espessura suficiente para resistir à tração do reboque e de mesmo material do casco, evitando descontinuidades metalúrgicas e facilitando o procedimento de soldagem, além de evitar uma corrosão eletroquímica.

2.4 DINÂMICA DE VEÍCULOS SUBAQUÁTICOS

O desenvolvimento do equacionamento para previsão da movimentação do TUV será realizado conforme indicado na tese de Fossen (1991), que inicia sua abordagem com a descrição da orientação de veículos subaquáticos através da representação cinemática dos ângulos de Euler, denotando o sistema de coordenadas fixo no corpo local (não inercial), ou seja, no próprio veículo, como

$X_0 Y_0 Z_0$, e o sistema de coordenadas fixo na Terra (inercial), $X Y Z$. A relação entre as coordenadas pode ser contemplada na Figura 5.

Figura 5 - Sistema de coordenadas não rotativo (inercial) $X Y Z$ e o rotativo (não inercial) $X_0 Y_0 Z_0$.



Fonte: Fossen (1991, p.15).

Neste contexto ilustrado pela Figura 5, deseja-se saber a trajetória do veículo em relação ao sistema inercial, mas como os dados coletados e calculados são sob o sistema não inercial, deve ser feita uma transformação dos valores conforme as Equações (4) e (5). Para facilitar a visualização e compreensão destas, a seguir serão apresentadas as variáveis utilizadas para o desenvolvimento da transformação entre sistemas coordenados:

- $v_e(x', y', z')$ é o vetor velocidade linear no sistema de coordenada inercial;
- $v_0(u, v, w)$ é o vetor velocidade linear no sistema de coordenada local (não inercial);
- $w_e(\phi, \theta, \psi)$ é o vetor velocidade angular no sistema de coordenada inercial;
- $w_0(p, q, r)$ é o vetor velocidade angular no sistema de coordenada local (não inercial);

- $J_1(\phi, \theta, \psi)$ é a matriz de transformação de coordenadas lineares relacionadas através das funções dos ângulos de Euler: roll(ϕ), pitch(θ) e yaw(ψ);
- $J_2(\phi, \theta, \psi)$ é a matriz de transformação de coordenadas angulares relacionadas através das funções dos ângulos de Euler: roll(ϕ), pitch(θ) e yaw(ψ).
- “c”, “s” e “t” leia-se “cos()”, “sen()” e “tan()” respectivamente.

$$\mathbf{v}_e = \mathbf{J}_1(\phi, \theta, \psi) \mathbf{v}_o \quad (4)$$

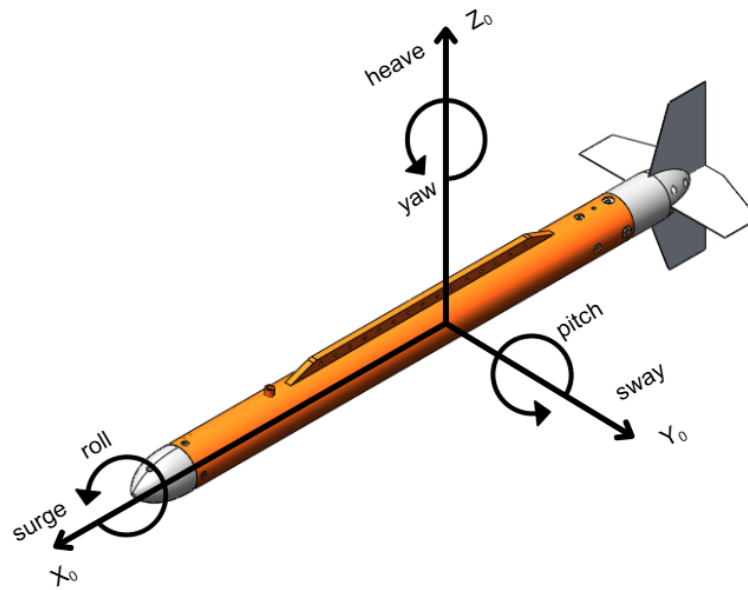
$$\mathbf{w}_e = \mathbf{J}_2(\phi, \theta, \psi) \mathbf{w}_o \quad (5)$$

$$\mathbf{J}_1(\phi, \theta, \psi) = \begin{bmatrix} c\psi c\theta & -s\psi c\phi + c\psi s\theta s\phi & s\psi s\phi + c\psi c\phi s\theta \\ s\psi c\theta & c\psi c\phi + s\psi s\theta s\phi & -c\psi s\phi + s\psi c\phi s\theta \\ -s\theta & c\theta s\phi & c\theta c\phi \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\mathbf{J}_2(\phi, \theta, \psi) = \begin{bmatrix} 1 & s\phi t\theta & c\phi t\theta \\ 0 & c\phi & -s\phi \\ 0 & s\phi/c\theta & c\phi/c\theta \end{bmatrix} \quad (7)$$

Para os seis graus de liberdade de movimentação do veículo explorados por Fossen (1991), a relação entre as coordenadas descritas nas equações acima pode ser melhor compreendida pelo conjunto da Figura 6 com a Tabela 1.

Figura 6 - Graus de liberdade de movimentação do Towfish



Fonte: Autor (2025).

Tabela 1 - Notação usada para relação entre as coordenadas de movimento

Graus de Liberdade	Forças e Momentos atuantes no veículo (τ_0)	Velocidades Lineares e Angulares não Inerciais (q')	Coordenadas de Posição Inercial e Ângulos de Euler (x)
surge	F_x	u	x
sway	F_y	v	y
heave	F_z	w	z
roll	M_x	p	φ
pitch	M_y	q	θ
yaw	M_z	r	ψ

Fonte: Autor (2025).

2.4.1 Equações dinâmicas de movimento

Seguindo o equacionamento de Fossen (1991), o comportamento do veículo pode ser descrito pela segunda lei de Newton, que traduz a conservação do momento linear e angular, estabelecendo que o somatório de forças externas ao corpo é igual à taxa de variação do momento linear, bem como o somatório de torques externos ao corpo é igual à taxa de variação do momento angular. Assumindo que o veículo tenha massa constante, as formulações governantes do movimento linear e angular podem ser traduzidas nas Equações (8) e (9).

Para facilitar a visualização e compreensão das equações, a seguir serão apresentadas as variáveis utilizadas para o desenvolvimento da segunda Lei de Newton:

- $r_G(x_G, y_G, z_G)^T$ é o vetor da posição do Centro de Gravidade (CG) em relação ao centro do sistema de referência não inercial, contemplado na Figura 5;
- r_0 é o vetor de distância entre o sistema inercial e o sistema não inercial, contemplado na Figura 5;
- $r = r_0 + r_G$ é o vetor de distância entre o sistema inercial e o CG, contemplado na Figura 5;
- m é a massa do veículo;
- ρ_A é a densidade de massa do veículo;
- I_0 é o tensor de inércia em relação ao sistema de coordenada local;
- I_x, I_y e I_z são os momentos de inércia sobre os eixos X, Y e Z;
- I_{xy}, I_{xz} e I_{yz} são os produtos de inércia definidos entre eixos;
- M_{RB} é a matriz de inércia do corpo rígido;
- $C_{RB}(q')$ é a matriz de termos de Coriolis e centrífugos;
- $q' = (u, v, w, p, q, r)^T$ é o vetor de velocidade linear e angular fixo no corpo;
- $f_0(Fx, Fy, Fz)^T$ representa as forças externas atuantes;
- $m_0(Mx, My, Mz)^T$ representa os momentos das forças externas atuantes;

- $\tau_0 = (Fx, Fy, Fz, Mx, My, Mz)^T$ é o vetor generalizado de forças e momentos externos.

$$m(\dot{v}_o + \omega_o \times v_o + \dot{\omega}_o \times r_G + \omega_o \times (\omega_o \times r_G)) = f_o \quad (8)$$

$$m r_G \times \dot{v}_o + m r_G \times (\omega_o \times v_o) + I_o \dot{\omega}_o + \omega_o \times (I_o \omega_o) = m_o \quad (9)$$

Ao derivar as equações de movimento, será assumido que o veículo é rígido e a Terra está fixa em um espaço. A primeira suposição elimina a consideração de forças atuando entre elementos individuais de massa, enquanto a segunda elimina as forças devido ao movimento da Terra em relação a um sistema de referência fixo em estrela, por exemplo. Logo, para os seis graus de liberdade, Fossen (1991) conduz sua anotação à representação das leis de Newton em aplicações de controle e orientação, ou seja, as leis de Newton formuladas em um sistema de coordenadas de corpo fixo com origem arbitrária e tensor de massa e inércia constantes.

Para tanto, as Equações (8) e (9) podem ser apresentadas em seus respectivos eixos coordenados, ainda selecionando os eixos locais como os eixos principais de inércia do veículo, simplificando as equações, pois os termos que incluem os produtos de inércia tornam-se zero. Determina-se a origem do sistema coordenado local para coincidir com o CG, ou seja, $r_G = (0, 0, 0)^T$, a massa do Towfish não variará, e por consequência, o centro de gravidade também não, permitindo a redução da complexidade das equações e produzindo, a partir dessas suposições, o seguinte sistema das Equações (10), (11) e (12), representando o movimento de translação, e das Equações (13), (14) e (15), representando o movimento de rotação, totalizando os seis graus de liberdade de movimentação.

$$m(\dot{u} - vr + wq) = F_x \quad (10)$$

$$m(\dot{v} - wp + ur) = F_y \quad (11)$$

$$m(\dot{w} - uq + vp) = F_z \quad (12)$$

$$I_x \dot{p} + (I_z - I_y) q r = M_x \quad (13)$$

$$I_y \dot{q} + (I_x - I_z) r p = M_y \quad (14)$$

$$I_z \dot{r} + (I_y - I_x) p q = M_z \quad (15)$$

2.4.2 Forças e momentos hidrodinâmicos

Segundo Fossen (1991), faz-se oportuno utilizar um vetor generalizado $\tau_0 = (Fx, Fy, Fz, Mx, My, Mz)$ que consiste das forças e momentos externos atuando sobre o veículo, a fim de escrever a soma dos componentes a saber por uma abordagem matricial. Assim apresentado na Equação (16), τ_0 é o somatório das forças hidrodinâmicas devido à radiação e excitação τ_H , com forças viscosas τ_V , forças umbilicais τ_U e propulsivas τ_P .

$$\tau_0 = \tau_H + \tau_V + \tau_U + \tau_P \quad (16)$$

Segue-se com o desenvolvimento para equacionar as forças externas, ainda fazendo uso dos vetores de posição inercial $x = (x, y, z, \varphi, \theta, \psi)^T$ e velocidade não inercial $q' = (u, v, w, p, q, r)^T$ para parametrização do movimento nos dois eixos coordenados. A fim de facilitar a visualização e compreensão das equações, a seguir serão apresentadas as variáveis utilizadas para o desenvolvimento das forças externas atuantes no veículo:

- $\tau_H = \tau_A + \tau_B + \tau_C$ é o vetor de força hidrodinâmica;
- τ_A é o vetor de massa adicionada;
- τ_B é o vetor de amortecimento potencial;
- τ_C é o vetor de forças e momentos restauradores;
- M_A é a matriz de massa adicionada;
- $C_A(q')$ é a matriz de termos de Coriolis e centrífugos;

- $W = mg$ é o peso do veículo;
- $B = \rho g \nabla$ é a força de empuxo;
- ρ é a densidade do fluido;
- g é a gravidade da Terra;
- ∇ é o volume de fluido deslocado pelo corpo.

Segundo Fossen (1991), com relação às forças hidrodinâmicas (τ_H), na ausência de ondas e correntezas, o veículo oscilando como um corpo rígido está sujeito a: forças de massa adicionada, causadas pela inércia do fluido; forças de amortecimento hidrodinâmico, causadas pela viscosidade do fluido; e forças de restauração, causadas pelo peso e empuxo do veículo.

Assim, é desejável separar os termos de massa adicionada em termos que pertencem a uma matriz de inércia de movimento M_A e a uma matriz de termos de Coriolis e centrífugos $C_A(q')$. Para veículos subaquáticos, isso implica que as forças e os momentos de massa adicionados podem ser escritos como na Equação (17) (Fossen, 1991).

$$\tau_A(q'', q') = -M_A q'' - C_A(q') q' \quad (17)$$

Os termos de massa adicionada representam as partículas fluidas que circundam o corpo submerso e que são aceleradas com ele. Qualquer movimento do veículo induz um movimento no fluido, que de outra forma estaria parado. Para permitir que o veículo atravessasse o fluido, este deve se mover. Como consequência, a passagem do fluido processa a energia cinética que faltaria se o veículo não estivesse em movimento (Fossen, 1991).

Segundo Fossen (1991), faz-se conveniente incluir a configuração de amortecimento potencial, descrita pela Equação (18), junto às força hidrodinâmicas τ_v , unindo as parcelas de arrasto linear (potencial) e quadrático (viscoso). O autor também ressalta que a contribuição dos termos lineares em comparação com outros termos dissipativos, como os de amortecimento viscoso, podem-se fazer desprezíveis a depender da profundidade.

$$\tau_B(q') = -D_B q'' \quad (18)$$

De acordo com Fossen (1991), na terminologia hidrodinâmica, as forças gravitacionais e de empuxo são conhecidas como restauradoras. Escritas matricialmente na Equação (20), a força gravitacional atua no veículo subaquático através do centro de gravidade $r_G(x_G, y_G, z_G)^T$, e a força de empuxo através do centro de empuxo $r_B = (x_B, y_B, z_B)^T$, tendo componentes ao longo dos respectivos eixos do corpo, produzindo também momentos em torno desses eixos.

$$\tau_C(x) = -g(x) \quad (19)$$

$$g(x) = \begin{bmatrix} (W - B) s\theta \\ -(W - B) c\theta s\phi \\ -(W - B) c\theta c\phi \\ -(y_G W - y_B B) c\theta c\phi + (z_G W - z_B B) c\theta s\phi \\ -(z_G W - z_B B) s\theta + (x_G W - x_B B) c\theta c\phi \\ -(x_G W - x_B B) c\theta s\phi - (y_G W - y_B B) s\theta \end{bmatrix} \quad (16)$$

Ainda de acordo com Fossen (1991), os efeitos viscosos para veículos subaquáticos são causados por atrito superficial linear devido às camadas limites laminares, atrito superficial quadrático devido às camadas limites turbulentas e por arrasto quadrático devido ao desprendimento de vórtices. As forças e momentos viscosos τ_v são calculados como funções de movimento relativo ao fluido. Conforme a Equação (21), τ_v é calculada através dos termos de amortecimento linear da matriz D_L e dos termos de amortecimento quadrático do vetor $d_Q(q')$.

$$\tau_v(q') = -D_L q' - d_Q(q') \quad (21)$$

As forças propulsivas (τ_p) serão desprezadas visto que a propulsão do veículo é feita pelo reboque de outra embarcação na superfície, sendo admitidas

então dentro das forças umbilicais (τ_U) como a força e arrasto gerados pelas asas, além da tração pelo cabo de reboque.

Para cálculo do efeito causado pelas asas sustentadoras, será seguido a abordagem de Prestero (2001), pelo qual a força e momento causados pelas asas de um veículo subaquático podem ser contemplados nas Equações (22) e (23). Para tanto, C_L é o coeficiente de sustentação que pode ser definido em função do ângulo de ataque α pela Equação empírica (24), com α em radianos, $\bar{\alpha}$ é uma constante de sustentação igual à 0.9, AR_e é a razão de aspecto efetiva, representada pela Equação (25), na qual b_{fin} é a envergadura e S_{fin} a área da asa. E δ_e é o ângulo da asa em referência ao casco.

Assim, as parcelas de sustentação podem ser obtidas, mas similarmente também pode-se obter para o arrasto, que será em função agora não mais de C_L , mas de $C_{D\text{ asas}}$ que representa o coeficiente de arrasto das asas, estipulado inicialmente através da Equação (26) segundo Fox *et al.* (2010) para escoamento sobre uma placa plana em função do número de Reynolds.

Ressaltando que a velocidade empregada para as componentes de sustentação e arrasto das asas é uma decomposição das velocidades em x e y, assim $V_e = \sqrt{u^2 + w^2}$.

$$L_{fin} = \frac{1}{2} \rho C_L S_{fin} \delta_e v_e^2 \quad (22)$$

$$M_{fin} = x_{fin} L_{fin} \quad (23)$$

$$C_L = \frac{1}{2 \bar{\alpha} \pi} + \frac{1}{\pi AR_e} \quad (24)$$

$$AR_e = 2 \frac{b_{fin}^2}{S_{fin}} \quad (25)$$

$$C_{D\text{ asas}} = \frac{0,0742}{Re_L^{1/5}} \quad (26)$$

2.5 ESTUDO DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Segundo Souza (2022), entre os métodos disponíveis para a determinação dos coeficientes hidrodinâmicos de veículos subaquáticos destacam-se os métodos experimental, analítico e numérico. Neste último, o comportamento hidrodinâmico é obtido por meio de um modelo matemático que representa o escoamento ao redor do veículo. Esse modelo é resolvido numericamente, utilizando programas comerciais de simulação ou códigos desenvolvidos pelo pesquisador, e fornece uma aproximação das soluções das equações que descrevem o movimento do fluido (Souza, 2022).

Na fluidodinâmica computacional, o primeiro passo para resolver numericamente as equações que descrevem o escoamento de fluidos é converter o domínio contínuo do problema em um domínio discreto. O domínio contínuo corresponde ao espaço físico onde as variáveis do escoamento (como velocidade e pressão) podem assumir infinitos valores, o que torna impossível sua resolução direta por meio de cálculos numéricos. Para contornar essa limitação, o domínio é dividido em um número finito de pequenas regiões, conhecidas por células ou volumes de controle, que, em conjunto, formam uma malha (Marques, 2022).

Nesse novo domínio discreto, as variáveis são avaliadas apenas em pontos específicos associados a cada célula, permitindo que as equações diferenciais contínuas sejam aproximadas por um conjunto finito de equações algébricas. Esse processo, denominado discretização, é fundamental na CFD, pois transforma um problema matematicamente contínuo em um formato computacionalmente tratável. A partir dessa representação discreta, podem ser aplicados métodos numéricos, como o de Volumes Finitos, para determinar as propriedades do escoamento com a precisão desejada (Marques, 2022).

Dentre os principais métodos de discretização utilizados em Fluidodinâmica Computacional estão o método das diferenças finitas, o método dos elementos finitos e o método dos volumes finitos, sendo este último amplamente empregado em códigos CFD (Marques, 2022). Uma das vantagens do método dos volumes finitos é a garantia da conservação local das grandezas discretizadas, ou seja, as equações de conservação são satisfeitas em cada volume de controle da malha. Além de sua natureza conservativa, este método apresenta interpretação física direta e flexibilidade geométrica, podendo ser aplicado a domínios unidimensionais,

bidimensionais ou tridimensionais. Por essas razões, tornou-se predominante em aplicações de CFD (Marques, 2022).

Entre as ferramentas que utilizam o método dos volumes finitos para resolução das equações de conservação, destaca-se o STAR-CCM+: uma ferramenta CAE desenvolvida para a solução de problemas multidisciplinares envolvendo escoamentos de fluidos, transferência de calor, interação fluido-estrutura e outras físicas acopladas (Siemens, 2025). O programa possui uma interface integrada, que reúne em um único ambiente todas as etapas do processo de simulação, desde a criação da geometria e geração da malha até a solução numérica e o pós-processamento dos resultados. Sua interface gráfica é considerada intuitiva e bem estruturada, facilitando o aprendizado em relação a outras ferramentas de CFD. No entanto, a correta utilização do programa ainda requer conhecimento teórico consistente em mecânica dos fluidos e modelagem numérica, pois a aparente simplicidade da interface não elimina a complexidade física dos fenômenos simulados (Siemens, 2025).

O software STAR-CCM+ será empregado nas simulações deste trabalho, sendo a ferramenta disponibilizada pelo Lasub e já utilizada em estudos envolvendo o comportamento do escoamento em interação com veículos subaquáticos, como demonstrado nos trabalhos de Souza (2022) e Marques (2022). Em particular, o estudo deste será adotado como referência metodológica, uma vez que teve como objetivo a obtenção de parâmetros hidrodinâmicos de arrasto para o movimento de um ROV utilizando a mesma ferramenta CAE, alcançando resultados alinhados ao tipo de análise numérica pretendida nesta pesquisa. Além disso, serão consideradas as orientações fornecidas pelo manual do usuário do software da Siemens (2025), assegurando a adequada configuração e execução das simulações.

2.6 TRAÇÃO DE REBOQUE

Para a análise inicial do ponto ideal de aplicação do reboque, Kim *et al.* (2021) informa que o movimento de roll será estabilizado automaticamente pelo peso e as forças verticais de reboque, então para análise dos pontos ideais de reboque, devem ser considerados os controles de pitch e yaw. Para tanto, as variáveis de entrada para configuração do local ideal para reboque do veículo são a velocidade propulsiva e as forças e centros de aplicação do empuxo e do peso.

Kim *et al.* (2021) discretiza a força de reboque como $fc = (fcx, fcz)^T$ e a força de arrasto gerada pelas asas como $fe = (fex, fez)^T$. Os vetores posição do centro de gravidade em relação ao ponto de reboque e ao centro das asas são dados, respectivamente, por $rc = (rcx, rcz)^T$ e $re = (rex, 0)^T$. O momento de arfagem (pitch) resultante dessas forças é expresso por $My = rc \times fc + re \times fe + fb5$. Em que $fb5$ corresponde à componente de rotação entorno do eixo y gerada pela composição de peso e empuxo: $fb5 = -(zgW - zbB)\sin(\theta) - (xgW - xbB)\cos(\theta)$.

Na situação de coincidência de posição do centro de gravidade (CG) com o centro de Empuxo (CB), de modo que a estabilidade estática é naturalmente mantida, o foco do estudo reside na posição do ponto de reboque, que se encontra à frente, atrás ou no CG. Nessa configuração, o termo de força restauradora $fb5$ pode ser desprezado, uma vez que $zg = zb = zx = xb = 0$. Assim, o equilíbrio no eixo de arfagem é regido apenas pelas forças de reboque e das asas, conforme Equações (27) e (28) (Kim *et al.*, 2021)).

$$r_{cx}^{+\max} = \frac{r_{cz}f_{cx} + r_{ex}f_{ez}^{-\max}}{f_{cz}} \quad (27)$$

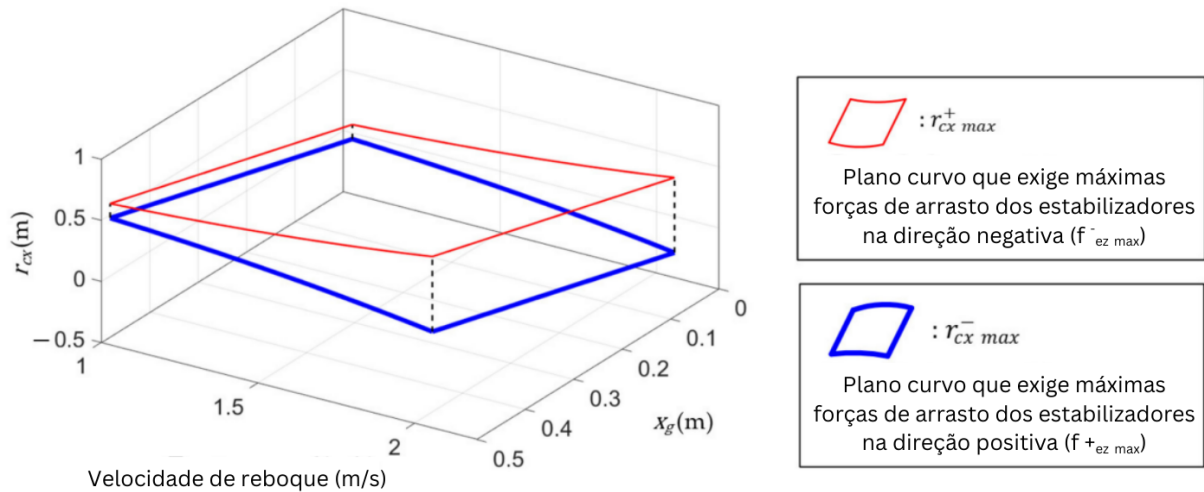
$$r_{cx}^{-\max} = - \left(\frac{-r_{cz}f_{cx} + r_{ex}f_{ez}^{+\max}}{f_{cz}} \right) \quad (28)$$

Em que $f_{ez}^{+\max}$ e $f_{ez}^{-\max}$ são as forças máximas de sustentação (positiva e negativa) geradas pelas asas. Se o ponto de reboque estiver localizado fora do intervalo delimitado por $r_{cx}^{+\max}$ e $r_{cx}^{-\max}$, o controle de arfagem torna-se ineficaz, uma vez que as asas não serão capazes de compensar o momento gerado.

A Figura 7 apresenta as regiões viáveis para o ponto de reboque considerando variações na velocidade de reboque entre 1 e 2 m/s e na posição do centro de gravidade xg entre 0 e 0,5 m. O plano curvo delimitado pelas linhas vermelhas ($r_{cx}^{+\max}$) representa os valores máximos de r_{cx} que geram momento no

sentido positivo de arfagem, enquanto o plano curvo r_{cx}^{-max} contém os valores máximos de que produzem momento no sentido negativo.

Figura 7 - Regiões viáveis para reboque



Fonte: Adaptado de Kim *et al.* (2021, p.11).

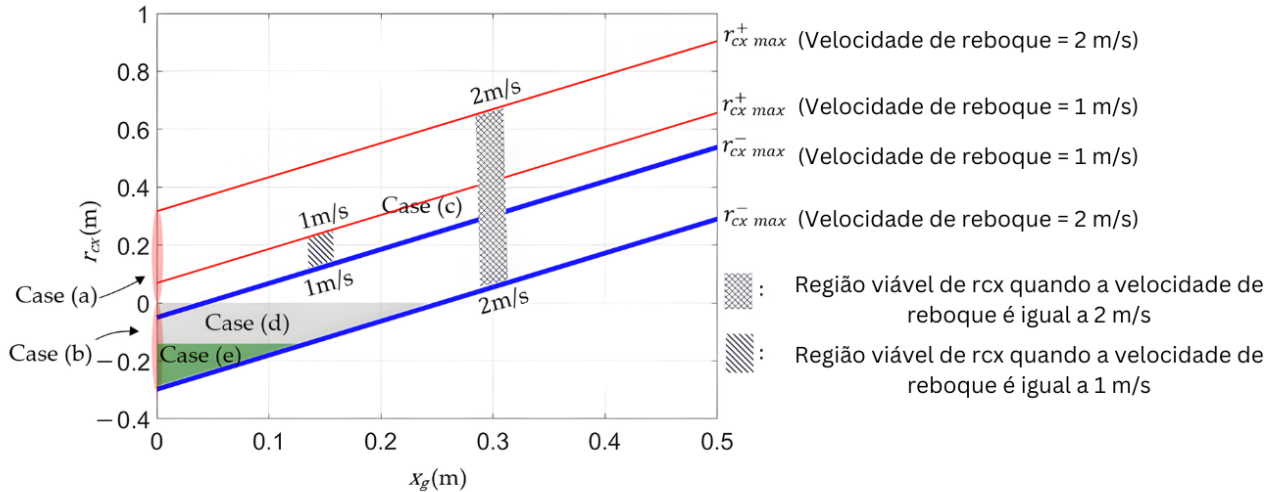
Sobre esses dois planos da Figura 7, as asas precisam exercer suas forças máximas de sustentação (f_{ez}^{+max} e f_{ez}^{-max}) para manter o controle de arfagem, o que indica que o controle nessa condição torna-se dificultado ou instável. Portanto, para facilitar o controle do movimento de arfagem, o ponto de reboque r_{cx} deve ser escolhido dentro da região compreendida entre os dois planos curvos, onde o equilíbrio pode ser alcançado com menor esforço de controle.

A Figura 8 apresenta as regiões viáveis do ponto de reboque obtidas para os cinco casos (a - e), que representam diferentes configurações relativas entre o ponto de reboque, o centro de gravidade (CG) e o centro de empuxo (CB):

- Caso (a): ponto de reboque à vante do centro de gravidade, com CG coincidente com o CB;
- Caso (b): ponto de reboque à ré do centro de gravidade, com CG coincidente com o CB;
- Caso (c): ponto de reboque à vante do centro de gravidade, com CG à vante do CB;
- Caso (d): ponto de reboque localizado entre o CG e o CB, com CG à vante do CB;

- Caso (e): ponto de reboque à ré do centro de empuxo, com CG à vante do CB.

Figura 8 - Viabilidade de reboque para cada caso



Fonte: Adaptado de Kim *et al.* (2021, p.11).

Observa-se na Figura 8 que a região viável do Caso (c) é mais ampla do que nos demais cenários, indicando maior flexibilidade para o posicionamento do ponto de reboque. Em contraste, os Casos (d) e (e) apresentam regiões viáveis estreitas, o que evidencia maior dificuldade no controle de arfagem em virtude da faixa reduzida de variação de f_{ez}^{+max} . Os Casos (a) e (b), por sua vez, correspondem a situações simétricas em que o centro de gravidade coincide com o de empuxo ($x_g = 0$), resultando em faixas equivalentes de posição do ponto de reboque para momentos de arfagem positivos e negativos.

Por fim, verifica-se que, em todos os casos, a região viável do ponto de reboque se amplia com o aumento da velocidade de reboque, uma vez que a força de sustentação gerada pelas asas é proporcional ao quadrado da velocidade de reboque, favorecendo a capacidade de controle de arfagem. Kim *et al.* (2021) apresenta uma abordagem similar para determinação do momento de guinada (yaw), induzido por uma perturbação externa ou condição inicial favorável ao movimento. Entretanto, como o presente trabalho restringe-se ao deslocamento horizontal e vertical e rotação no mesmo plano, configurando um caso de estudo bidimensional (2D), o estudo de guinada não se faz necessário.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

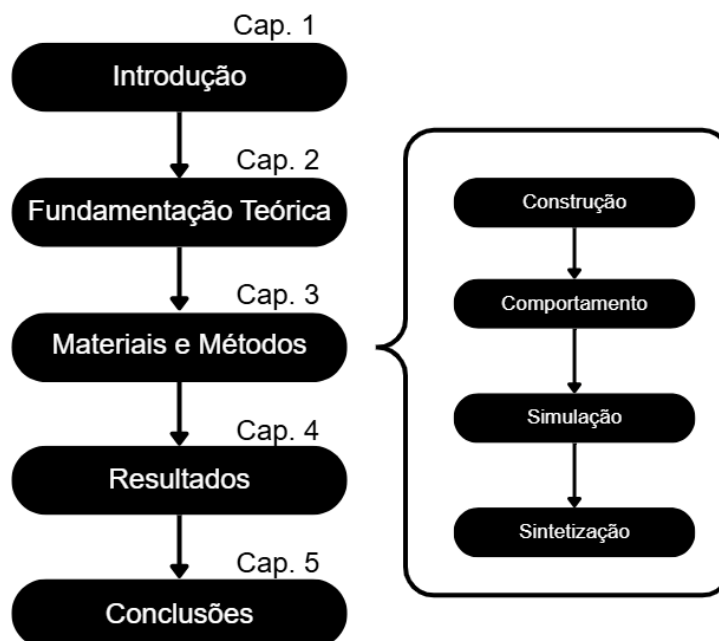
O monitoramento de propriedades físico-químicas em ecossistemas subaquáticos é uma crescente área para aplicações industriais e preservação ambiental. Nesse contexto, a obtenção de dados em diferentes profundidades, de forma precisa e eficiente, apresenta-se como uma tarefa fundamental (Baptista, 2018). Para tanto, neste trabalho se apresenta a concepção de um *Towfish* para leitura de dados subaquáticos em tempo real, além da discretização da análise do seu comportamento dinâmico objetivando a previsão da sua movimentação no estado de equilíbrio alcançado perante as condições iniciais impostas de posicionamento e velocidades.

Assim, para o desenvolvimento desses propósitos, o processo metodológico adotado consistiu de um estudo e verificação bibliográfica, com o objetivo de levantar o estado da arte sobre veículos rebocados subaquáticos. Com ênfase de referência nos trabalhos acadêmicos gerados pela UFSC, na tese de Fossen (1991), no livro de Renilson (2018), e artigo de Kim *et al.* (2021).

Posteriormente, realizou-se a construção, segundo referência de Neubauer (2019) e Renilson (2018). Para então, à descrição do seu comportamento dinâmico sob ótica bidimensional em análise de mergulho, avanço e rotação, tendo como guia o trabalho de Feltraco (2023) e a tese de Fossen (1991). Para estudo do seu comportamento, foi necessário calcular os coeficientes hidrodinâmicos inerciais do fluido deslocado e de amortecimento pelo arrasto, para tanto recorre-se aos estudos de Feltraco (2023) e Marques (2025).

Para a construção do modelo analítico e sintetização do comportamento com os coeficientes, foi escrito um código em python para solução do sistema de equações diferenciais formulado. O código se encontra no Apêndice A, e o fluxograma da metodologia descrita pode ser visualizada na Figura 9.

Figura 9 - Etapas do processo de projeto



Fonte: Autor (2025)

Conforme descrito nas etapas do processo de projeto evidenciadas na Figura 8, as próximas seções irão destrinchar a aplicação dos conteúdos abordados na fundamentação teórica para construção e comportamento do veículo deste trabalho.

3.1 REQUISITOS DE PROJETO

Adotou-se como condição de operação o limite de movimentação de até 100 metros de profundidade no ambiente salino marinho. Essa parametrização serviu como condição limite para verificação estrutural e dinâmica.

Além das contribuições teóricas apresentadas por Renilson (2018), o dimensionamento do casco será arbitrado pelos requisitos geométricos eletrônicos, que fogem do escopo deste trabalho, pela disponibilidade comercial e pelo atendimento às solicitações mecânicas impostas pelo meio.

Às exigências e rigores de um trabalho de graduação e sendo uma primeira análise de comportamento do veículo, o presente trabalho será restringido a apenas três graus de movimentação do veículo: deslocamento horizontal (avanço) e vertical (mergulho) e rotação no mesmo plano, configurando um caso de estudo

bidimensional (2D), sem propulsão de reboque, configurando uma particularidade simplificada da abordagem de Fossen (1991). Através do equacionamento disposto por este, será possível conceber um sistema de equações que descreverão a movimentação preliminar do *Towfish*. Porém, o planejamento dos locais ideais de reboque apresentado anteriormente, será necessário para o projeto do veículo.

3.2 CONSTRUÇÃO DO VEÍCULO

Fora concluída a fundamentação com um formato de casco estabelecido: corpo médio paralelo de seção transversal circular constante, e com um valor de razão de esbeltez almejado próximo de 8, pois segundo a abordagem de Renilson (2018), ilustrada pela Figura 3, para um coeficiente de arrasto (CD) padronizado, espera-se que o arrasto total seja mínimo próximo desse valor.

Seguindo o corpo médio paralelo de seção transversal circular constante anteriormente proposto, verificou-se os requisitos eletrônicos de compartimentação para placas, circuitos e componentes, atribuindo mais de 3" (três polegadas) de diâmetro interno e mais de meio metro de comprimento como suficientes para embarcar todo o conteúdo necessário. Mais um incremento de espaço interno necessário foi requisitado para entrada de água no veículo para verificação da pressão através de sensoriamento para validação do sistema de posicionamento.

Para o material do casco, priorizou-se uma liga metálica pelas propriedades de resistência mecânica e anti-corrosivas, mas também uma liga leve para futuramente agregar lastro na posição de interesse em alinhamento ao centro de empuxo do veículo.

Com isso, o alumínio foi selecionado, dado a referência bem sucedida de Neubauer (2019). E a liga 6063 T5, mesmo que não possua grandes resistências mecânicas como a liga 6061 T6, ou anticorrosivas como 5083 H116, pela disponibilidade comercial e custo-benefício, se enquadra nos requisitos necessários, sendo a liga escolhida para construção do veículo.

Além de que, mesmo com a 5083 H116, ainda seria conveniente promover um tratamento superficial em anodização para mais resistência corrosiva, também justificando o emprego de uma liga menos resistente para futuro tratamento superficial. As propriedades mecânicas e anti-corrosivas podem ser averiguadas

pela composição química das ligas de alumínio disponíveis em catálogos comerciais como o da Coppermetal (2025).

Dados os requisitos dimensionais eletrônicos, contabilizando acréscimos de comprimento para lastreamento do veículo e estrutura para estanqueidade dos componentes eletrônicos, além da disponibilidade comercial, foi configurado um tubo de alumínio 6063 T5 de seção circular com 1,2 metros de comprimento e 4" de diâmetro externo com $\frac{1}{8}$ " de espessura de parede.

Recorre-se à literatura para verificar se as dimensões determinadas atendem à exigência operacional de 100 metros de pressão de coluna d'água salgada sobre o corpo. Para tanto, será verificada a resistência à compressão sob 100 metros de coluna d'água. Valor determinado como limite operacional de projeto.

Para segurança à compressão, os modelos de Allmendinger (1990) e de Timoshenko (1985) abordam regimes críticos em análise de tubos de paredes finas sob pressão externa uniforme. Para facilitar a visualização e compreensão das equações, a seguir serão apresentadas as variáveis utilizadas para o desenvolvimento de validação da resistência do casco, assumindo que a coluna da água do mar é incompressível e a cada 10 metros de profundidade há uma variação de 1 atm, ou seja 101325 Pa (Neubauer, 2019), para o objetivo de resistir a 100 metros de profundidade, equivalentes a 10 atm ou 1,01 MPa.

- P_z é o limite de deformação plástica axissimétrica para tubos de paredes finas sujeito à pressão externa, segundo Allmendinger (1990), denotada na Equação (30);
- P_b é a pressão de fratura ou rompimento do casco como resposta a uma pressão externa, segundo Allmendinger (1990), denotada na Equação (29);
- P_t é a pressão de colapso para tubos de paredes finas, segundo Timoshenko (1985), denotada na Equação (36);
- σ_z é a tensão limite de escoamento do material;
- E é o módulo de elasticidade do material;
- ν_p é o coeficiente de Poisson;
- t é a espessura de parede;
- r_c é o raio o casco;

- b_f é a largura de um reforço estrutural interno;
- A_{bf} é a área da largura de um reforço estrutural interno;
- Δl é a distância entre dois reforços estruturais (a distância entre uma ogiva e outra);

$$P_b = \frac{2,42E}{(1 - \nu_p^2)^{3/4}} \frac{\left(\frac{t}{2r}\right)^{5/2}}{\left[\left(\frac{\Delta l}{2r}\right) - 0,45\sqrt{\frac{t}{2r}}\right]} \quad (29)$$

$$P_z = \frac{\sigma_z\left(\frac{t}{r}\right)}{1 + \Gamma\left(\frac{0,85 - \zeta}{1 + \psi}\right)} \quad (30)$$

$$\psi = \frac{11N}{\sqrt{50t/r}} \left(\frac{t^2}{A_{bf} + bft}\right) \quad (31)$$

$$\xi = \frac{bft}{A_{bf} + bft} \quad (32)$$

$$\theta = 10 \left[12(1 - \nu_p^2)\right]^{1/4} \left(\frac{\Delta l}{2r}\right) \left(\frac{50t}{r}\right)^{-1/2} \quad (33)$$

$$N = \frac{\cosh(\theta) - \cos(\theta)}{\sinh(\theta) + \sin(\theta)} \quad (34)$$

$$\Gamma = \frac{3\sin(\theta/2)\cos(\theta/2) + \cosh(\theta/2)\sin(\theta/2)}{\sinh(\theta) + \sin(\theta)} \quad (35)$$

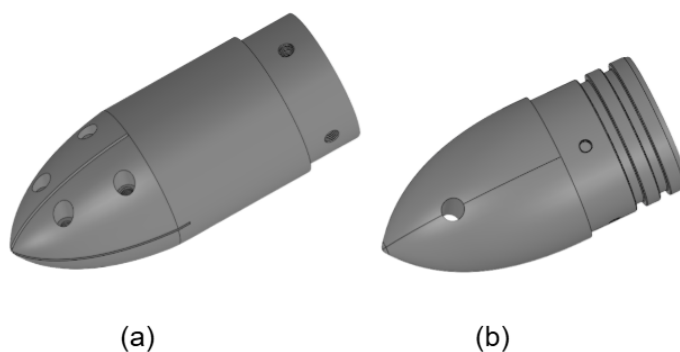
$$P_t = \frac{2E}{1 - \nu_p} \left(\frac{t}{D}\right)^3 \quad (36)$$

Com relação ao desenvolvimento das ogivas, menores valores de n_f foram priorizados para diminuir a resistência ao avanço como comentado anteriormente em referência à Renilson (2018), renunciando ao acréscimo de volume interno disponível ao adotar a compartimentação dos componentes eletrônicos interna ao casco, e não às ogivas, como requisito de projeto junto aos responsáveis pela eletrônica.

A modelagem do raio da seção r_{xf} foi diferente da proa, cuja abordagem compacta foi preferível ao encontro do escoamento, para a popa, construída alongada para alocação das asas e condução do escoamento à elas. Contudo, atentou-se ao projeto do ângulo do cone de meia cauda, ou seja, na condução do escoamento do corpo à ogiva de popa, em balança ao atrito e ao fluxo conduzido às asas, como comentado anteriormente em referência à Renilson (2018). As diferenças geométricas entre ogivas podem ser contempladas na Figura 10.

O material escolhido para as ogivas foi o polietileno de ultra alta densidade molecular (Ultra High Molecular Weight - UHMW), que segundo Neubauer (2019), possui propriedades mecânicas adequadas ao proposto emprego, bem como também foi utilizada por ele para confecção das ogivas do seu veículo.

Figura 10 - Modelo tridimensional (a) Ogiva de popa (b) Ogiva de proa

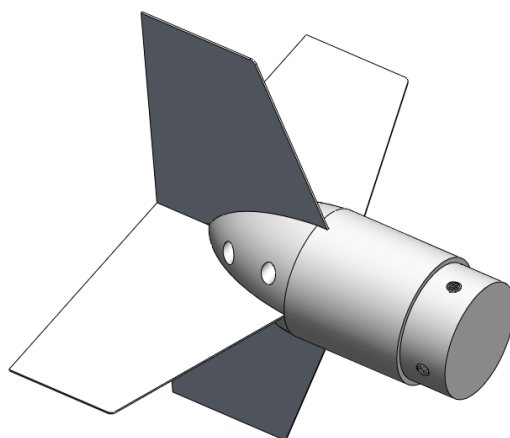


Fonte: Autor (2025).

Partindo da geometria da ogiva de popa, visualizada na Figura 10, pode-se dimensionar as asas. Priorizando a simplicidade de projeto, as asas terão perfil de placa plana, com configuração cruciforme e não vão possuir atuadores para controle do ângulo de ataque, ou seja, todas possuem uma posição fixa. O conjunto modelado das asas com a ogiva de popa pode ser contemplado na Figura 11.

Para a fabricação do par de asas do veículo, optou-se pela utilização de chapas da mesma liga do casco, devido à sua combinação favorável entre baixa densidade, facilidade de conformação e resistência mecânica adequada para o suposto carregamento hidrodinâmico esperado em operação. O alumínio 6063 apresenta boa resistência à corrosão em ambiente marinho, especialmente quando comparado a ligas ferrosas ou materiais de maior suscetibilidade à oxidação em contato prolongado com água salgada, o que contribui para maior vida útil do componente (Coppermetal, 2025).

Figura 11 - Desenho do conjunto das asas na ogiva pelo programa SolidWorks



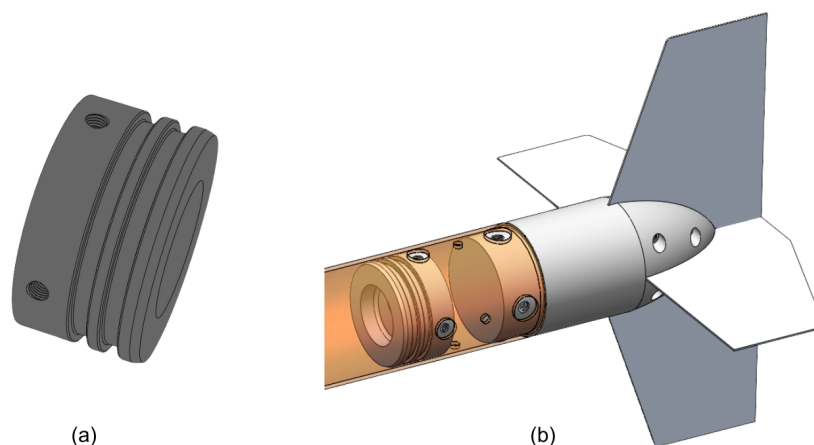
Fonte: Autor (2025).

Ainda a partir da geometria das ogivas, faz-se possível selecionar os O-rings necessários para vedação dos componentes eletrônicos, além da correta construção de seus alojamentos. A inclusão desses instrumentos de vedação será feita na Ogiva de vante e em uma peça modelada especificamente para receber os O-rings. Essa peça ficará à ré do centro do veículo, promovendo a transição da interface seca para a molhada.

Como dito anteriormente, a interface molhada é necessária para sensoramento de pressão através do qual será computado o sistema de posicionamento. Em disposição do UHMW para as ogivas, e conduzindo-as para usinagem de sua geometria, incluindo o alojamento do O-ring, define-se por conveniência o mesmo material para a peça de interface. A Figura 12 ilustra o desenho tridimensional dessa peça de seccionamento estanque e sua configuração interna ao veículo.

Com a Figura 12 em vista isométrica da peça de seção estanque (a), pode-se identificar os alojamentos dos O-rings para vedação, bem como na montagem em (b), observa-se o posicionamento no casco com parafusos. O dimensionamento dos O-rings e a modelagem dos seus alojamentos seguiram as normas internacionais ISO 3601-1:2012 e ISO 3601-2:2016. A partir do tipo de instalação do alojamento, do ambiente de trabalho, diâmetro interno do casco e da pressão máxima de atuação, pode-se selecionar as dimensões do O-ring e do seu alojamento.

Figura 12 - Seccionamento estanque:
(a) desenho tridimensional (b) montagem



Fonte: Autor (2025).

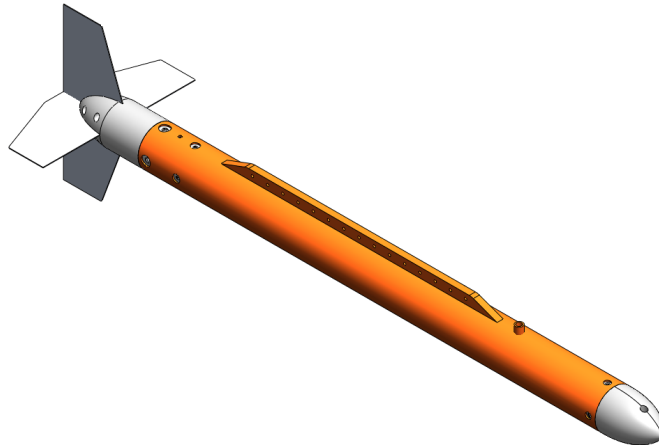
A confirmação da escolha é atribuída aos limites de alongamento e compressão dispostos pelas normas. A seleção comercial para atribuição ao projeto de construção foi feita através do catálogo da Trelleborg Sealing Solutions (2024), escolhendo os modelos de O-ring de código ORAR00050 tanto para a Ogiva de vante quanto para a peça de seção estanque, por possuírem a mesma condição de excitação para dimensionamento dos O-rings.

Com relação à estrutura de reboque e o componente de passagem do cabo de comunicação, fez-se uso do mesmo material do casco: alumínio 6063 T5. Para a estrutura, promoveu-se a disposição de diferentes pontos para reboque, para que seja possível alterar o local idealizado a depender da configuração do comportamento desejado do veículo. E para o projeto da peça de passagem do cabo em transição para os ambientes seco e molhado, dispensou-se o uso de Orings ao adotar uma técnica, promovida pelo Lasub, de vedação para passagem de cabos com resina sintética.

Para melhor visualização da disposição e integração dos componentes, promove-se a modelagem CAD do veículo através da versão estudantil do software SolidWorks, cuja referência para uso pode ser encontrada pela Solidworks Corporation (2010). O modelo tridimensional pode ser contemplado na Figura 13, bem como as principais dimensões na Tabela (2). Assim, com o *Towfish* criado a partir das exigências mecânicas e de compartimentação eletrônica através das referências apresentadas, dar-se-á seguimento ao estudo preliminar do seu

comportamento em operação, ou seja, sem a consideração do cabo de reboque para sua propulsão. Para tanto, será seguida a tese de Fossen (1991), na qual é abordado o estudo de modelo não linear e controle para pequenos veículos subaquáticos.

Figura 13 - Desenho tridimensional do Towfish



Fonte: Autor (2025).

Tabela 2 - Dimensões preliminares

Comprimento do casco	L_{casco}	1,20 m
Comprimento do veículo	L	1,58 m
Diâmetro do casco	D	0,10 m
Altura incluindo reboque	H	0,12 m
Área das asas	S_{fin}	0,03 m
Envergadura das asas	b_{fin}	0,40 m

Fonte: Autor (2025).

3.3 MODELAGEM DINÂMICA DO VEÍCULO

De acordo com as formulações de Fossen (1991), restringindo o sistema de equações apenas aos graus de movimentação desejados neste trabalho, assumindo que o veículo tenha massa constante, é continuamente rígido e a Terra está fixa em um espaço, selecionando os eixos do sistema de coordenadas local como os eixos principais de inércia do veículo e a origem do sistema de coordenadas local coincidindo com o CG, formula-se o seguinte sistema de equações para descrição do comportamento do veículo.

$$(m - X_{u'}) u' = - (W - B) \sin(\theta) - (X_u u + X_{u|u}|u|) + [(m - Z_{w'}) wq] \quad (37)$$

$$(m - Z_{w'}) w' = (W - B) \cos(\theta) - (Z_w w + Z_{w|w}|w|) - [(m - X_{u'}) uq] \quad (38)$$

$$\begin{aligned} (I_y - M_{q'}) q' = & - [(x_G W - x_B B) \cos(\theta) + (z_G W - z_B B) \sin(\theta) \\ & - (M_q q + M_{q|q}|q|) - [(m - Z_{w'}) uw - (m - X_{u'}) uw] \end{aligned} \quad (39)$$

Para solução do sistema de Equações apresentadas acima, deve-se antes parametrizar as forças e momentos externos atuantes: massa adicionada, restauração, sustentação, amortecimento potencial e viscoso.

Os valores dos coeficientes de massa adicionada $X_{u'}$, $Z_{w'}$ e $M_{q'}$ são calculados aproximando o veículo por um esferóide prolato, segundo o método de equacionamento disposto por Imlay (1961), utilizados pelo Feltraco (23) e destrinchados a seguir.

$$X_{u'} = -k_1 \frac{4}{3} \rho \pi a b^2 \quad (40)$$

$$Z_{w'} = -k_2 \frac{4}{3} \rho \pi a b^2 \quad (41)$$

$$M_{q'} = -k' \frac{4}{15} \rho \pi a b^2 (a^2 + b^2) \quad (42)$$

$$k_1 = \frac{\alpha_0}{2-\alpha_0} \quad (43)$$

$$\alpha_0 = \frac{2(1-e^2)}{e^3} \left(\frac{1}{2} \log\left(\frac{1+e}{1-e}\right) - e \right) \quad (46)$$

$$k_2 = \frac{\beta_0}{2-\beta_0} \quad (44)$$

$$\beta_0 = \frac{1}{e^2} - \frac{1-e^2}{2e^3} \log\left(\frac{1+e}{1-e}\right) \quad (47)$$

$$k' = \frac{e^4(\beta_0 - \alpha_0)}{(2-e^2)[2e^2 - (2-e^2)(\beta_0 - \alpha_0)]} \quad (45)$$

$$e = \sqrt{1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2} \quad (48)$$

Nas Equações (40), (41) e (42), a massa específica ρ é referente ao fluido, dessa forma, o termo $\frac{4}{3}\pi\rho ab^2$ é a massa de fluido deslocada pelo esferóide e o termo $\frac{4}{15}\pi\rho ab^2(a^2 + b^2)$ é o momento de inércia da mesma massa de fluido deslocada em torno do eixo y (Feltraco, 2023).

Para a sustentação, os termos foram calculados segundo abordagem analítica evidenciada no trabalho de Feltraco (2023). Enquanto as forças e momentos restauradores seguiram a abordagem já discretizada pelo Fossen (1991).

Para dimensionamento do amortecimento potencial e viscoso seguiu-se a abordagem de simulação numérica a fim de garantir maior confiabilidade aos resultados, visto que os coeficientes calculados por meio do método empírico analítico apresentam uma grande incerteza, podendo variar em 100% do seu valor (Feltraco, 2023).

Agrupando todos os parâmetros de forças e momentos externos nas Equações (40), (41) e (42), é então proposta a solução do sistema através da implementação de um solucionador numérico em python que utiliza o módulo *numpy* para operações vetoriais e matriciais, *scipy.integrate.solve_ivp* para resolver o sistema de equações diferenciais ordinárias, e *matplotlib.pyplot* para plotagem dos resultados.

A simulação calcula o comportamento do veículo no espaço de estados $y = [x, z, \theta, u, w, q]^T$, onde $[x, z, \theta]$ são a posição e orientação no referencial inercial (cinemática η) e $[u, w, q]$ são as velocidades no referencial do corpo (dinâmica v). Incrementa-se uma função que recebe o tempo (t), o vetor de estado (y), e os

parâmetros (p), e retorna a derivada do estado $y' = [\eta', v']$. O código resolve a equação dinâmica, obtendo a aceleração v' isolando-a nas formulações do sistema, para depois calcular a velocidade cinemática η' através de um processo integrativo e da matriz de transformação Jacobiana.

Para tanto, o código inicializa listas globais para armazenar componentes de forças, velocidades e acelerações ao longo do tempo. Essas listas são preenchidas dentro da função dinâmica em cada passo de tempo. Depois, a função `solve_ivp` da `scipy.integrate` é chamada para integrar o sistema de EDOs através do método Runge-Kutta (RK45). O código pode ser contemplado no Anexo A.

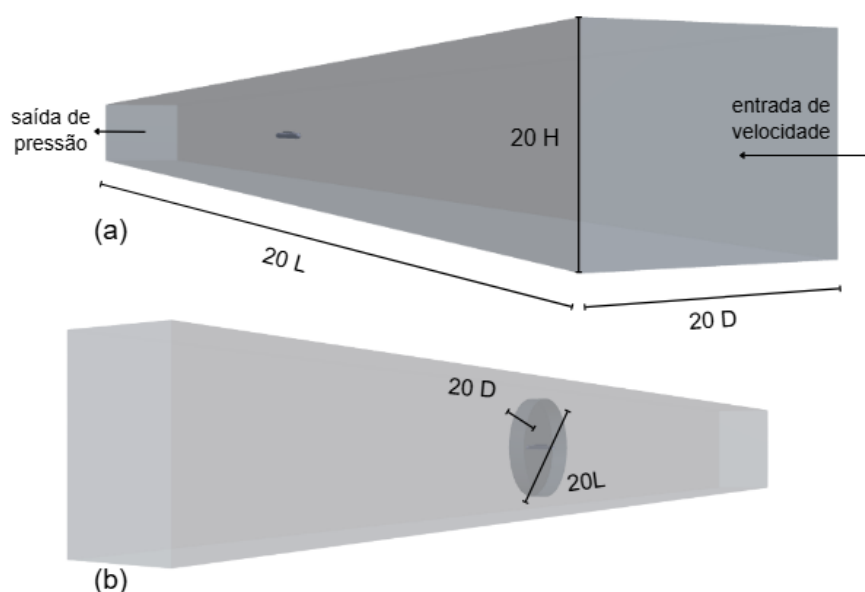
3.4 SIMULAÇÃO NUMÉRICA COMPUTADORIZADA

O objetivo das simulações numéricas com o software STAR-CCM+ consiste na obtenção dos coeficientes de arrasto hidrodinâmico, que posteriormente serão utilizados para determinar as componentes de amortecimento potencial (linear) e viscoso (quadrático). A validação do uso desta abordagem para veículos subaquáticos já foi investigada por Marques (2022), sendo então adotado neste trabalho o mesmo procedimento metodológico de pré-processamento e pós-processamento para estimativa dos parâmetros hidrodinâmicos.

Inicialmente, realiza-se a importação da geometria do veículo, previamente desenvolvida no programa SolidWorks (SolidWorks Corporation, 2010). O modelo é importado sem as asas e sem o cabo de reboque, de forma a isolar o efeito de arrasto predominantemente associado ao corpo principal. Em seguida, cria-se um paralelepípedo envolvente proporcional ao corpo, com dimensões de vinte vezes suas dimensões características, conforme adotado por Marques (2022). A subtração volumétrica do corpo principal deste paralelepípedo origina o primeiro Domínio Fluido, representado na Figura 14-a, que corresponde ao volume de fluido disponível ao redor do veículo no qual serão calculadas as interações hidrodinâmicas decorrentes do escoamento. Assim, este Domínio Fluido representa fisicamente o espaço ocupado pelo fluido que interage com o corpo, constituindo efetivamente o ambiente computacional onde será avaliado o arrasto em avanço (deslocamento no eixo x) e mergulho (deslocamento no eixo z), através das faces configuradas como Entrada de Velocidade e Saída de Pressão

Adicionalmente, seguindo a abordagem de Takahashi (2019), adotou-se uma configuração composta por dois domínios simultâneos, conforme representado na Figura 14-b. A região interna consiste em um domínio cilíndrico concêntrico e proporcional ao veículo, no qual é aplicado o modelo MRF (Moving Reference Frame), recomendado pela Siemens (2025) para representação de escoamentos rotacionais, responsável por impor o campo de velocidade rotacional em torno do eixo y. Esse domínio cilíndrico é inserido em um domínio externo paralelepipedico, com as mesmas dimensões do Domínio Fluido apresentado para avaliação do arrasto em avanço e mergulho, onde é especificado o escoamento linear uniforme. Dessa forma, a velocidade de translação do escoamento contribui com o desenvolvimento da rotacional, permitindo avaliar o comportamento hidrodinâmico do veículo ao movimento de pitch e obter os respectivos coeficientes de arrasto.

Figura 14 - Domínios Fluidos (a) linear (b) rotacional



Fonte: Autor (2025).

Optou-se por manter o veículo estacionário enquanto o fluido escoava em velocidade constante no interior do domínio. Esta abordagem é operacionalmente mais simples no ambiente computacional, além de produzir resultados equivalentes ao caso inverso (veículo movendo-se através de fluido estático), uma vez que a força hidrodinâmica de arrasto depende somente do movimento relativo entre corpo e fluido (Marques, 2022).

Após a definição dos Domínios Fluidos, cada volume é atribuído a uma Região no STAR CCM+, entendida como o espaço fechado onde a discretização numérica é aplicada, composta por limites, faces internas, células e vértices. Para o Domínio Fluido Linear, as faces superior, inferior e laterais são definidas como Entrada de Velocidade com direção ajustada paralelamente ao eixo de análise do movimento (x ou z), evitando interpretação como paredes rígidas e permitindo escoamento livre. A face frontal é configurada como Entrada de Velocidade perpendicular ao domínio e a face posterior como Saída de Pressão.

Para o Domínio Fluido Rotacional, por sua vez, no domínio cilíndrico não são definidas entradas ou saídas, mas sim uma interface de interação entre os domínios, uma vez que o mesmo é governado pelo modelo MRF, em que todo o volume fluido é rotacionado internamente. Desta forma, os domínios são configurados em duas Regiões, cada um de acordo com o tipo de escoamento a ser avaliado, mas ambos complementares.

A adoção da condição de Entrada de Velocidade no limite a montante e de Saída de Pressão no limite a jusante do Domínio Fluido Linear fundamenta-se na necessidade de impor a variável de controle principal da análise, que é a velocidade relativa entre fluido e corpo, enquanto se permite que a pressão resultante do escoamento e da formação da esteira se desenvolva naturalmente no escoamento de saída. Esta combinação evita sobre-especificação do caso numérico, pois a velocidade após a interação com o corpo não é previamente conhecida e não deve ser imposta artificialmente. Do mesmo modo, a aplicação de pressão de saída garante a representação adequada do ambiente externo, caracterizando um campo em que o fluido pode escoar livremente após interagir com o veículo. Por tais razões, a configuração de entrada de velocidade e saída de pressão é recomendada para simulações de escoamento externo destinadas à obtenção de coeficientes de arrasto (Siemens, 2025).

Os modelos físicos adotados para o Domínio Fluido Linear seguem a mesma formulação numérica aplicada por Marques (2022), utilizando fluido com densidade constante, regime permanente e modelo de turbulência médio de Reynolds k - ϵ , adequado às velocidades de avanço empregadas, as quais resultam em números de Reynolds característicos dentro da faixa de transição a turbulento. Para o Domínio Fluido Rotacional, entretanto, como as velocidades angulares tratadas são significativamente menores que as velocidades lineares de avanço, o

Reynolds associado ao escoamento rotacional torna-se substancialmente inferior, permitindo a adoção de regime laminar na modelagem física do problema. A distinção das configurações físico-numéricas aplicadas a cada Domínio Fluido é apresentada na Tabela (3), permitindo a comparação direta entre os dois modelos empregados.

Tabela 3 - Modelos físicos adotados

Modelo	Domínio Fluido Linear	Domínio Fluido Rotacional
Dimensão	Tridimensional	Tridimensional
Escoamento	Fluxo Segregado	Fluxo Segregado
Densidade do fluido	Constante	Constante
Regime	Permanente	Permanente
Escoamento	Turbulento	Laminar
Turbulência	K- ϵ	-
Método de interpolação	Vizinho mais próximo	Vizinho mais próximo
Velocidades	$v = [1.5 , 2 , 2.5]$ m/s	$\omega = [0.2 , 0.3 , 0.4]$ rad/s

Fonte: Autor (2025)

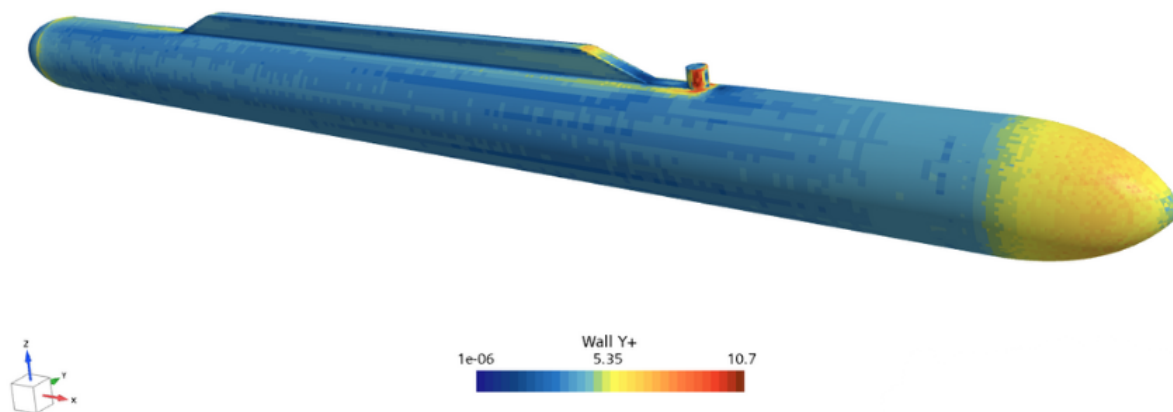
Com as condições físicas e os contornos definidos, procede-se à etapa de geração da malha, cuja criação é realizada inicialmente por meio da malha automática do software, sem alterações avançadas de controle interno, evitando custos excessivos de processamento e etapas adicionais de estudo de independência de malha neste momento do desenvolvimento.

Entretanto, a qualidade da malha próxima à parede é especialmente relevante neste estudo, uma vez que o arrasto viscoso depende da correta resolução dos gradientes normais de velocidade na camada limite. Para tal, o parâmetro adimensional y^+ foi utilizado como referência para avaliar o espaçamento da malha na direção normal à superfície do corpo.

O valor adimensional y^+ representa a distância normal da primeira camada de células até a superfície, escalonada pelas propriedades do escoamento. A adequada previsão das características locais do fluxo e do cisalhamento depende diretamente da correta resolução dos gradientes de velocidade nesta região, sendo

o y^+ a métrica que permite verificar se o espaçamento adotado está coerente com o regime e o modelo físico empregado (Siemens, 2025). A Figura 15 identifica a faixa de emprego de y^+ ao longo do veículo.

Figura 15 - Distribuição do coeficiente y^+



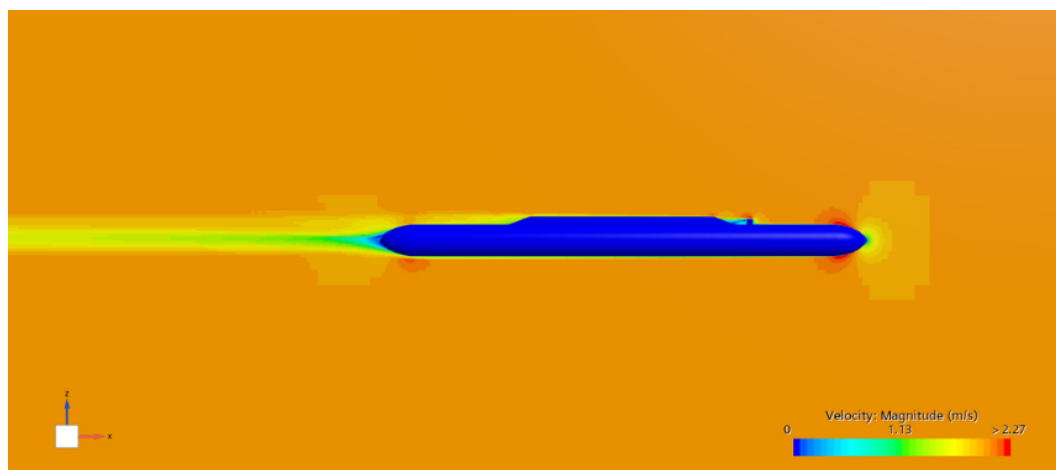
Fonte: Autor (2025).

Para referência, o tratamento de parede para pequenos valores assume $y^+ \leq 1$, resolvendo diretamente a subcamada viscosa, enquanto o tratamento para todo y^+ permite aplicação combinada de leis de parede, sendo equivalente ao regime logarítmico para malhas grosseiras quando $y^+ > 30$. Ou seja, quanto menor y^+ , mais refinada a malha. Assim, considerando a necessidade de capturar adequadamente os efeitos viscosos associados à formação da camada limite ao redor do veículo, buscou-se manter valores de y^+ dentro dessa faixa, assegurando a resolução apropriada da subcamada viscosa (Siemens, 2025). No presente estudo, foram obtidos valores entre aproximadamente 1×10^{-6} e 10.7, como pode ser contemplado na Figura 15.

Adicionalmente, foram realizados refinamentos de malha em regiões específicas do domínio de maior relevância física para o escoamento em torno do veículo. O extremo de vante da ogiva de proa recebeu refino local para adequada resolução da incidência do escoamento e formação inicial da camada limite, enquanto o extremo de ré da ogiva de popa foi refinado para melhor representação da esteira. A região correspondente à estrutura de reboque também recebeu refino dedicado, uma vez que a presença deste elemento perturba o desenvolvimento do

fluxo ao longo do casco. Por fim, foram aplicados controles de Prism Layers na superfície do corpo, com objetivo de melhorar a discretização próximo à parede e permitir a adequada captura dos gradientes de velocidade na camada limite.

Figura 16 - Ilustração do processamento numérico



Fonte: Autor (2025).

A Figura 16 apresenta um exemplo qualitativo do campo escalar de velocidades empregado no STAR-CCM+, meramente representativo, ilustrando o processamento de formação do escoamento incidente, o desenvolvimento da camada limite ao longo do casco e a esteira resultante a jusante, para a análise de avanço (deslocamento no eixo x).

A partir da solução convergida para cada caso simulado, inicia-se o procedimento de pós-processamento, etapa dedicada à extração, organização e análise dos parâmetros hidrodinâmicos de interesse. Nesta fase, são obtidos os valores das forças e momentos atuantes sobre o corpo, bem como os coeficientes de arrasto associados aos modos de avanço, mergulho e pitch, os quais serão utilizados para quantificação e modelagem das contribuições de amortecimento potencial e viscoso do veículo rebocado.

Para isso, conforme descrito por Fossen (1991), a força de arrasto pode ser representada como a soma de uma componente linear potencial e de uma componente quadrática viscosa, conforme já apresentado na Equação (). Assim, as forças e momentos obtidos no pós-processamento foram ajustadas a uma função polinomial de segundo grau do tipo $F(x) = ax^2 + bx + c$, na qual $c = 0$, a é o coeficiente associado ao termo quadrático (componente viscosa) e b é o coeficiente

associado ao termo linear (componente potencial). Os valores resultantes para cada modo de movimento encontram-se apresentados nas Tabelas (4), (5) e (6), e serão empregados nas etapas subsequentes para o cálculo e modelagem do amortecimento hidrodinâmico do veículo rebocado.

Tabela 4 - Saídas do Star CCM+ em avanço

Velocidade Linear		x		
		Reynolds	Forças	CD
1,5	m/s	3,91E+06	2,41	0,24
2	m/s	6,65E+06	4,11	0,23
2,5	m/s	9,84E+06	6,08	0,22

Fonte: Autor (2025).

Tabela 5 - Saídas do Star CCM+ em mergulho

Velocidade Linear		z		
		Reynolds	Forças	CD
1,5	m/s	1,84E+05	87,06	0,49
2	m/s	2,46E+05	146,66	0,46
2,5	m/s	3,07E+05	225,28	0,45

Fonte: Autor (2025).

Tabela 6 - Saídas do Star CCM+ em rotação

Velocidade Rotacional		y		
		Reynolds	Momentos	CD
0,2	rad/s	1,19E+05	0,77	0,43
0,3	rad/s	1,79E+05	-1,53	0,86
0,4	rad/s	2,38E+05	-5,22	2,92

Fonte: Autor (2025).

3.5 ENSAIOS E TESTES

A fim de verificar a estanqueidade do compartimento central do veículo, foram realizados ensaios estáticos de imersão no tanque hidrostático do Life. Embora o tanque não permita a aplicação de sobrepressão hidrostática, sua profundidade e controle visual possibilitam avaliar a presença de infiltrações ao longo do tempo de submersão. O procedimento consistiu na imersão completa do

Towfish e na observação contínua de eventual formação de bolhas, acúmulo de água no interior do compartimento e comportamento dos elementos de vedação sob exposição prolongada ao meio líquido. Testes anteriores realizados na UFSC com o protótipo ECO I demonstraram que esse método foi eficaz para identificar falhas de vedação em estágio inicial, tendo sido utilizado para validar o fechamento do casco e a integridade de anéis de vedação e tampas frontais.

Além da avaliação da estanqueidade, o tanque hidrostático foi empregado para testar o desempenho do sistema de sensoriamento de pressão e a resposta do circuito de leitura associado. O *Towfish* utiliza um transmissor piezoresistivo modelo VPK-013, cuja saída de 4 - 20 mA é proporcional à pressão ambiente e permite a conversão indireta de sinal elétrico em profundidade. Uma vez feita a leitura de corrente, usa-se um resistor para transformar em tensão, depois uma regressão para pressão e, por fim, profundidade.

Como o tanque não é pressurizado, os ensaios se concentraram na verificação da funcionalidade do sensor sob imersão, na estabilidade da leitura elétrica, na correlação entre variação de profundidade e resposta do sensor, e no monitoramento de ruídos ou oscilações de sinal. Testes semelhantes conduzidos anteriormente com o ECO I confirmaram que o sensor foi capaz de registrar adequadamente as pequenas variações de imersão observadas em ambiente controlado, permitindo validar o circuito de aquisição de dados e a capacidade de conversão pressão-profundidade do sistema.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 RESULTADOS DA CONSTRUÇÃO

Por meio das referências consolidadas empregadas neste trabalho, bem como ao suporte técnico e ferramental do Lasub, foi possível conceber um veículo rebocado subaquático funcional. O *Towfish* foi submetido a ensaios estáticos no tanque hidrostático do Life, verificando a eficácia do sistema de vedação. A Figura 17 ilustra o veículo final construído.

Figura 17 - Veículo rebocado subaquático construído no Lasub



Fonte: Autor (2025).

Devido à elevada interferência dimensional dos O-rings, necessária para atendimento das recomendações normativas ISO 3601, foi requerido excessivo esforço mecânico para o desencaxe dos componentes. Porém, o sistema se mostrou estanque durante todo o mergulho.

Uma limitação observada durante o processo de integração dos componentes eletrônicos ao veículo, foi associada ao diâmetro interno útil do casco. A dimensão interna selecionada, embora atenda estruturalmente e possibilite a alocação dos componentes eletrônicos, mostrou-se desfavorável do ponto de vista de ergonomia de montagem, pois não permite inserção simultânea das duas mãos, nem proporciona campo visual direto adequado durante operações internas de fixação, conexão e inspeção dos componentes. Esse aspecto comprometeu o conforto de trabalho durante a instalação interna e resultou em elevado tempo de

manipulação e repetitividade de ajustes, especialmente reportado pela equipe responsável pela eletrônica embarcada, que relatou dificuldade significativa no manuseio e organização dos fios e conectores.

Quanto às verificações estruturais do casco, verificou-se três modos de falhas diferentes para a compressão, segundo as equações previamente exibidas. Os modelos teóricos indicaram que a pressão de colapso elástico (P_t), informada na Equação (36), calculada pelo modelo de Timoshenko (1985) para instabilidade estrutural de tubos de paredes finas, resultou em 4,75 MPa. Pela formulação de Allmendinger (1990), a pressão de fratura (P_b), indicada na Equação (29) associada à ruptura do material, foi estimada em 2,05 MPa, enquanto o limite de deformação plástica axissimétrica (P_z), exibida na Equação (30), também segundo Allmendinger (1990), atingiu 12,08 MPa, representando o início de escoamento permanente para simetria axial.

Ao comparar estes valores com a pressão externa operacional prevista de 1,01 MPa, correspondente a 100 metros de profundidade em água salgada, observa-se que todos os limites teóricos calculados permanecem superiores ao regime de trabalho adotado, indicando margens de segurança estrutural adequadas e confirmando a viabilidade do emprego da liga de alumínio 6063 T5 para a operação definida. A síntese quantitativa desses resultados pode ser visualizada na Tabela (7), que também apresenta o fator de segurança (n) mensurado pela divisão do respectivo valor limite de falha pela pressão externa operacional prevista de 1,01 MPa de coluna de água salgada.

Tabela 7 - Resultados dos limites às falhas compressivas da coluna de água

Verificação Estrutural	Pressão de Colapso	Pressão de Fratura	Deformação Plástica Axissimétrica
[MPa]	4,75	2,05	12,08
(n)	4,72	2,03	12,01

Fonte: Autor

Embora todos os valores calculados superem a pressão operacional de 1,01 MPa, o projeto deve tomar como referência o menor limite de ruptura identificado, que neste caso é o valor de fratura de 2,05 MPa, ainda assim apresentando margem

de segurança satisfatória frente às condições de operação. Concluindo que o casco falharia por ruptura antes de falhar por colapso elástico ou plastificação axissimétrica.

4.2 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA COMPUTADORIZADA

Para quantificação hidrodinâmica das forças externas do veículo, procedeu-se com obtenção de forças e momentos de arrasto no STAR-CCM+ para os modos de movimentação restritos deste trabalho, de modo a determinar, em cada direção, os CD de interesse. Assim, buscou-se a decomposição física do arrasto nas parcelas lineares (amortecimento potencial) e quadráticas (amortecimento viscoso). Para isso, as forças e momentos foram ajustados em polinômios quadráticos do tipo $F_D = F(x) = ax^2 + bx + c$, com $c=0$, onde o coeficiente “a” representa a componente viscosa e o coeficiente “b” representa a componente linear. O ajuste foi realizado na plataforma Planilhas (Google Sheets), utilizando a função Índice(Proj.Lin()) para determinação direta de “a” e “b”, posteriormente validados pelos CD fornecidos pelo STAR CCM+, considerando segundo Fox *et al.* (2010), $CD = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho AV^2} = \frac{2a}{\rho A} + \frac{2b}{\rho AV}$. Os valores finais estimados podem ser observados na Tabela (8).

Tabela 8 - Coeficientes de amortecimento potencial e viscoso

	a	b
x	-0,8280	-0,3545
z	-32,3358	-9,1242
y	-128,9572	-23,3445

Fonte: Autor (2025).

Na análise de independência de malha, a comparação entre simulações com aproximadamente 900 mil células e 3 milhões de células demonstrou que o incremento de refino volumétrico não produziu ganhos significativos na ordem das forças resultantes nem alterações substanciais nos coeficientes obtidos. Frente ao custo computacional, tempo de convergência e necessidade de múltiplas rodadas iterativas, concluiu-se que o uso de malhas intermediárias apresenta a melhor relação custo-benefício para esta fase de desenvolvimento, uma vez que não

justificou o aumento de tempo computacional frente ao benefício marginal de variação. A Tabela (9) apresenta os valores comparativos entre as duas malhas avaliadas em arrasto de avanço do veículo.

Tabela 9 - Resultados da simulação com malha de 900 mil células e 3 milhões de células

Velocidade Linear [m/s]	Reynolds	900 mil		3 milhões	
		Força (x) [N]	CD (x)	Força (x) [N]	CD (x)
1,5	2,42E+06	2,418	0,245	2,402	0,243
2	3,22E+06	4,112	0,234	4,069	0,232
2,5	4,03E+06	6,089	0,222	6,163	0,225

Fonte: Autor

Por fim, quanto ao regime de escoamento, partiu-se inicialmente do pré-conceito de que o veículo estaria estritamente submerso em regime turbulento, o que motivou a priorização inicial das simulações em turbulência. Entretanto, verificou-se que os valores de Reynolds obtidos nos cenários avaliados orbitam próximo de $\sim 10^6$, limiar superior para regime laminar segundo a literatura. Contudo, os coeficientes de amortecimento estimados evidenciam predominância viscosa ($b \gg a$), compatível com comportamento turbulento, reforçando a ambiguidade da classificação baseada exclusivamente no número de Reynolds nesta tipologia geométrica. A justificativa adotada nessa discussão considera a referência comparativa dos coeficientes de arrasto entre geometria esférica (Fox *et al.*, 2010), placa plana (Fox *et al.*, 2010) e disco rotativo (Gregory *et al.*, 1955) como referência introdutória complementar.

4.3 RESULTADOS INTEGRADOS NA MODELAGEM DINÂMICA

Segundo o código implementado (conforme disponibilizado no Apêndice A), com a contribuição dos coeficientes calculados analítica e numericamente, é possível prever o comportamento dinâmico do *Towfish* em regime bidimensional. Com isso, cabe esclarecer a contribuição física dos parâmetros que compõem o modelo dinâmico, levando à compreensão de como cada termo influencia o comportamento do *Towfish*.

A massa adicionada representa o volume de fluido que deve ser acelerado juntamente com o *Towfish* durante seu movimento. Esse efeito eleva a inércia efetiva do sistema, reduzindo a velocidade de resposta às acelerações impostas pelas forças e momentos hidrodinâmicos. Assim, aumentos desse parâmetro tornam o movimento mais lento, suave e menos suscetível a variações rápidas, enquanto reduções o deixam mais ágil porém mais vulnerável à ocorrência de oscilações. O valor da massa adicionada, portanto, condiciona diretamente a rapidez e a estabilidade da resposta dinâmica.

O amortecimento potencial decorre dos efeitos de radiação induzidos pelo movimento do veículo no fluido. Esse termo apresenta comportamento de arrasto linear e atua de forma mais significativa em baixas velocidades, contribuindo para a dissipação inicial de energia e mitigação de oscilações transitórias. Assim, ele suaviza a resposta dinâmica e acelera a estabilização após perturbações pequenas. Seu aumento tende a reduzir vibrações iniciais e melhorar a previsibilidade do movimento, enquanto valores reduzidos favorecem respostas mais sensíveis a excitações de baixa intensidade.

O amortecimento viscoso está associado ao arrasto quadrático, dominante em regimes de maior velocidade relativa entre o casco e o fluido. Ele atua como limitador das velocidades, pois cresce proporcionalmente ao quadrado da velocidade, dissipando energia. Sua influência se manifesta especialmente durante acelerações intensas ou mudanças abruptas de direção, restringindo a amplitude e a taxa de variação das velocidades. A elevação desse parâmetro aumenta a estabilidade e reduz riscos de *overshoot*, enquanto reduções elevam a possibilidade de movimentos amplificados e instáveis.

As forças de restauração resultam do balanceamento estático entre peso e empuxo e constituem os principais responsáveis pelo retorno do *Towfish* ao equilíbrio hidrostático. Quando a diferença entre essas forças aumenta, intensifica-se a tendência de mergulho ou flutuação, alterando diretamente o comportamento em pitch e a profundidade de operação. Valores equilibrados promovem estabilidade, enquanto desníveis acentuados geram movimentos mais pronunciados ou até instáveis. Assim, o correto dimensionamento hidrostático é essencial para garantir estabilidade longitudinal e trajetória previsível.

A sustentação gerada pelas asas introduz um mecanismo passivo de controle direcional e de profundidade no *Towfish*. Sua magnitude depende da

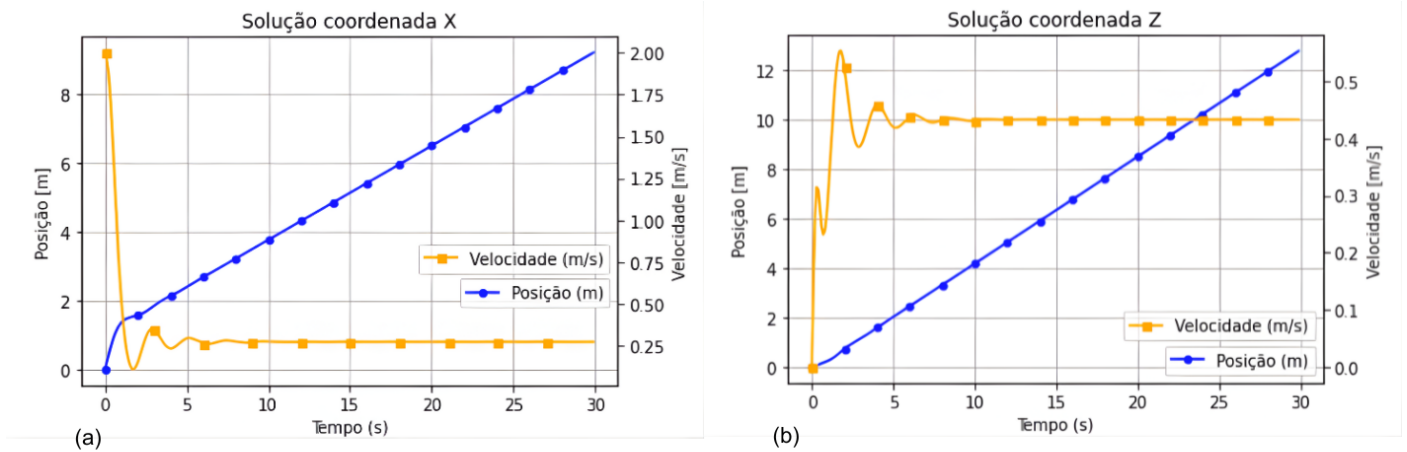
velocidade relativa e do ângulo de ataque, podendo aumentar a capacidade de estabilização do veículo ou, quando mal ajustada, intensificar o mergulho. A presença dessas superfícies proporciona maior controle hidrodinâmico e suaviza variações de trajetória, atuando como elemento estabilizador. Alterações no coeficiente de sustentação ou na geometria das asas modificam o perfil de navegação e o regime dinâmico.

A partir da combinação desses parâmetros, o comportamento inicial do Towfish ao ser liberado na água é governado pelo equilíbrio entre forças e momentos atuantes. Sem tração de reboque, o veículo tende ao mergulho devido ao desnível entre peso e empuxo, enquanto o escoamento relativo induz avanço horizontal. Durante o transiente, os amortecimentos dissipam energia até que o sistema se aproxima de um regime quase estacionário, no qual a profundidade evolui de modo aproximadamente constante. Esse comportamento é análogo ao observado na movimentação inicial de veículos do tipo *glider* (autonomous underwater glider - AUG), que também se deslocam a partir do somatório passivo das forças e momentos hidrodinâmicos.

Uma primeira análise foi conduzida utilizando os valores de entrada dos parâmetros de posição (x, z, θ) e velocidades (u, w, q) do Towfish de Feltraco (2023), permitindo comparações diretas entre os resultados gráficos apresentados pelo seu trabalho e os obtidos com a implementação aqui desenvolvida. Uma das comparações feita é apresentada nas Figuras 18 e 19, nas quais têm-se o Towfish com velocidade inicial de 2 m/s na direção x e ângulo de pitch nulo.

Figura 18 - Comportamento do *Towfish* por Feltraco (2023)
com velocidade inicial de 2 m/s na direção x e ângulo de pitch nulo

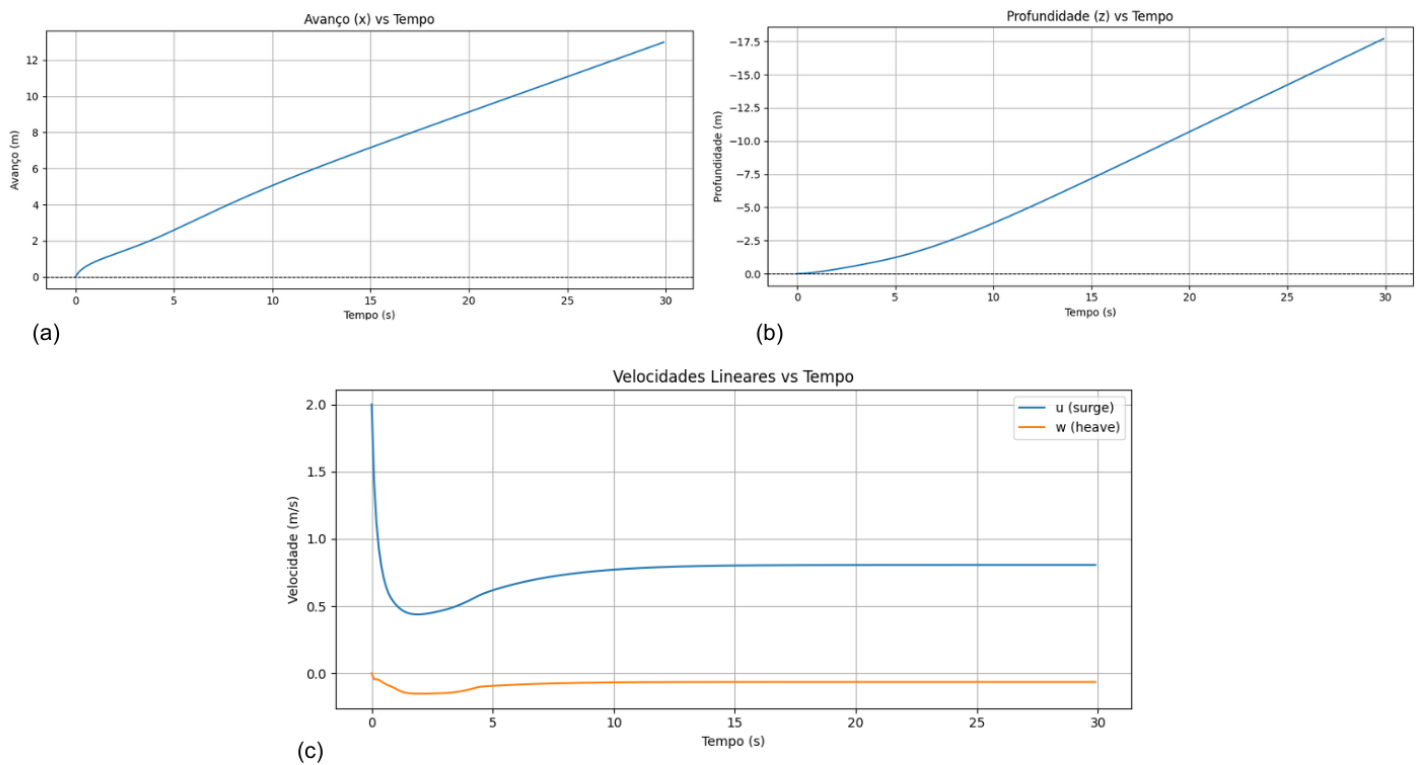
(a) avanço e velocidade em x (b) mergulho e velocidade em z



Fonte: Feltraco (2023, p. 45 e 46).

Figura 19 - Comportamento do Towfish
com velocidade inicial de 2 m/s na direção x e ângulo de pitch nulo

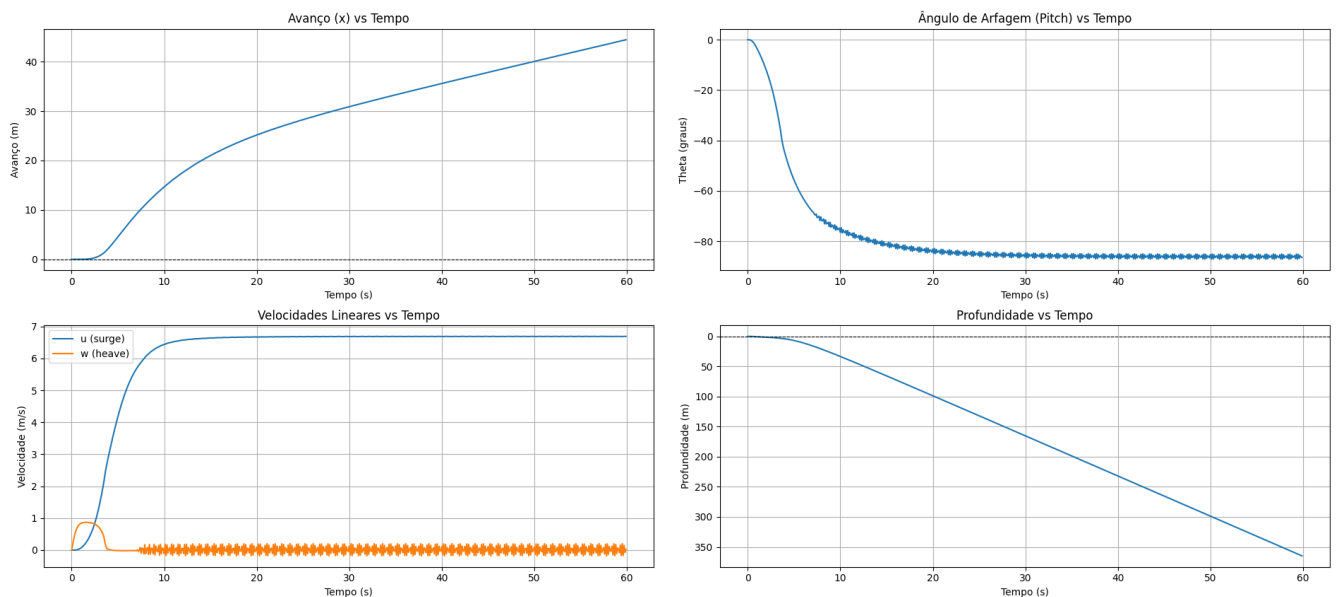
(a) avanço x (b) mergulho em z (c) velocidades em x e z



Fonte: Autor (2025).

Os gráficos evidenciam a concordância qualitativa entre as respostas de movimentação, não só pela proximidade dos valores das respostas entre os códigos, mas também pela inicial instabilidade e posterior estabilização e convergência dos parâmetros (u , w , θ). Em seguida, a simulação foi executada com os parâmetros obtidos e calculados neste trabalho, cujo comportamento final do veículo, incluindo estabilização de pitch, resposta em avanço e evolução da posição vertical ao longo do tempo, pode ser contemplado na Figura 20. Em síntese, a sequência de comparações mostrou que o modelo implementado reproduz aspectos físicos esperados e permite identificar regimes de estabilidade, embora não haja convergência dos valores.

Figura 20 - Comportamento do Towfish
com $(x, z, \theta, u, w, q) = (0, 0, 0, 0, 0, 0)$



Fonte: Autor (2025).

Os resultados aqui apresentados permitem integrar as diferentes etapas do desenvolvimento do veículo e avaliar sua consistência metodológica. A validação da estanqueidade por imersão demonstrou que o compartimento eletrônico mantém integridade sob submersão contínua, assegurando as condições mínimas para operação dos sensores. Os coeficientes de arrasto obtidos nas simulações numéricas apresentaram valores condizentes com a literatura empregada para a geometria analisada, quando comparados a outros veículos, porém ainda carecem

de validação para confirmar sua precisão. Os coeficientes de massa adicionada, determinados pelas expressões analíticas, forneceram resultados mais próximos aos da literatura disponível para as condições avaliadas.

Quando incorporados ao modelo dinâmico bidimensional, esses parâmetros permitiram reproduzir as tendências gerais do movimento. Embora as limitações do modelo, como a ausência de acoplamento com o cabo real de reboque e a simplificação geométrica, tenham restringido a capacidade de representação de fenômenos mais realistas, as simulações caracterizaram o comportamento dinâmico do *Towfish* para a condição de análise, verificando a consistência do modelo empregado.

Assim, os resultados apresentados delineiam um cenário em que a construção, a caracterização hidrodinâmica e a modelagem dinâmica apresentam coerência interna suficiente para sustentar o desenvolvimento do protótipo, ao mesmo tempo em que evidenciam os pontos que demandam refinamento em estudos posteriores, especialmente no que se refere à confirmação dos coeficientes hidrodinâmicos, ao acoplamento do sistema de tração e à ampliação das análises para regimes não estacionários.

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O desenvolvimento deste trabalho permitiu integrar as distintas etapas do processo de concepção, modelagem e avaliação preliminar de um veículo rebocado subaquático, conduzindo a resultados consistentes com os objetivos inicialmente estabelecidos. As atividades experimentais, analíticas e numéricas foram articuladas de forma a construir um entendimento gradual e fundamentado do desempenho estrutural e hidrodinâmico do protótipo, assegurando que cada objetivo específico contribuísse de maneira efetiva para o avanço do estudo e para a consolidação do objetivo geral.

No que se refere à fabricação do veículo *Towfish*, foi concebida e construída uma estrutura funcional capaz de garantir a vedação dos componentes eletrônicos e suportar as solicitações mecânicas decorrentes do meio subaquático e das condições operacionais previstas. A avaliação em tanque hidrostático confirmou a adequação das soluções adotadas para estanqueidade, enquanto a seleção de materiais, geometria e método construtivo demonstrou conformidade com os requisitos de resistência mecânica determinados em projeto. Assim, estabeleceu-se uma plataforma experimental confiável para o estudo subsequente do comportamento hidrodinâmico do veículo.

Em continuidade, realizou-se a análise do comportamento bidimensional do *Towfish*, etapa necessária para compreender sua resposta dinâmica preliminar sob condições simplificadas antes da transição para modelos tridimensionais mais complexos. Esse procedimento possibilitou identificar tendências fundamentais, como estabilidade preliminar, sensibilidade aos parâmetros geométricos e influência das condições de operação. A partir dessa abordagem, foi possível avaliar a pertinência do modelo matemático empregado, caracterizando o comportamento dinâmico do veículo pelas simulações consistentes.

Para isso, foram identificados e estimados os coeficientes hidrodinâmicos associados às massas adicionais do fluido deslocado e às parcelas de amortecimento, tanto viscosas quanto potenciais. Esses coeficientes constituem insumos essenciais para a formulação das equações de movimento e para a interpretação das respostas dinâmicas observadas. A determinação desses parâmetros, obtida por meio de procedimentos analíticos e simulações numéricas,

forneceu os subsídios para representar adequadamente a interação do veículo no regime de operação considerado.

Dessa forma, o conjunto de resultados obtidos permite afirmar que o objetivo geral foi plenamente atendido: projetou-se um veículo rebocado subaquático funcional e investigou-se seu comportamento hidrodinâmico inicial. Os achados deste estudo constituem uma base sólida para trabalhos futuros, tanto na etapa de refinamento do modelo hidrodinâmico quanto na validação experimental em campo, contribuindo para o avanço tecnológico e científico no desenvolvimento de veículos rebocados subaquáticos.

Ao que refere-se a construção física, a simulação computacional e a descrição comportamental do veículo recomenda-se para futuros trabalhos:

- validar os coeficientes hidrodinâmicos calculados;
- substituir as asas confeccionadas em chapa plana por superfícies sustentadoras baseadas em perfis hidrodinâmicos;
- promover um estudo dedicado à otimização das dimensões das asas junto ao casco, permitindo correlacionar sustentação, estabilidade e controle do veículo;
- ampliar a análise numérica computacional para considerar o comportamento do escoamento em regime transiente, pois, embora o presente estudo tenha adotado modelo turbulento, os valores do número de Reynolds observados indicam a possibilidade de efeitos relevantes de transição na camada limite, cuja investigação pode contribuir para o refino dos coeficientes de amortecimento;
- refinar e aperfeiçoar o código de modelagem, incorporando os efeitos do cabo de reboque, de modo a aproximar o modelo das condições reais de operação.

REFERÊNCIAS

- ALLMENDINGER, E. E. **Submersible vehicle system design**. Jersey City: The Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1990.
- BAPTISTA, J. P. N. A. S. **Sistema monitorização subaquática**. 2018. Dissertação (Mestrado em Engenharia Eletrônica e de Computadores) – Escola de Engenharia, Universidade do Minho, Braga, 2018.
- BUCKHAM, B.; NAHON, M.; SETO, M.; ZHAO, X.; LAMBERT, C. **Dynamics and control of a towed underwater vehicle system, part I: model development**. Ocean Engineering, v. 30, p. 453–470, 2002.
- CAMMARATA, A.; LACAGNINA, M.; SINATRA, R. Dynamic simulations of an airplane-shaped underwater towed vehicle. *In: Proceedings of the MARINE V: INTERNATIONAL CONFERENCE ON COMPUTATIONAL METHODS IN MARINE ENGINEERING*. CIMNE, 2013. p. 830-841. Disponível em: <http://hdl.handle.net/2117/333106>. Acesso em: 29 jun. 2025.
- CAMMARATA, A.; SINATRA, R. Parametric study for the steady-state equilibrium of a towfish. **Journal of Intelligent & Robotic Systems**, n. 81, p. 231–240, 2016.
- COPPERMETAL. **Catálogo Alumínio**. São Paulo: Coppermetal, [s. d.]. Disponível em: <https://www.coppermetal.com.br/catalogos/catalogo-aluminio.pdf>. Acesso em: 30 out. 2025.
- FELTRACO, M. **Modelo dinâmico para um veículo rebocado Towfish**. 2023. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Aeroespacial) - Centro Tecnológico de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2023.
- FOSSSEN, T. I. **Nonlinear modelling and control of underwater vehicles**. 1987. Tese (Doutorado em Engenharia Cibernética) - Norwegian Institute of Technology, Trondheim, 1991.
- FOX, R. W.; McDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2010.
- FRISWELL, M. I. **Steady-state analysis of underwater cables**. Journal of Waterway, Port, Coastal and Ocean Engineering, v. 121, n. 2, p. 98–102, 1995.
- GREGORY, N.; STUART, J. T.; WALKER, W. S. **On the stability of three-dimensional boundary layers with application to the flow due to a rotating disk**. Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, v. 248, n. 943, p. 155–199, 1955.
- HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 7. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.

IMLAY, F. H. **The complete expressions for added mass of a rigid body moving in an ideal fluid**. Hydromechanics Laboratory research and development report. Department of the Navy David Taylor Model Basin, 1961.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 3601-1**: Fluid power systems - O-rings - Part 1: Inside diameters, cross-sections, tolerances and designation codes. 5th ed. Geneva, Switzerland: ISO, 2012.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 3601-2**: Fluid power systems - O-rings - Part 2: Housing dimensions for general applications. 2nd ed. Geneva, Switzerland: ISO, 2016.

KAMMAN, J. W.; NGUYEN, T. C. **Modeling towed cable system dynamics**. Panama City: Naval Coastal Systems Center, Technical Memorandum NCSC TM 492-88, May 1990.

KIM, M; PARK, D; OH, Y; KIM, J; CHOI, J. **Towfish attitude control**: A Consideration of Towing Point, Center of Gravity, and Towing Speed. Journal of Marine Science and Engineering, v. 9, n. 11, p. 1224, 2021.

MARQUES, A. S. **Desenvolvimento de ferramenta para remoção da espécie invasora coral-sol**. 2025. Dissertação (Mestrado em Engenharia e Ciências Mecânicas) - Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2025.

MARQUES, A. S. **Modelo CFD para determinação do arrasto de um ROV em regime permanente**. 2022. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Naval) - Centro Tecnológico de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2022.

MATOS, L. S. T. **Development of an integrated electronic system for a towed submarine vehicle (Towfish)**. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING - COBEM 28, 2025, Curitiba. Proceedings... Curitiba: ABCM - Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2025. (Paper COB-2025-1610).

MOURA NETO, J. S.; CAMPOS, M. F.; MELLO, S. L. M. **Ciência, Tecnologia e Inovação no Mar, com ênfase no Desenvolvimento Sustentável**: Caderno nº 1. Niterói: Centro de Excelência para o Mar Brasileiro (Cembra), 2024.

MUSCAT, M. *et al.* Design of an underwater towfish using design by rule and design by analysis. In: **Proceeding** of the Pressure Vessels and Piping Conference. American Society of Mechanical Engineers, 2014. p. V003T03A041. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/PVP2014-28122>. Acesso em: 30 jun. 2025.

NEUBAUER, A. **Projeto e fabricação de um protótipo de sonda rebocada submarina do tipo Towfish**. 2019. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2019.

PRESTERO, T. T. J. **Verification of a Six-Degree of Freedom Simulation Model for the REMUS Autonomous Underwater Vehicle**. Master degree of Ocean

Engineering and Mechanical Engineering - Massachusetts Institute of Technology, 2001.

QUEENSLAND GOVERNMENT. Department of Environment and Science. Environmental Protection (Water) Policy 2009 - Monitoring and Sampling Manual.

Physical and chemical assessment: Background information on water quality measurements using in situ water quality instruments. Queensland, Australia: Department of Environment and Science, 2018. Disponível em: https://environment.des.qld.gov.au/__data/assets/pdf_file/0028/90793/physical-and-chemical-assessment-background-information-on-water-quality-measurements-using-in-situ-water-quality-instruments.pdf Acesso em: 25 jun. 2025.

RENILSON, M. **Submarine hydrodynamics**. 2. ed. Springer International Publishing, 2018.

SIEMENS DIGITAL INDUSTRIES SOFTWARE. **Simcenter STAR-CCM+ User Guide**, version 2506.0001.

SOLIDWORKS CORPORATION. **Student's guide to learning SolidWorks software**. Concord, MA: Dassault Systèmes SolidWorks Corporation, 2010.

SOUZA, G. A. **Modelo hidrodinâmico em regime permanente de um sistema submarino rebocado**. 2022. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Naval) - Centro Tecnológico de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2022.

TAKAHASHI, K. **Numerical simulations of comprehensive hydrodynamic performance of DARPA SUBOFF submarine**. 2019. Dissertação (Master of Engineering in Ocean Engineering and Marine Sciences) - Florida Institute of Technology, Melbourne, 2019.

TIMOSHENKO, S. P.; GERE, J. M. **Theory of elastic stability**. 2. ed. New York: McGraw-Hill, 1985.

TRELLEBORG SEALING SOLUTIONS. **O-ring and Back-up Rings**. June 2024 ed. Trelleborg Group, 2024. Disponível em: https://www.trelleborg.com/-/media/tss-media-repository/tss_website/pdf-and-other-literature/catalogs/o_ring_gb_en.pdf. Acesso em: 7 nov. 2025.

YUAN, Shuyun *et al.* **Marine environmental monitoring with unmanned vehicle platforms**: Present applications and future prospects. *Science of The Total Environment*, v. 858, n. 1, p. 159741, 2023.

ZASA, F. P.; PATRUCCO, A.; PELLIZZONI, E. **Managing the hybrid organization: how can agile and traditional project management coexist**. *Research-Technology Management*, v. 64, p. 54–63, 2021. Disponível em: <https://doi.org/10.1080/08956308.2021.1843331>. Acesso em: 26 jun. 2025.

APÊNDICE A - MODELO IMPLEMENTADO EM LINGUAGEM PYTHON

```

import numpy as np
from scipy.integrate import solve_ivp
import matplotlib.pyplot as plt

# Condições iniciais
# [x, z, theta, u, w, q]
v0 = [0, 0, 0, 0, 0, 0]
delta_cmd = 0 # deflexão do estabilizador

tstart, tstop, increment = 0, 100, 0.1

# =====
# Testes de congruência
# =====

#Verifica da matriz de Coriolis
DEBUG_C = False      # <<< ative ou desative a depuração
DEBUG_INTERVAL = 1.0 # <<< imprime a cada 1 segundo simulado

ACTIVATE_G = True
ACTIVATE_D = True
ACTIVATE_C = True

ACTIVATE_Cabo = False
ACTIVATE_Estabilizadores = True

# =====
# 1. DEFINIÇÃO DE PARÂMETROS
# =====
# Dicionário para armazenar todos os parâmetros constantes

```

```

params = {}

# --- Ambiente e Forças Estáticas ---
# Propriedades do fluido e forças que não mudam.
params['ro'] = 1025      # Densidade da água do mar (kg/m³).
params['g'] = 9.81      # Aceleração da gravidade (m/s²).

#Parâmetros veículo

# --- Geometria e Massa ---
# Define as propriedades físicas básicas do corpo rígido.
params['m'] = 15.8      # Massa total do veículo em quilogramas.
params['d'] = 0.1016    # Diâmetro máximo do casco em metros.
params['L'] = 1.57      # Comprimento total do casco em metros.
params['Iy'] = 1.84     # Momento de inércia em torno do eixo Y.

params['W'] = params['m'] * params['g']
# Força Peso (N), age para baixo no CG.
params['B'] = 113.62
# Força de Empuxo (N), age para cima no CB.

# Define os pontos de interesse no sistema de coordenadas do corpo, onde
a origem é o CG.
params['xG'], params['zG'] = 0.0, 0.0
# Posição do Centro de Gravidade (CG).
params['xB'], params['zB'] = 0.00, -0.02
# Posição do Centro de Flutuabilidade (CB).

# --- Coeficientes de Massa Adicionada (CORRIGIDO com np.log) ---
# Aqui calculamos a inércia do fluido que se move com o veículo.
# Aproximação por um elipsoide equivalente.
a, b = params['L']/2, params['d']/2 # Semieixos do elipsoide
e = np.sqrt(1 - (b/a)**2)          # Excentricidade do elipsoide

```

```

# Fórmulas teóricas para os coeficientes adimensionais do elipsoide.
alfa = 2 * (1 - e**2) * (0.5 * np.log((1+e)/(1-e)) - e) / (e**3)
beta = (1 / e**2) - (1 - e**2) * np.log((1+e)/(1-e)) / (2*e**3)

k1 = alfa / (2 - alfa) # Fator de massa adicionada para movimento axial
(surge)
k2 = beta / (2 - beta) # Fator de massa adicionada para movimento
transversal (heave)
k3 = (e**4)*(beta-alfa) / ((2-e**2)*((2*e**2)-(2-e**2)*(beta-alfa))) # Fator para
momento de inércia adicionado

m_fluid = (4/3) * np.pi * params['ro'] * a * b**2
# Massa do volume de fluido deslocado

# Coeficientes finais de massa adicionada para as equações de Fossen.
params['Xu_dot'] = -k1 * m_fluid
params['Zw_dot'] = -k2 * m_fluid
params['Mq_dot'] = -k3 * (1/5) * m_fluid * (a**2 + b**2)

#Coeficientes de arrasto hidrodinâmico (linear e não linear)
params['Xu'] = - 0.3545 #kg/s
params['Zw'] = - 9.1242 #kg/s
params['Mq'] = - 23.3445 #kg/s

params['Xuu'] = - 0.8280 #kg/m
params['Zww'] = - 32.3358 #kg/m
params['Mqq'] = - 128.9572 #kg*m^2/rad

#Estabilizadores

# --- 1. DADOS DO PERFIL NACA0018 (da Figura 6 do artigo de Kim) ---

# Ângulo de Ataque (graus), de -90 a +90

```

```
naca_aoa = np.array([-90.0, -85.0, -80.0, -75.0, -70.0, -65.0, -60.0, -55.0,
-50.0,
-45.0, -40.0, -35.0, -30.0, -25.0, -20.0, -15.0, -10.0, -5.0,
0.0, 5.0, 10.0, 15.0, 20.0, 25.0, 30.0, 35.0, 40.0, 45.0,
50.0, 55.0, 60.0, 65.0, 70.0, 75.0, 80.0,
85.0, 90.0])
```

Coeficiente de Sustentação (CL) correspondente

```
naca_cl = np.array([0.000, -0.096, -0.191, -0.283, -0.372, -0.456, -0.534,
-0.605,
-0.669, -0.723, -0.767, -0.799, -0.817, -0.821, -0.806, -1.300,
-0.900, -0.450, 0.000, 0.450, 0.900, 1.300, 0.806, 0.821,
0.817, 0.799, 0.767, 0.723, 0.669, 0.605, 0.534, 0.456,
0.372, 0.283, 0.191, 0.096, 0.000])
```

Coeficiente de Arrasto (CD) correspondente

```
naca_cd = np.array([1.110, 1.099, 1.068, 1.018, 0.953, 0.875, 0.787, 0.693,
0.596,
0.499, 0.406, 0.320, 0.244, 0.179, 0.128, 0.040, 0.020, 0.012,
0.010, 0.012, 0.020, 0.040, 0.128, 0.179, 0.244, 0.320, 0.406,
0.499, 0.596, 0.693, 0.787, 0.875, 0.953, 1.018, 1.068, 1.099,
1.110])
```

params['xA'], params['zA'] = -0.65, 0.0 # Posição do centro de
pressão das asas. 'xA' negativo significa que está atrás do CG.

Parâmetros das asas para cálculo de sustentação e arrasto - corrigido

params['Sfin'] = 0.015 # área TOTAL das asas [m²]

#Cabo

params['x_c'], params['z_c'] = -0.3, -0.5 # Posição do ponto de reboque

#Força do cabo

params['T_cabo'] = 0 # [N] módulo da força de tração do cabo (ajustável)

```

    params['phi_cabo'] = 0    # [rad] ângulo de reboque inicial (0 = horizontal,
    positivo → cabo vindo de cima)

```

```

    params['x_ship'], params['z_ship'] = 0.0, 0.0

```

```

# ponto de reboque fixo na superfície

```

```

# =====

```

```

# 2. FUNÇÃO DO MODELO DINÂMICO (FORMA MATRICIAL 2D)

```

```

# =====

```

```

def towfish_dynamics_matrix(t, y, p):

```

```

    # --- Desempacotar vetores de estado ---

```

```

    eta = y[0:3] # [x, z, theta]

```

```

    nu = y[3:6] # [u, w, q]

```

```

    x, z, theta = eta

```

```

    u, w, q = nu

```

```

# --- Montagem das Matrizes e Vetores do Modelo de Fossen ---

```

```

# Matriz de Massa e Inércia Total (M) 3x3

```

```

M_inercia = np.diag([p['m'], p['m'], p['Iy']]) #Componente inercial

```

```

    M_massa_adicionada = -np.diag([p['Xu_dot'], p['Zw_dot'], p['Mq_dot']])

```

```

#Componente de massa adicional

```

```

M = M_inercia + M_massa_adicionada #Matriz M completa

```

```

#Matriz de Coriolis (rigid-body and centripetal)

```

```

C_RB = np.array([

```

```

    [0, 0, p['m'] * w],

```

```

    [0, 0, -p['m'] * u],

```

```

    [-(p['m'] * w), (p['m'] * u), 0]

```

```

])

```

```

#Matriz de Coriolis (Hydrodynamic)

```

```

C_A = np.array([
    [0, 0, p['Zw_dot'] * w],
    [0, 0, -p['Xu_dot'] * u],
    [-p['Zw_dot'] * w, p['Xu_dot'] * u, 0]
])

C = C_RB + C_A

# Matriz de Amortecimento (D) 3x3
D_In = - np.diag([p['Xu'], p['Zw'], p['Mq']]) #Linead

D_nln = - np.diag([p['Xuu'] * abs(u), p['Zww'] * abs(w), p['Mqq']
    * abs(q)]) # não linear

D = D_In + D_nln

g = np.array([
    -(p['W'] - p['B']) * np.sin(theta),
    +(p['W'] - p['B']) * np.cos(theta),
    -((p['xG']*p['W'] - p['xB']*p['B'])*np.cos(theta) + (p['zG']*p['W'] -
    p['zB']*p['B'])*np.sin(theta))
])

#FORÇAS EXTERNAS

# Forças e momento dos estabilizadores

# Velocidade vertical local no ponto da asa (considera efeito de pitch)
w_local = w + q * p['xA'] # q*xA é a velocidade extra induzida pela rotação
no ponto da asa

# Ângulo de ataque (rad) no plano 2D
alpha_flow = np.arctan2(w_local, u) # if abs(u) > 0.1 else 0
alpha_fin_deg = np.rad2deg(alpha_flow + delta_cmd)

```

```

cl = np.interp(alpha_fin_deg, naca_aoa, naca_cl)
cd = np.interp(alpha_fin_deg, naca_aoa, naca_cd)

V_fin_sq = u**2 + w_local**2
Lift = 0.5 * p['ro'] * V_fin_sq * p['Sfin'] * cl
Drag = 0.5 * p['ro'] * V_fin_sq * p['Sfin'] * cd

Fx_fin = -Drag * np.cos(alpha_flow) + Lift * np.sin(alpha_flow)
Fz_fin = -Drag * np.sin(alpha_flow) - Lift * np.cos(alpha_flow)
My_fin = - Fz_fin * p['xA'] - Fx_fin * p['zA']

tau_estabilizadores = np.array([Fx_fin, Fz_fin, My_fin])

#Forças de reborque

# Posição do ponto de aplicação do cabo no mundo
x_cabo_world = x + np.cos(theta) * p['x_c'] - np.sin(theta) * p['z_c']
z_cabo_world = z + np.sin(theta) * p['x_c'] + np.cos(theta) * p['z_c']

# Vetor do ponto de reboque (navio) até o ponto do cabo
dx = x_cabo_world - p['x_ship']
dz = z_cabo_world - p['z_ship']
L = np.sqrt(dx**2 + dz**2)

# Direção do cabo (unitário)
ux = dx / L
uz = dz / L

# Força do cabo no mundo (sentido para trás)
Fx_world = -p['T_cabo'] * ux
Fz_world = -p['T_cabo'] * uz

# Transformar para o sistema do corpo do towfish (sem matriz)

```

```

# Fórmulas clássicas: rotação inversa
Fx_body = Fx_world * np.cos(theta) + Fz_world * np.sin(theta)
Fz_body = -Fx_world * np.sin(theta) + Fz_world * np.cos(theta)

# Momento no corpo:  $M = F_z * x_c - F_x * z_c$ 
My = Fz_body * p['x_c'] - Fx_body * p['z_c']

# Resultado: vetor tau do cabo
tau_cabo = np.array([Fx_body, Fz_body, My])

tau = tau_estabilizadores + tau_cabo

#####
#Testes de consistência
#####

if not ACTIVATE_G: g[:] = 0
if not ACTIVATE_D: D[:] = 0
if not ACTIVATE_C: C[:] = 0
if not ACTIVATE_Cabo: tau_cabo[:] = 0
if not ACTIVATE_Estabilizadores: tau_estabilizadores[:] = 0

# controle de impressão
global last_debug_time
try:
    last_debug_time
except NameError:
    last_debug_time = -1.0

if DEBUG_C and (t - last_debug_time >= DEBUG_INTERVAL or t == 0):
    last_debug_time = t

# vetor de velocidades do corpo
nu_vec = np.array([u, w, q])

```

```

# produto C @ nu
Cnu = C @ nu_vec

print("\n===== Diagnóstico da Matriz de Coriolis =====")
print(f"Tempo t = {t:.2f} s")
print("v (u, w, q)^T =")
print(nu_vec)
print("\nMatriz C:")
print(np.array_str(C, precision=3, suppress_small=True))
print("\nC @ v =")
print(np.array_str(Cnu, precision=6, suppress_small=True))
print(f"\nv^T · C · v = {np.dot(nu_vec, Cnu):.3e}")
print("C + C^T (deve ser ~0 se skew-simétrica):")
print(np.array_str(C + C.T, precision=3, suppress_small=True))
print("=====\n")

#Fim do teste de consistência

nu_dot = np.linalg.solve(M, (tau - C @ nu - D @ nu + g))

# Solução da Cinemática para eta_dot
J = np.array([
    [np.cos(theta), np.sin(theta), 0],
    [-np.sin(theta), np.cos(theta), 0],
    [0, 0, 1]
])
eta_dot = J @ nu

#Gráficos das forças e momentos

#Forças e momento hidrostáticos
F_X_g_list.append(g[0])

```

```
F_Z_g_list.append(g[1])
M_g_list.append(g[2])
```

```
#Forças e momento de amortecimento
```

```
F_X_d_list.append((D @ nu)[0])
F_Z_d_list.append((D @ nu)[1])
M_d_list.append((D @ nu)[2])
```

```
#Forças e momento do cabo
```

```
F_X_c_list.append(tau_cabo[0])
F_Z_c_list.append(tau_cabo[1])
M_c_list.append(tau_cabo[2])
```

```
#Forças e momento dos estabilizadores
```

```
F_X_asas_list.append(tau_estabilizadores[0])
F_Z_asas_list.append(tau_estabilizadores[1])
M_asas_list.append(tau_estabilizadores[2])
```

```
#posição, velocidade e aceleração angular theta, q e q_dot
```

```
theta_list.append(theta)
q_list.append(q)
q_dot_list.append(nu_dot[2])
```

```
#velocidades no sistema NED
```

```
x_dot_list.append(eta_dot[0])
z_dot_list.append(eta_dot[1])
theta_dot_list.append(eta_dot[2])
```

```
#Matriz de Coriolis
```

```
F_X_Coriolis_list.append((C @ nu)[0])
F_Z_Coriolis_list.append((C @ nu)[1])
M_Coriolis_list.append((C @ nu)[2])
```

```

t_list.append(t) # tempo atual

return np.concatenate((eta_dot, nu_dot))

# =====
# 3. EXECUÇÃO E PLOTAGEM
# =====

#print("Coeficientes de massa adicionada:")
print(f" Xu_dot = {params['Xu_dot']:.6f}")
print(f" Zw_dot = {params['Zw_dot']:.6f}")
print(f" Mq_dot = {params['Mq_dot']:.6f}")

# Listas para armazenar os dados das forças, momentos e tempo

#Forças e momento de restauração
F_X_g_list = []
F_Z_g_list = []
M_g_list = []

#Forças e momento de amortecimento
F_X_d_list = []
F_Z_d_list = []
M_d_list = []

#Forças e momento dos estabilizadores
F_X_asas_list = []
F_Z_asas_list = []
M_asas_list = []

#Forças e momento do cabo
F_X_c_list = []
F_Z_c_list = []
M_c_list = []

```

#Posição, velocidade e aceleração angular

theta_list = []

q_list = []

q_dot_list = []

#Velocidadeas absolutas

x_dot_list = []

z_dot_list = []

theta_dot_list = []

#Matrizx de Coriolis

F_X_Coriolis_list = []

F_Z_Coriolis_list = []

M_Coriolis_list = []

t_list = []

g2_list = []

nu_dot_list = []

Intervalo de tempo

tstart, tstop, increment = 0, 60, 0.1

t_eval = np.arange(tstart, tstop, increment)

Solução do sistema de EDOs

resultado = solve_ivp(

 fun=towfish_dynamics_matrix,

 t_span=(tstart, tstop),

 y0=v0,

 method="RK45",

 #rtol=1e-8,

 #atol=1e-10,

 t_eval=t_eval,

```

    args=(params,) # Passa o dicionário de parâmetros para a função
)
x, z, theta, u, w, q = resultado.y
time = resultado.t

# Profundidade positiva para baixo

# Plotagem (mesmo código de antes)

# Fecha janelas anteriores (boa prática ao rodar múltiplas simulações)
plt.close('all')

# Plotagem
fig, axs = plt.subplots(2, 2, figsize=(15, 10))
fig.suptitle('Simulação Matricial 2D do Towfish', fontsize=16)

# Trajetória em X vs Profundidade (positiva para baixo)
# axs[0, 0].plot(x, z)
# axs[0, 0].set_title('Trajetória (X vs Profundidade)')
# axs[0, 0].set_xlabel('Posição X (m)')
# axs[0, 0].set_ylabel('Profundidade (m)')
# axs[0, 0].grid(True)
# axs[0, 0].set_aspect('equal', 'box')
# axs[0, 0].axhline(0, color='k', linewidth=0.8, linestyle='--')
# nível da superfície
# axs[0, 0].invert_yaxis() # <<< profundidade positiva para baixo

# avanço vs tempo (positiva para baixo)
axs[0, 0].plot(time, x)
axs[0, 0].set_title('Avanço (x) vs Tempo')
axs[0, 0].set_xlabel('Tempo (s)')
axs[0, 0].set_ylabel('Avanço (m)')
axs[0, 0].grid(True)
axs[0, 0].axhline(0, color='k', linewidth=0.8, linestyle='--') # superfície

```

```

#axs[0, 0].invert_yaxis() # <<< profundidade positiva para baixo
plt.tight_layout(rect=[0, 0.03, 1, 0.95])

# Pitch vs tempo
axs[0, 1].plot(time, np.rad2deg(theta))
axs[0, 1].set_title('Ângulo de Arfagem (Pitch) vs Tempo')
axs[0, 1].set_xlabel('Tempo (s)')
axs[0, 1].set_ylabel('Theta (graus)')
axs[0, 1].grid(True)

# Velocidades vs tempo
axs[1, 0].plot(time, u, label='u (surge)')
axs[1, 0].plot(time, w, label='w (heave)')
axs[1, 0].set_title('Velocidades Lineares vs Tempo')
axs[1, 0].set_xlabel('Tempo (s)')
axs[1, 0].set_ylabel('Velocidade (m/s)')
axs[1, 0].legend()
axs[1, 0].grid(True)

# Profundidade vs tempo (positiva para baixo)
axs[1, 1].plot(time, z)
axs[1, 1].set_title('Profundidade vs Tempo')
axs[1, 1].set_xlabel('Tempo (s)')
axs[1, 1].set_ylabel('Profundidade (m)')
axs[1, 1].grid(True)
axs[1, 1].axhline(0, color='k', linewidth=0.8, linestyle='--') # superfície
axs[1, 1].invert_yaxis() # <<< profundidade positiva para baixo
plt.tight_layout(rect=[0, 0.03, 1, 0.95])

plt.show(block=True)

```