

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA
FONSECA**

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
ENGENHARIA MECÂNICA**

LUCAS CUNHA ANDRADE DOS ANJOS

**PROJETO CONCEITUAL DE UMA BATERIA GRAVITACIONAL
OCEÂNICA PARA UMA CENTRAL DE HIDROGÊNIO OFFSHORE**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

RIO DE JANEIRO

2025

LUCAS CUNHA ANDRADE DOS ANJOS

**PROJETO CONCEITUAL DE UMA BATERIA GRAVITACIONAL
OCEÂNICA PARA UMA CENTRAL DE HIDROGÊNIO OFFSHORE**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como requisito parcial à
obtenção, do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica, do
Departamento de Engenharia
Mecânica, do Centro Federal de
Educação Tecnológica Celso Suckow
da Fonseca.

Orientadores: Prof. Dr. Alexandre Alves
Santiago e Prof. Dr. Hélio Vargas
Chaves de Souza.

RIO DE JANEIRO

2025

A599 Anjos, Lucas Cunha Andrade dos
Projeto conceitual de uma bateria gravitacional oceânica para
uma central de hidrogênio offshore / Lucas Cunha Andrade dos
Anjos. — 2025.

96f. + apêndice : il.(algumas color). ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2025.

Bibliografia : f. 93-96

Orientador: Alexandre Alves Santiago

Coorientador: Hélio Vargas Chaves de Souza

1. Engenharia mecânica. 2. Energia - Conservação. 3.
Hidrogênio. 4. Sustentabilidade. I. Santiago, Alexandre Alves.
(Orient.). II. Hélio Vargas Chaves de Souza. (Coorient.). III. Título.

CDD 621

Dedico este trabalho a minha família,
por todo apoio ao longo dessa jornada.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus pela permissão de chegar ao final dessa trajetória.

Um agradecimento especial a minha mãe, Janecleide Gonçalves da Cunha, por ter me apoiado ao longo da graduação, sempre me incentivando a seguir em frente mesmo nos momentos mais difíceis e pelo esforço hercúleo para garantir que eu pudesse ir adiante com meus sonhos.

Agradeço ao meu irmão, Eduardo Cunha Andrade dos Anjos, por todos os momentos de descontração e fins de semana de RPG que aliviaram o peso dessa jornada.

Agradeço à minha dinda, Rosineide Saraiva de Melo e ao meu tio, Marcelo Alves de Lima, que sempre buscaram me mostrar o melhor lado da vida.

Agradeço à minha namorada, Beatrice Souza Bitencourt, por seu companheirismo ímpar ao longo desta jornada.

Agradeço aos professores Alexandre Alves Santiago, Alexandre Hastenreiter Assumpção e Hélio Vargas Chaves de Souza por todos os ensinamentos e disposição em me ajudar ao longo desta jornada.

Agradeço à e-Wolf CEFET/RJ por ter me proporcionado momentos inesquecíveis, pelos anos de aprendizagem dentro da extensão, pelos amigos que fiz, pela companhia que conheci e as conquistas que nunca imaginei alcançar.

Agradeço pelos amigos que fiz ao longo da graduação, em especial à Christian Halison Rocha do Carmo, pois eles fizeram a minha experiência dentro da universidade ser incrível.

Agradeço ao CEFET/RJ pela formação e pelas oportunidades de aprendizado.

Agradeço também aos engenheiros Armando Gonçalves Leite, André Gustavo da Silva Azevedo, Marcelo Jaques Martins e José Carlos Prober Faria por terem me ensinado não apenas sobre questões relacionadas ao trabalho em si, mas também à ética e profissionalismo.

A simplicidade é o último grau de sofisticação.

(Da Vinci, Leonardo, 1518)

RESUMO

DOS ANJOS, Lucas Cunha Andrade. **Projeto Conceitual de uma Bateria Gravitacional Oceânica para uma Central de Hidrogênio Offshore**. 2025. 60 folhas. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2025.

O seguinte trabalho visa apresentar um projeto conceitual de bateria gravitacional offshore para uma plataforma semissubmersível focada na geração de hidrogênio verde a partir da eletrólise da água marinha por meio de um gerador eólico. A bateria tem como propósito armazenar o excedente de produção de energia da unidade eólica e servir como bateria de emergência da unidade, suprimindo a carga de hotelaria e de manutenção do sistema de armazenamento de hidrogênio. O projeto inclui o dimensionamento da massa a ser erguida, do sistema de elevação (cabos de aço, tambor, eixos e motorreductor), além da análise da estabilidade do conjunto massa-plataforma.

Palavras-chave: Bateria gravitacional. Energia. H2 verde. Sustentabilidade. Offshore.

ABSTRACT

DOS ANJOS, Lucas Cunha Andrade. **Conceptual Design of an Ocean-Based Gravitational Battery for an Offshore Hydrogen Production Plant**. 2025. 60 pages. Final Course Work – Federal Center of Technological Education - Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2025.

This work presents the conceptual design of an offshore gravitational battery integrated into a semisubmersible platform dedicated to green hydrogen production via seawater electrolysis powered by a wind turbine. The proposed battery is intended to store surplus energy generated by the wind unit and to operate as an emergency power system, supplying the hotel load and the maintenance power required by the hydrogen storage system. The project comprises the sizing of the lifted mass, the design of the lifting mechanism (including steel cables, drum, shafts, and gearmotor), and the stability assessment of the mass–platform assembly.

Keywords: Gravitational Battery. Energy. Green H₂. Sustainability. Offshore.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Projeto de central de produção de H ₂ . Fonte: (ZHANG, et al; 2024)	19
Figura 2 - A) Variação do Custo de H ₂ em Euro; B) Variação do custo da Eletricidade para suprir o eletrolisador. Fonte: (SINGLITICO, et al; 2021)	20
Figura 3 - Rotas para produção e transporte a longas distâncias de hidrogênio de baixo carbono com as respectivas demandas energéticas. Fonte: Adaptado de IRENA (2022) com informações de Cebolla et al. (2022) e ANI, (2022)	21
Figura 4 - Custo por kilograma de hidrogênio de acordo com a distância para diversas tecnologias. Fonte: CNI (2023) apud Cebolla et al. (2022)	21
Figura 5 - Entrada de fertilizantes importados nos portos brasileiros em 2018. Fonte CNI (2023) apud GlobalFert (2019)	22
Figura 6 - Mapa do potencial econômico da produção de hidrogênio com eólica offshore no Brasil através do LCOH. Fonte: Azevedo et al. (2022)	23
Figura 7 - Potência e diâmetro de rotor de parques eólicos offshore existentes e planejados. Fonte: CNI (2023) apud Bošnjaković et al (2022)	24
Figura 8 - Profundidades e distâncias à costa de projetos eólicos offshore ao redor do mundo. Fonte: MUSIAL, et al (2023)	24
Figura 9 - Capacidade Instalada offshore Global em 2021. Fonte: CNI (2023)	25
Figura 10 - Estimativa de Crescimento da capacidade instalada offshore em MW. Fonte: CNI (2023)	25
Figura 11 - Potencial Eólico offshore Brasileiro. Fonte: CNI (2023)	26
Figura 12 - Pontos Disponíveis para análise do recurso eólico Offshore. Fonte: EPE, (2023)	26
Figura 13 - Capacidade instalada eólica offshore por tipo de fixação. Fonte: MUSIAL, et al (2023)	27
Figura 14 - Projeção da Capacidade instalada eólica offshore por tipo de fixação. Fonte: MUSIAL, et al (2023)	28
Figura 15 - da esquerda para a direita: monoestaca, jaqueta, jaqueta torcida, plataforma semissubmersível, plataforma flutuante taut-leg e mastro-boia. Fonte: CNI, (2023)	28
Figura 16 - Detalhamento de CAPEX de uma turbina eólica offshore de base fixa. Fonte: CNI, (2023)	29
Figura 17 - Esquemático de uma plataforma semissubmersível, (a): vista lateral, (b): vista superior. Fonte: CAO, et al (2023)	31
Figura 18 - Sistema de Amarração por Catenária. Fonte: LACERDA, T. 2005.	32
Figura 19 - Sistema de Amarração Taut-Leg. Fonte: LUIZ, et al. 2017.	33
Figura 20 - Proposta da Energy Vault para armazenamento gravitacional. Fonte: FYKE, (2019)	36
Figura 21 – Desenho esquemático de um sistema de bateria gravitacional subterrâneo. Fonte: HUNT, et al (2023)	36
Figura 22 - Comparativo entre diferentes soluções de armazenamento de energia. Verde é mais eficiente, vermelho o pior caso e amarelo resultados mediados. Fonte: FYKE, (2019)	37

Figura 23 - Design Básico da Central. Fonte: Autoria Própria.	38
Figura 24 – Plataforma da Bateria com os principais componentes. Fonte: Autoria Própria.	39
Figura 25 - Processo de síntese da amônia. Fonte: adaptado de (AVERILL, B. A., et al, 2012).	40
Figura 26 - Processo de Separação do N ₂ do ar. Fonte: UBE Corporation.	41
Figura 27 - Geradores da P-33. Fonte: Petrobras, 2022.	44
Figura 28 - Mapa do fator de capacidade na área de potencial técnico e os empreendimentos de eólica offshore com pedido de licenciamento no Ibama no estado do Espírito Santo. Fonte: CNI (2023).	45
Figura 29 - Mapa do fator de capacidade na área de potencial técnico e os empreendimentos de eólica offshore com pedido de licenciamento no Ibama no estado do Rio de Janeiro. Fonte: CNI (2023).	46
Figura 30 - Carta Batimétrica da Bacia de Campos. Fonte: DATUM SRGAS2000	47
Figura 31 - Cálculos da Massa da Bateria. Fonte: Autoria Própria.	49
Figura 32 - Cálculo da Altura do Cilindro. Fonte: Autoria Própria	50
Figura 33 - Passo-a-passo para definir o grupo do mecanismo. Fonte: PINHEIRO, G. 2023.	51
Figura 34 - Diâmetro Mínimo dos cabos. Fonte: Autoria Própria.	54
Figura 35 - Cabos de aço para aplicações offshore da IPH. Fonte: (IPH, 2016).	54
Figura 36 - Diâmetro mínimo dos cabos considerando peso próprio. Fonte: Autoria Própria.	55
Figura 37 - Representação do cabo. Fonte: IPH, 2016.	55
Figura 38 - Diferença de peso dos cabos a depender da profundidade. Fonte: Autoria Própria.	56
Figura 39 - Nova Autonomia Caso Totalmente Recolhido. Fonte: Autoria Própria.	57
Figura 40 - Nova Autonomia Caso Totalmente Estendido. Fonte: Autoria Própria.	57
Figura 41 - Representação das roldanas. Fonte: Autoria Própria.	59
Figura 42 - Passos do tambor. Fonte: Adaptado de NBR 11375.	60
Figura 43 - Vista Superior Eixos e Tambores. Fonte: Autoria Própria.	62
Figura 44 - Representação do Eixo. Fonte: Autoria Própria.	62
Figura 45 - Transmissão Angular HBRA IMETEX. Fonte: IMETEX.	66
Figura 46 - Vista Lateral Transmissão do Torque. Fonte: Autoria Própria.	66
Figura 47 - Motor-Gerador WEG. Fonte: WEG.	69
Figura 48 - Exemplo de conexão de um gerador duplamente alimentado. Fonte: (PINTO, M. O. 2014).	70
Figura 49 - Redutor Planetário WEG. Fonte: WEG.	71
Figura 50 - Forças atuantes em um freio de sapata. Fonte: (BUDYNAS, 2011).	72

Figura 51 - Exemplo de Freio de Sapata. Fonte: (RUDENKO, 1976).	73
Figura 52 - Representação do Freio Vulkan. Fonte: Acionamentos Spitti Ltda. 73	
Figura 53 - Vista Frontal da Plataforma. Fonte: Autoria Própria.	75
Figura 54 - Vista Lateral da Plataforma. Fonte: Autoria Própria.	75
Figura 55 - Volume Deslocado. Fonte: Autoria Própria.	76
Figura 56 - Cálculo da Massa da plataforma. Fonte: Autoria Própria.	80
Figura 57 - Representação das Uniões da Bateria aos cabos do tambor. Fonte: Autoria Própria.	86
Figura 58 - Catálogo de olhais RUD. Fonte: RUD.	88
Figura 59 - Spreader Bar de 70 toneladas Modulift. Fonte: Modulift.	89
Figura 60 - Manilha Standard RUD. Fonte: RUD.	90
Figura 61 - Primeira Parte Código Octave Pêndulo. Fonte: GROK AI.	105
Figura 62 - Segunda Parte Código Octave. Fonte: GROK AI.	106

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparação entre Catenária e <i>Taut-Leg</i>	33
Tabela 2 - Requisitos de Energia e Potência diários.	43
Tabela 3 - Classe de Funcionamento.	51
Tabela 4 - Estado de Solicitação do Mecanismo.	52
Tabela 5 - Grupos de Mecanismos.....	52
Tabela 6 - Valores Mínimos de Q.	53
Tabela 7 - Valores de H1.	58
Tabela 8 - Valores de H2.	59
Tabela 9 - Dimensionamento do Eixo do Tambor.	64
Tabela 10 - Dimensionamento do Eixo Vertical e do Redutor.....	64
Tabela 11 - Dimensionamento do Eixo do Gerador.	65
Tabela 12 - Tabela de acoplamentos.	67
Tabela 13 - Dimensionamento da chaveta do eixo dos tambores.	68
Tabela 14 - Dimensionamento das chavetas dos eixos do redutor e vertical. ..	68
Tabela 15 - Dimensionamento da chaveta do gerador.	69
Tabela 16 - Dimensões Finais da Plataforma.....	74
Tabela 17 - Centro de Gravidade Plataforma Vazia.	77
Tabela 18 - Centro de Gravidade Plataforma Carregada.	77
Tabela 19 - Estimativas de Massa para alguns dos componentes principais. ...	78
Tabela 20 - Cálculo do Centro de Carena da Plataforma.	78
Tabela 21 – Cálculo do Raio Metacêntrico da Plataforma.....	79
Tabela 22 - Critério de Flutuabilidade da Plataforma.....	80
Tabela 23 – Critério de Estabilidade da Plataforma (com cargas).....	80
Tabela 24 – Critério de Estabilidade da Plataforma (sem cargas).....	81
Tabela 25 - Períodos de oscilação do pêndulo.....	82
Tabela 26 - Valores Consolidados Tempestade Centenária.	85

LISTA DE SIGLAS

AEC - Célula de eletrólise alcalina

AEM - Troca avançada de ânion

CNI - Confederação Nacional da Indústria

EPE – Empresa de Pesquisa Energética

kg - Kilograma

kW - Kilowatt

MW - Megawatt

TWh – Terawatt-hora

IRENA – *International Renewable Energy Agency*

SOEC - Célula de eletrólise de óxido sólido

PEM - Membrana de eletrólito polimérico

H₂ – Gás Hidrogênio

$\rho_{\text{Água Salgada}}$ Densidade da água salgada

E Empuxo

P_{H_2} Peso da unidade de H₂

P_{MR} Peso motorreductor

P_{PT} Peso Plataforma

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	16
1.1. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	16
1.2. MOTIVAÇÃO PARA O PROJETO	17
1.3. MISSÃO	18
1.4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
1.4.1. Hidrogênio Verde	18
1.4.2. Geração Eólica	23
1.4.3. Plataformas Semissubmersíveis	30
1.4.4. Sistema de Armazenamento Gravitacional	34
2. REQUISITOS DO SISTEMA	38
2.1. REQUISITOS DE PROJETO	39
2.1.1. Requisitos de potência	39
2.1.1.1. Potência para geração e armazenamento da amônia	39
2.1.1.2. Potência para sistema de hotelaria da plataforma	43
2.1.2. Localização da Plataforma	45
3. DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES	47
3.1 DIMENSIONAMENTO DA MASSA DO CONJUNTO	48
3.2 DIMENSIONAMENTO DOS CABOS	50
3.3. DIMENSIONAMENTO DOS TAMBORES	58
3.4. DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS	61
3.4.1. Eixos dos Tambores	62
3.4.2. Eixo Vertical e Eixo do Redutor	64
3.4.3. Eixo do Gerador	65
3.4.4. Transmissões Angulares	65
3.4.5. Acoplamentos e Chavetas	67
3.5. DIMENSIONAMENTO DO MOTOR-GERADOR	69
3.6. DIMENSIONAMENTO DO REDUTOR	70
3.7. DIMENSIONAMENTO DOS FREIOS	71
3.8. DIMENSIONAMENTO DA PLATAFORMA	74
3.8.1. Cálculo do Volume Deslocado	76
3.8.2. Cálculo do Centro de Gravidade (M)	76
3.8.3. Cálculo do Centro de Carena (B)	78

3.8.4. Cálculo do Raio Metacêntrico	79
3.8.5. Cálculo da Estabilidade Estática	79
3.8.6. Cálculo do Efeito Pêndulo da Massa.....	81
3.8.7. Tempestade Centenária	82
3.9. DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES AUXILIARES.....	86
3.9.1. Olhais	87
3.9.2. <i>Spreader Bar</i>	88
3.9.3. Manilhas.....	89
3.9.4. Cabos de Ligação	90
4. CONCLUSÃO E PROPOSTAS DE PROJETOS FUTUROS	91
4.1. CONCLUSÃO	91
4.2. CONTRIBUIÇÕES DA PRESENTE MONOGRAFIA.....	91
4.3. PROPOSTAS DE PROJETOS FUTUROS	91
5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	93
APÊNDICE A – Cálculos Detalhados.....	97
6.1. CÁLCULOS DA PLATAFORMA	98
APÊNDICE B – Desenhos	107

Capítulo 1

1. INTRODUÇÃO

O setor energético global encontra-se em um momento de transição, impulsionado pela necessidade de mitigar as mudanças climáticas e reduzir a dependência de utilização de fontes fósseis. Nesse contexto, as tecnologias de geração de energia renovável offshore, particularmente a eólica, assumem um papel estratégico devido ao seu elevado potencial de geração e menor impacto sobre áreas habitadas. Entretanto, a variabilidade e a intermitência inerentes a essas fontes impõem desafios significativos à operação contínua de sistemas que demandam fornecimento energético estável, como é o caso da produção de hidrogênio verde via eletrólise da água.

Pensando nesse cenário de instabilidade, este trabalho visa ao desenvolvimento do projeto conceitual de uma bateria gravitacional oceânica integrada a uma central *offshore* para produção de hidrogênio alimentada por turbinas eólicas. O projeto visa a garantir o suprimento de energia para o sistema de armazenamento de hidrogênio da unidade (baseado em amônia) e do sistema de hotelaria da plataforma em caso de inatividade do sistema de geração eólica na ausência de vento ou em caso de falha no fornecimento de eletricidade por parte do parque eólico.

1.1. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Tendo em vista a complexidade do projeto, o presente trabalho foi dividido em 5 capítulos. No capítulo 1 faz-se a introdução do tema e da proposta do projeto, apresentando as motivações para elaboração do trabalho, o objetivo esperado a ser alcançado (missão) e a definição do estado da arte das tecnologias.

No capítulo 2 aborda-se a descrição do sistema proposto, elencando as características adotadas para a central de hidrogênio, a localização da plataforma semissubmersível, o modelo de fazenda eólica e o sistema de bateria gravitacional, especificando-se os principais delimitadores do projeto para o dimensionamento da bateria gravitacional.

No capítulo 3 aborda-se o dimensionamento do projeto, com a apresentação dos cálculos e da teoria que nortearam as escolhas de projeto, detalhados no Apêndice A e ilustrados pelos respectivos desenhos dos elementos dimensionados no Apêndice B.

No capítulo 4 aborda-se a conclusão do trabalho e os próximos passos, visando a sintetizar os pontos tratados e são dadas sugestões para possíveis melhorias e aprofundamentos em estudos futuros.

No capítulo 5 apresenta-se as referências bibliográficas utilizadas para a elaboração deste trabalho.

1.2. MOTIVAÇÃO PARA O PROJETO

A principal motivação deste projeto está ancorada na crescente demanda por sistemas de armazenamento de energia que sejam não apenas tecnicamente viáveis, mas ambientalmente sustentáveis e economicamente competitivos. A forma mais usual para armazenamento em grande escala nesse tipo de sistema é a utilização de grandes conjuntos de baterias de lítio. Entretanto, o elemento químico lítio possui sérios problemas quanto à sustentabilidade de sua extração, como também na capacidade de armazenamento ao longo dos anos de operação.

Nesse contexto, as baterias gravitacionais oceânicas representam uma solução promissora ao permitir o armazenamento de excedentes energéticos sem a dependência de materiais críticos ou poluentes, uma vez que a massa em questão pode ser construída com resíduos de construção ou materiais descartados. A utilização do ambiente marinho para essa finalidade apresenta algumas vantagens, tais como: a) a possibilidade de instalação em proximidade com as unidades geradoras *offshore*; b) a minimização dos impactos ambientais e visuais sobre áreas costeiras e continentais quando da instalação longe da costa. Apesar disso, também apresenta desafios como a corrosão acelerada pela água salgada, instabilidades no clima, desafios regulatórios e questões relacionadas a complexidade de engenharia em manter um sistema deste porte em operação por longos períodos de tempo.

1.3. MISSÃO

A missão deste projeto consiste no desenvolvimento de um sistema integrado de armazenamento de energia baseado no conceito de bateria gravitacional oceânica acoplada a uma plataforma semissubmersível. Essa bateria servirá de fonte de energia auxiliar para uma central *offshore* de produção de hidrogênio verde. A bateria gravitacional baseia-se nos trabalhos de CHEN (CHEN, et al. 2024) que propôs uma alternativa usando jaquetas e nos trabalhos de ZHANG (ZHANG, et al, 2024) que propôs a central de hidrogênio.

A bateria deverá ser capaz de operar de forma eficiente, confiável e segura, armazenando o excedente de energia gerado por uma fazenda eólica *offshore* e disponibilizando essa energia nos momentos de baixa geração, provendo energia para alimentar os sistemas de hotelaria da plataforma e armazenamento do hidrogênio produzido pela central.

1.4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste subtópico apresenta-se o estado da arte dos principais tópicos abordados neste trabalho.

1.4.1. Hidrogênio Verde

Hidrogênio verde é o nome dado ao H₂ gerado geralmente a partir da eletrólise da água pela utilização de fontes de energia renováveis, como a solar ou eólica. A revisão bibliográfica feita busca mostrar os principais tipos de eletrolisadores utilizados, bem como apresentar um panorama geral da geração de hidrogênio de fontes renováveis *offshore* no Brasil e no mundo.

Os eletrolisadores para geração de H₂ podem ser de 4 tipos: a) Célula de eletrólise alcalina (AEC); b) Membrana de eletrólito polimérico (PEM); c) Troca avançada de ânion (AEM), e d) Célula de eletrólise de óxido sólido (SOEC). Segundo ZHANG (ZHANG, et al; 2024) os do tipo AEC são os que melhor apresentam maturidade tecnológica, com alta produção de H₂ e baixos custos; já os do tipo PEM estão em um estado mais inicial de penetração no mercado, e, finalmente, os dos tipos AEM e SOEC estão em estágios mais iniciais de desenvolvimento.

Avançando, ZHANG (ZHANG, et al, 2024) também realizaram estudos comparativos para o projeto conceitual de uma plataforma de geração de hidrogênio *offshore*. O estudo é voltado para o aproveitamento de uma central de geração eólica no Reino Unido com 100 MW de potência, podendo gerar de forma modular até 21.240 kg de H₂ por dia, com eletrolisadores de 2,3 MW, possuindo peso estimado de 5056,53 kg/MW de potência e ocupando uma área de 14,12 m² cada um. Esse estudo conceitual de central de hidrogênio foi a base para definir a potência necessária a ser entregue pela bateria, em uma plataforma auxiliar. A Figura 1 mostra o esquemático da central.

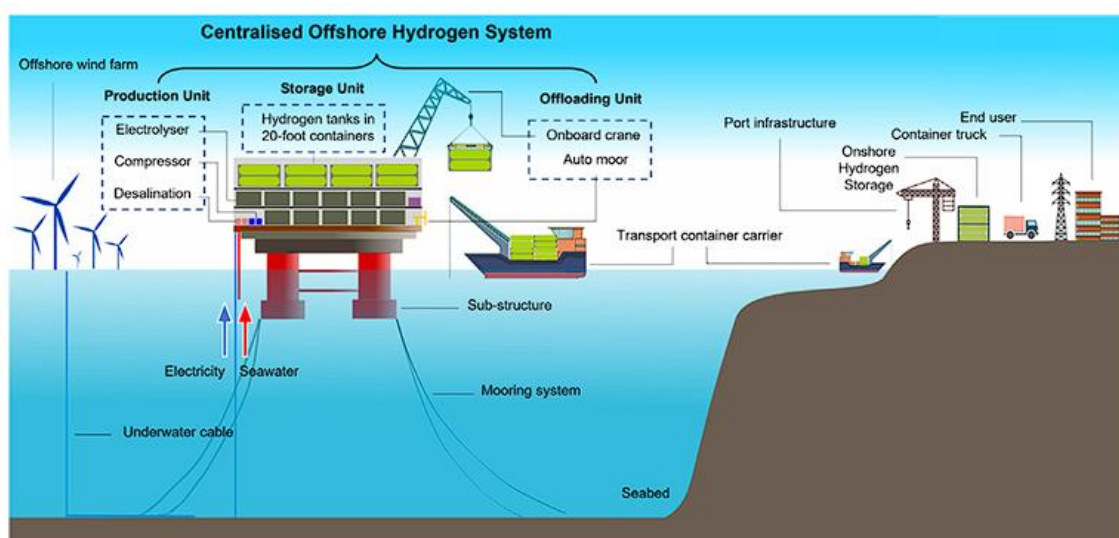


Figura 1 - Projeto de central de produção de H₂. Fonte: (ZHANG, et al; 2024)

Graças aos estudos de ZHANG (ZHANG, et al, 2024), é possível determinar que existe viabilidade técnica para implementação de sistemas de geração de H₂ em ambiente *offshore*, com as limitações e custos principais sendo direcionadas à questão de altos investimentos de capital, manutenção dos sistemas da plataforma e perdas de transporte, conforme estudado por ONI (ONI, et al; 2025). A estimativa feita por esses pesquisadores coloca o custo médio de produção de H₂ variando de 4 a 6 dólares por kg para sistemas *offshore* e 2 a 3 dólares por kg para sistemas *onshore*, com possibilidades de redução de custo no longo prazo.

Associado a isso, SINGLITICO (SINGLITICO, et al, 2021) analisaram os custos associados ao posicionamento do sistema de eletrólise da água para geração de H₂, mostrando que o cenário *offshore* apresenta os menores custos para a geração de hidrogênio, para o caso da União Europeia, quando

comparada a instalação de eletrolisador *onshore* ou internamente à turbina eólica utilizada para geração elétrica, conforme apresentado na Figura 2. Pode-se observar também que os custos por Euro encontrados são próximos aos estudados por ONI (ONI, et al; 2025).

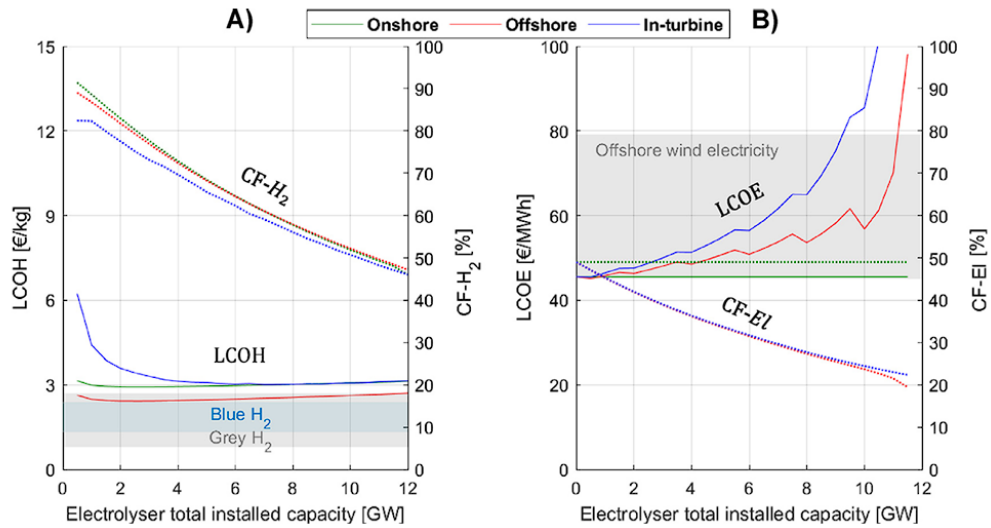


Figura 2 - A) Variação do Custo de H₂ em Euro; B) Variação do custo da Eletricidade para suprir o eletrolisador. Fonte: (SINGLITICO, et al; 2021)

No Brasil, a Confederação Nacional da Indústria (CNI) analisou recentemente o mercado brasileiro para a geração de H₂ em meio *offshore* (CNI, 2023), tendo apresentado os resultados de um estudo sobre a densidade de energia para cada uma das rotas de armazenamento, conforme apresentado na Figura 3. Pode-se observar que para a rota de síntese de amônia ou metanol, são apresentados os maiores valores de energia acumulada para transporte.

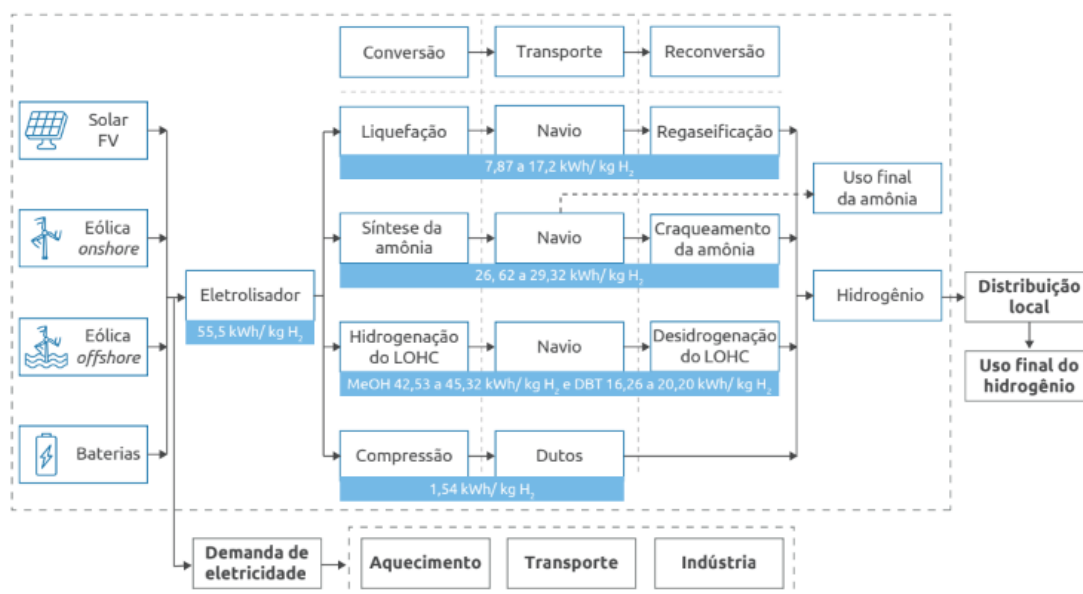


Figura 3 - Rotas para produção e transporte a longas distâncias de hidrogênio de baixo carbono com as respectivas demandas energéticas. Fonte: Adaptado de IRENA (2022) com informações de Cebolla et al. (2022) e ANI, (2022).

Em complemento, a CNI apresentou também um estudo comparativo dos custos de transporte para diferentes tecnologias com base na distância a ser transportada, conforme apresentado na Figura 4. Pode-se observar que para distâncias maiores que 10km, o custo para a compressão ou para a liquefação do hidrogênio se torna muito mais significativo do que os custos com metanol ou amônia por exemplo.

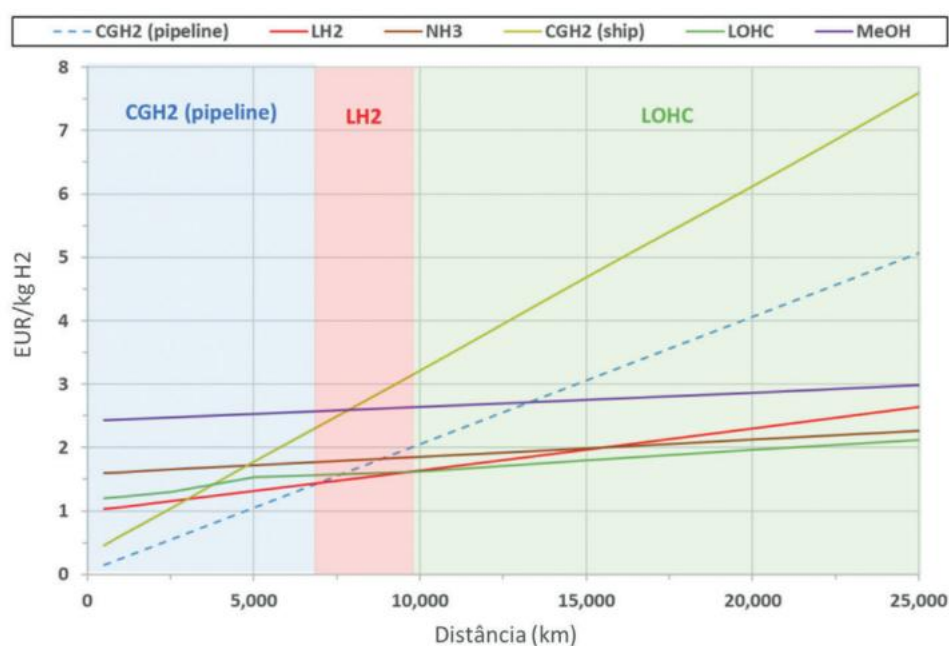


Figura 4 - Custo por quilograma de hidrogênio de acordo com a distância para diversas tecnologias. Fonte: CNI (2023) apud Cebolla et al. (2022).

Desses estudos, resulta que a amônia pode ser uma excelente oportunidade não só para o transporte de hidrogênio, mas também como produto em si. A amônia é base fundamental para a fabricação de diversos fertilizantes, essenciais para o agronegócio brasileiro, além de já ter um setor de transporte bem estabelecido e forte dependência de importações. Logo, o transporte de hidrogênio por amônia proporciona a possibilidade de aumento do valor agregado para a cadeia produtiva a ser construída e desenvolvida. Na Figura 5, a CNI mostra os principais portos brasileiros para a entrada de amônia no país.

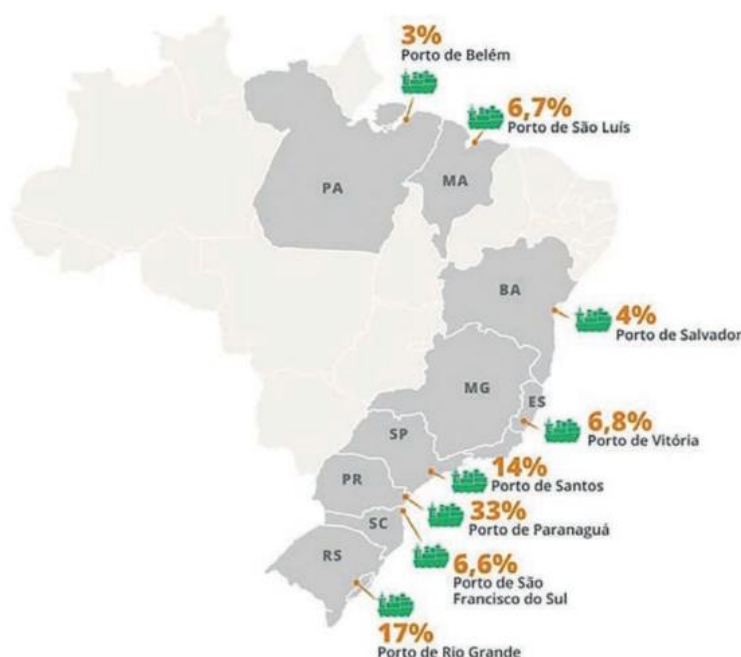


Figura 5 - Entrada de fertilizantes importados nos portos brasileiros em 2018. Fonte CNI (2023) apud GlobalFert (2019).

Por fim, AZEVEDO (AZEVEDO et al; 2022) fizeram uma análise do custo para produção de hidrogênio a base de geração eólica *offshore* no Brasil, com os resultados sendo apresentados na Figura 6. Pode-se verificar que as regiões de menor custo de geração são no Norte do Ceará, na região de divisa do Rio de Janeiro e do Espírito Santo e na lagoa dos patos no Rio Grande do Sul.

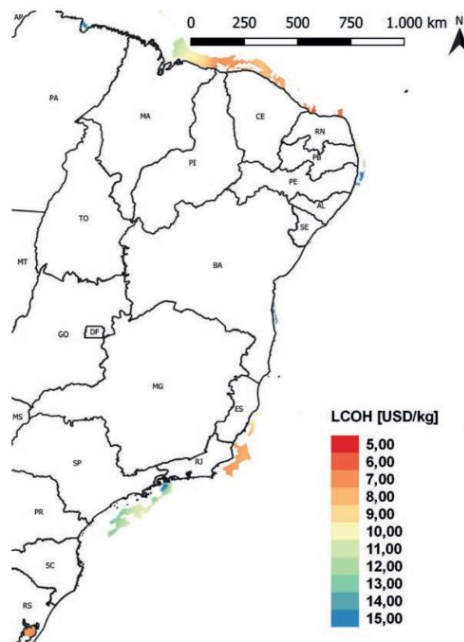


Figura 6 - Mapa do potencial econômico da produção de hidrogênio com eólica offshore no Brasil através do LCOH. Fonte: Azevedo et al. (2022).

1.4.2. Geração Eólica

Turbinas eólicas são máquinas capazes de transformar a força dos ventos em energia elétrica. Esta revisão bibliográfica busca apresentar um panorama geral do estado da arte da tecnologia de turbinas eólicas, com enfoque no setor *offshore*, buscando apresentar o panorama para o Brasil e para o mundo desse tipo de tecnologia.

As turbinas eólicas *offshore* têm evoluído rapidamente, com aumento significativo na potência e eficiência. No período de 2025 a 2030, turbinas comerciais são esperadas atingir capacidades de 15 a 20 MW, com rotores com diâmetros superiores à 230 metros de diâmetro (CNI, 2023), conforme mostrado na Figura 7. Modelos como a Haliade-X da GE (13 MW) e a SG 14-222 DD da Siemens Gamesa (15 MW) são amplamente utilizados, enquanto protótipos de 20 MW estão em teste na China.

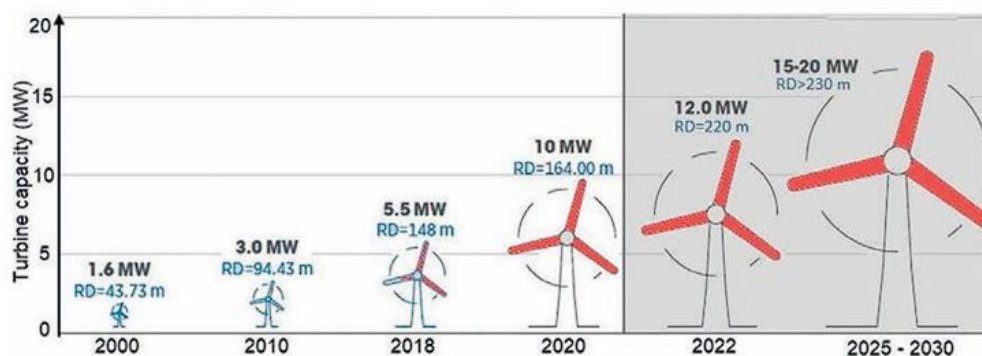


Figura 7 - Potência e diâmetro de rotor de parques eólicos offshore existentes e planejados. Fonte: CNI (2023) apud Bošnjaković et al (2022).

Além da evolução de tamanho e potência são esperados também projetos que se utilizem profundidades e distâncias até a costa cada vez maiores, conforme reportado pelo *Department of Energy* (DOE) dos Estados Unidos em seu relatório anual sobre a situação do mercado de eólica *offshore* de 2023 e ilustrado na Figura 8, que engloba projetos em estágio avançado, que já estão chegando a profundidades de 120 metros e a 100 km de distância até a costa.

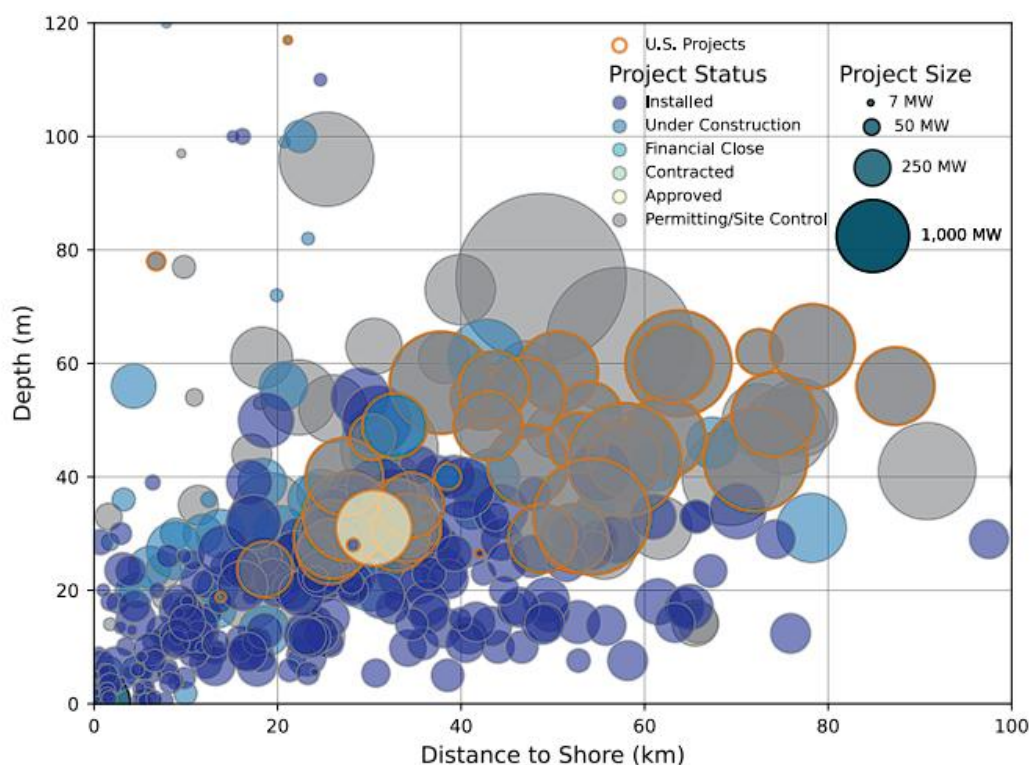


Figura 8 - Profundidades e distâncias à costa de projetos eólicos offshore ao redor do mundo. Fonte: MUSIAL, et al (2023).

Essa evolução constante é possível graças à adoção de tecnologias avançadas de manufatura das pás das turbinas e melhorias no processo de

otimização dos modelos aerodinâmicos das pás, bem como às melhorias no transporte das peças até o campo e padronização da fabricação de fundações (CNI, 2023). Todos esses avanços permitiram a capacidade instalada *offshore* global atingir 55,9 GW em 2021, com a expectativa dela atingir no mínimo 260 GW até 2031. A Figura 9 mostra a distribuição de potência ao redor do mundo e a Figura 10 a projeção de crescimento do setor até 2031.

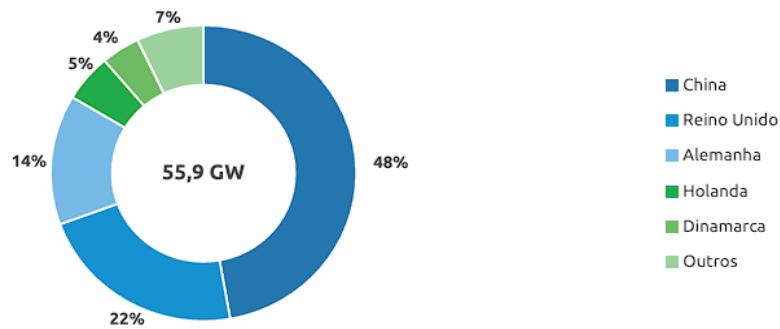


Figura 9 - Capacidade Instalada *offshore* Global em 2021. Fonte: CNI (2023).

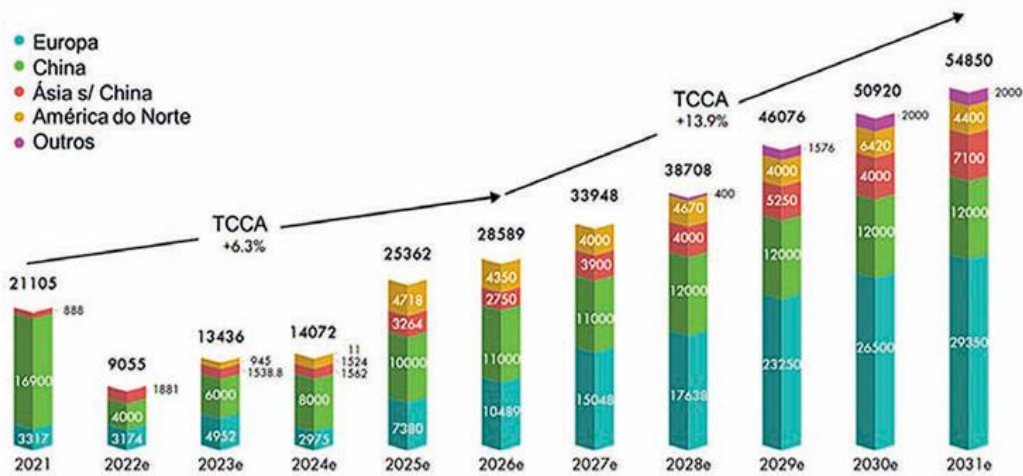


Figura 10 - Estimativa de Crescimento da capacidade instalada *offshore* em MW. Fonte: CNI (2023).

No Brasil, o potencial técnico de geração está estimado em 2056 GW (CNI, 2023) e em 700 GW para profundidades de até 50 metros, com destaque para regiões no norte do Ceará, no Rio Grande do Sul e na divisa do Rio de Janeiro com o Espírito Santo (EPE, 2023). A Figura 11 mostra um resumo do potencial eólico *offshore* brasileiro, enquanto a Figura 12 traz a estimativa da Empresa de Pesquisa Energética (EPE) para os lugares com melhores condições de vento em profundidades inferiores à 50 metros.

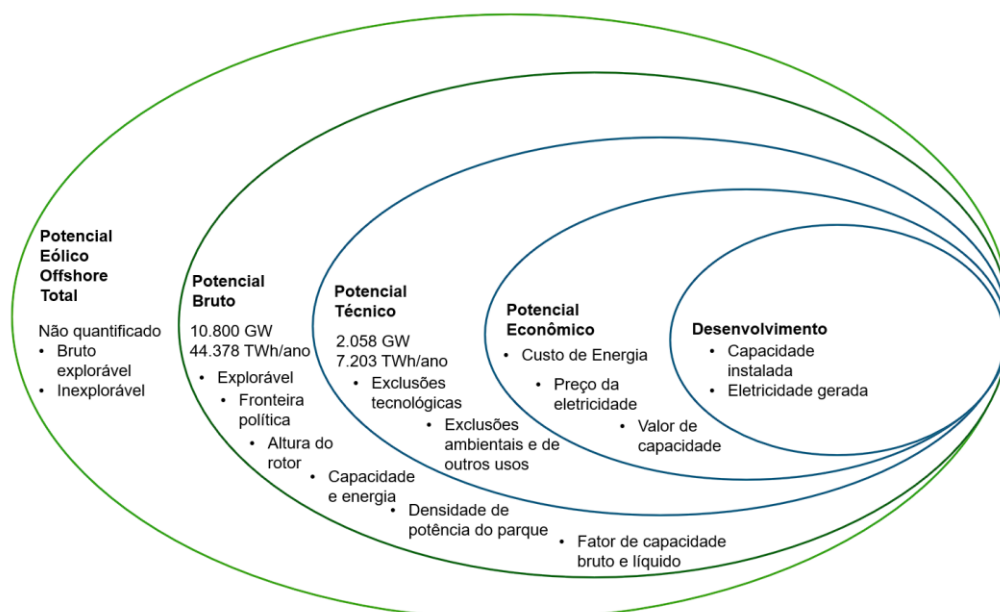


Figura 11 - Potencial Eólico offshore Brasileiro. Fonte: CNI (2023).

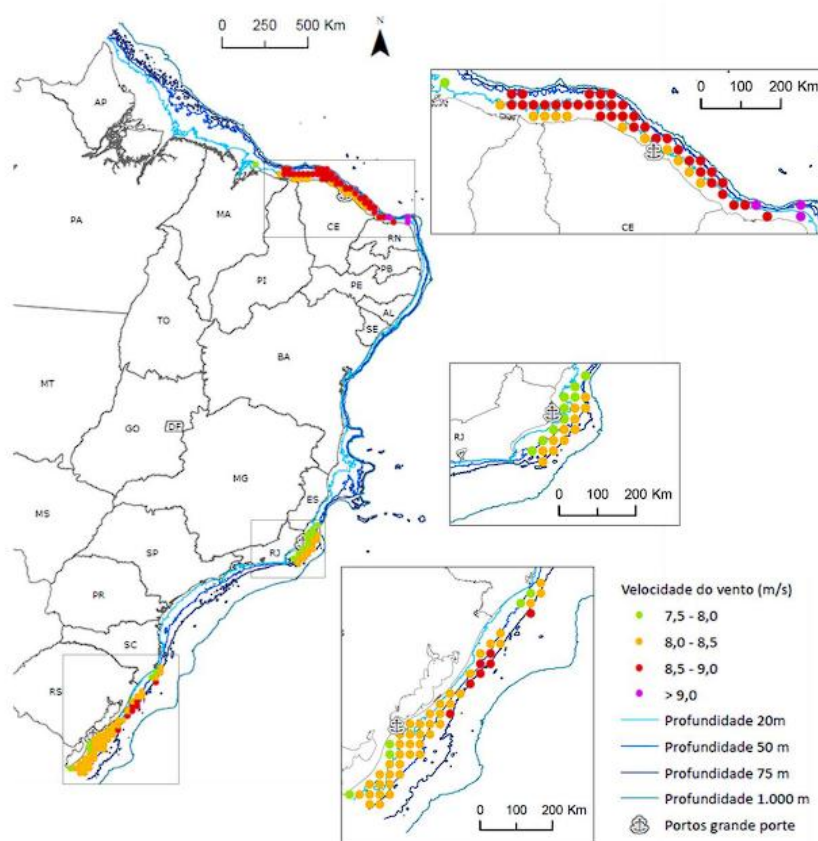


Figura 12 - Pontos Disponíveis para análise do recurso eólico Offshore. Fonte: EPE, (2023).

Essa diferenciação feita para o potencial até 50 metros de profundidade é relativa ao nível de maturidade tecnológica das fundações utilizadas. A CNI (CNI,

2023) elenca que os três principais tipos de fundação são: a) monoestaca, que consiste em um tubo de material metálico encravado de 20 a 30 metros abaixo do solo marinho; b) jaqueta e, c) flutuante. O tipo monoestaca é o mais utilizado, que já conta com mais de 60% da capacidade instalada de eólica *offshore* (MUSIAL, et al; 2023), conforme mostrado na Figura 13. Em adição, quando é considerada a projeção da capacidade instalada, conforme mostrado na Figura 14, pode-se observar um expressivo aumento da utilização de fixações flutuantes, ao passo que a Figura 15 mostra a representação de alguns tipos de fixação de unidades eólicas.

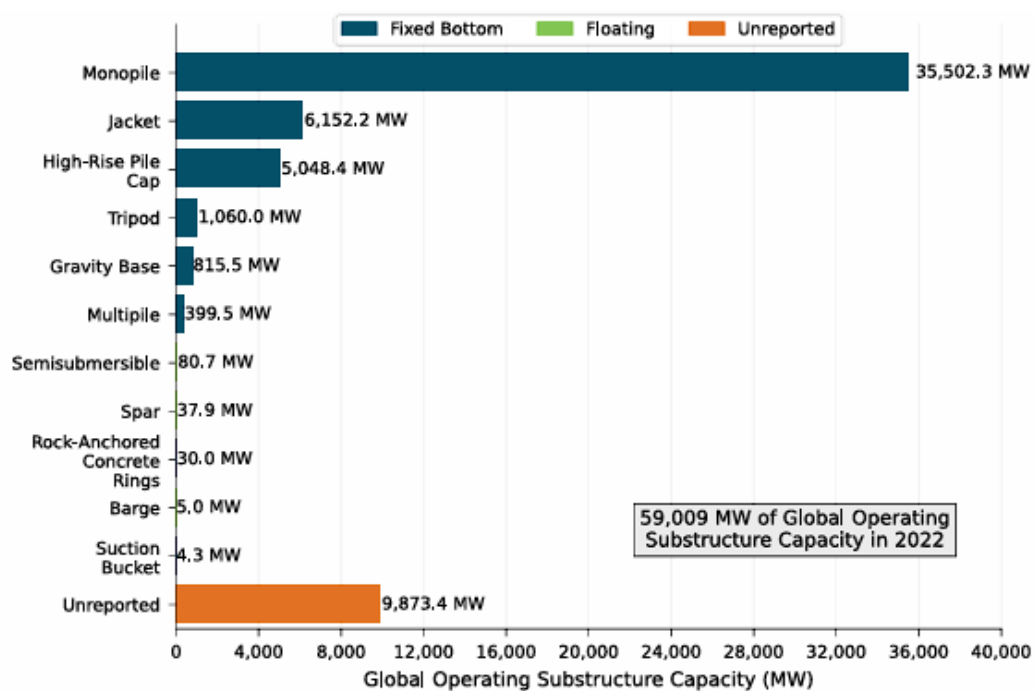


Figura 13 - Capacidade instalada eólica offshore por tipo de fixação. Fonte: MUSIAL, et al (2023).

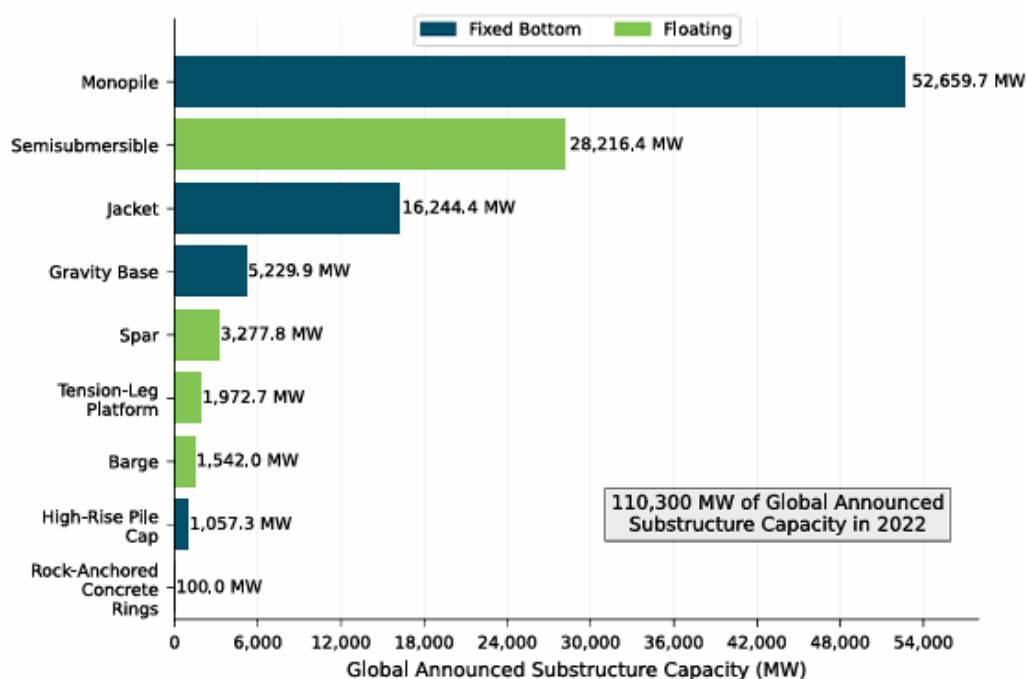


Figura 14 - Projeção da Capacidade instalada eólica offshore por tipo de fixação. Fonte: MUSIAL, et al (2023).



Figura 15 - da esquerda para a direita: monoestaca, jaqueta, jaqueta torcida, plataforma semissubmersível, plataforma flutuante *taut-leg* e mastro-boia. Fonte: CNI, (2023).

Além disso, a contínua expansão no diâmetro e potência dos rotores tem conduzido a pressões cada vez maiores na cadeia produtiva, fazendo que com empresas fornecedoras não estejam conseguindo suprir a demanda do mercado (MUSIAL, et al; 2023). Essa situação tem criado oportunidades para empresas e países, como o Brasil, de poderem se beneficiar da cadeia produtiva e de servirem de trampolins para a reindustrialização nacional.

Nesse sentido, os recursos e empregos de capital (CAPEX) representam a maior parte dos custos de uma unidade eólica, apresentando um custo aproximado de US\$ 3.750 / kW em 2020 (CNI, 2023), sendo a turbina o principal componente de custo no CAPEX do projeto. Para o custo da turbina são esperadas reduções dos atuais US\$ 1000/kW para US\$ 850/kW em 2030 (CNI, 2023). A Figura 16 mostra a distribuição de CAPEX de um projeto de turbina eólica de base fixa.

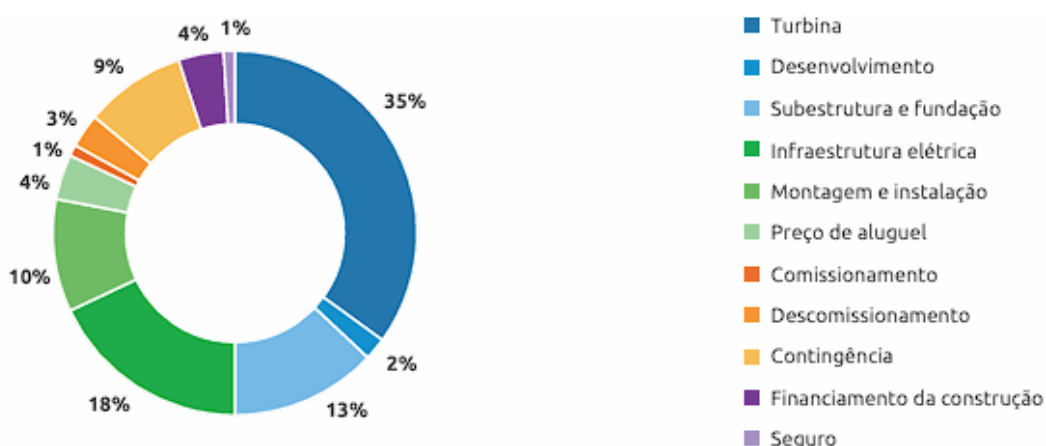


Figura 16 - Detalhamento de CAPEX de uma turbina eólica *offshore* de base fixa. Fonte: CNI, (2023).

Por fim, faz-se importante abordar a questão ambiental relacionada às unidades geradoras. A geração eólica *offshore* apresenta menor impacto visual e sonoro comparada à geração eólica *onshore*. No entanto, a geração eólica *offshore* ainda gera preocupações ambientais, como impacto na vida marinha

relacionado à eutrofização do mar e mortandade de aves devido a colisões com as turbinas (BENITEZ, et al, 2024).

1.4.3. Plataformas Semissubmersíveis

As plataformas semissubmersíveis são estruturas flutuantes amplamente utilizadas na exploração e produção de petróleo e gás em águas profundas e ultra profundas. Suas estabilidades e capacidades de operar em condições adversas dependem diretamente dos sistemas de ancoragem, que garantem o posicionamento e a segurança delas. Esta revisão bibliográfica aborda os principais aspectos das plataformas semissubmersíveis, com foco nos sistemas de ancoragem e suas diferenças. Além de citar brevemente a questão de fadiga estrutural nas plataformas.

Segundo DUTRA (DUTRA, 2012) as plataformas semissubmersíveis são estruturas flutuantes compostas por colunas verticais conectadas a pontões submersos, que proporcionam alta estabilidade devido ao baixo centro de gravidade e grande área de flutuação. Essas plataformas são projetadas para operar em lâminas d'água que variam de poucas centenas a mais de 2.000 metros, sendo amplamente utilizadas em campos offshore no Brasil, como na Bacia de Campos e no pré-sal. A Figura 17 mostra um esquemático de uma plataforma semissubmersível.

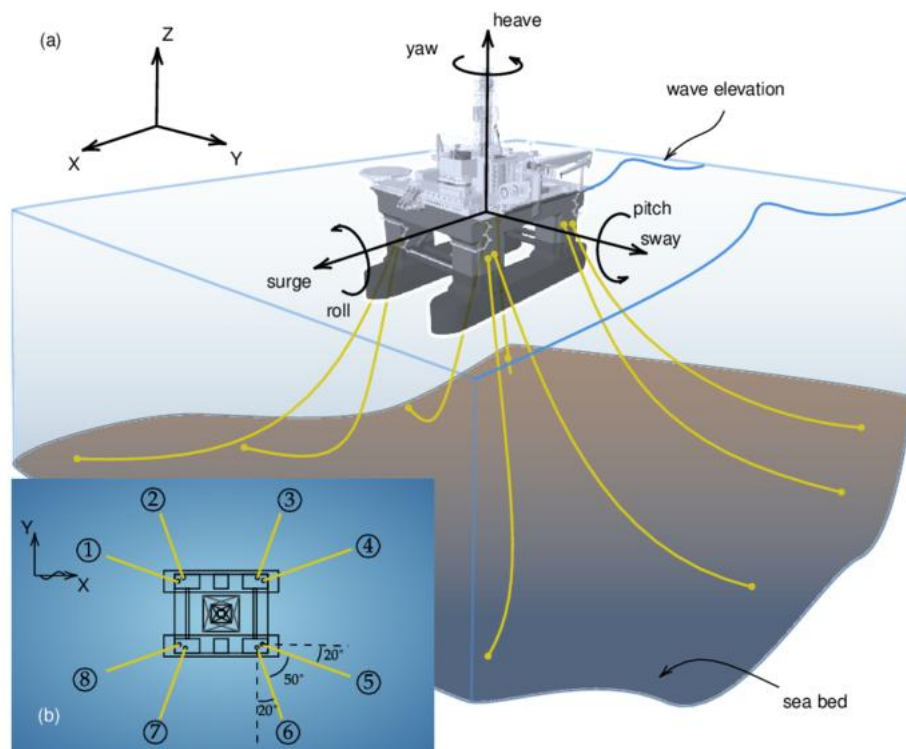


Figura 17 - Esquemático de uma plataforma semissubmersível, (a): vista lateral, (b): vista superior. Fonte: CAO, et al (2023)

Os sistemas de ancoragem são fundamentais para manter a plataforma posicionada contra forças ambientais, como ondas, correntes e ventos. Segundo DUTRA (DUTRA, 2012), o projeto de ancoragem deve considerar a profundidade da água, as condições ambientais e as características da plataforma, garantindo segurança e eficiência operacional. Esses sistemas de ancoragem podem ser classificados em dois tipos principais quanto aos pontos de amarração:

- a) *Spread Mooring System (SMS)*: ancoragem em vários pontos da plataforma, formando um padrão simétrico de amarras.
- b) *Single Point Mooring (SPM)*: ancoragem em um único ponto da plataforma.

Ou em outros 2 tipos quanto às linhas de ancoragem:

- c) **Linha Catenária:** a amarração catenária utiliza linhas de ancoragem (geralmente cabos de aço ou correntes) que formam uma curva catenária devido ao seu peso próprio, conforme mostra a Figura 18. As vantagens dessa configuração são a alta capacidade de absorção de cargas dinâmicas devido à flexibilidade da linha, e o menor custo inicial em comparação com sistemas *taut-leg*, especialmente em profundidades moderadas e a facilidade de instalação em solos com baixa capacidade de suporte. As desvantagens são os grandes *footprint* (área de ocupação no fundo do mar), o que pode ser problemático em campos com alta densidade de infraestrutura submarina, e menor rigidez vertical, resultando em maiores deslocamentos da plataforma e maior peso das linhas, exigindo equipamentos de manuseio robustos.

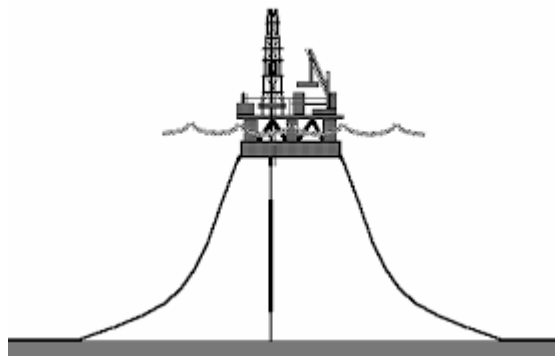


Figura 18 - Sistema de Amarração por Catenária. Fonte: LACERDA, T. 2005.

- d) **Taut-leg:** O sistema *taut-leg* utiliza linhas de ancoragem (geralmente cabos sintéticos de poliéster ou polipropileno) tensionadas diretamente entre a plataforma e as âncoras, formando uma configuração quase vertical, conforme mostra a Figura 19. Esse sistema é mais adequado para águas profundas e ultra profundas, pois reduz o *footprint* e aumenta a rigidez do sistema.

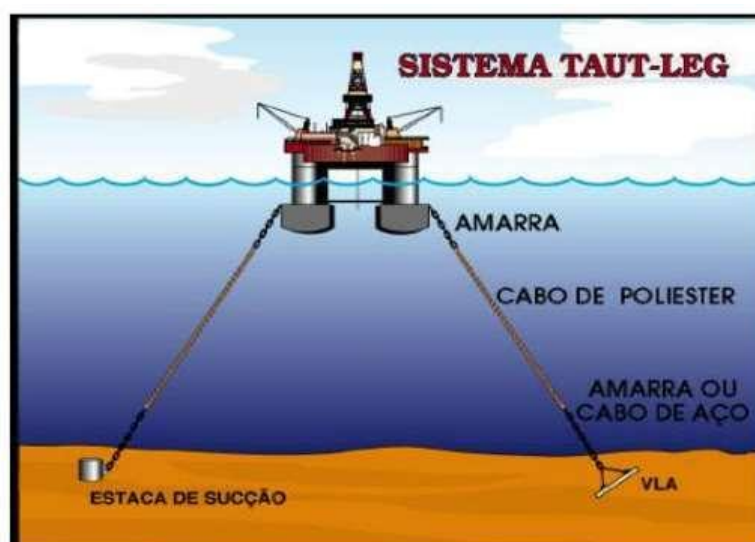


Figura 19 - Sistema de Amarração *Taut-Leg*. Fonte: LUIZ, et al. 2017.

A seguir, a Tabela 1 mostra um quadro comparativo entre linhas catenárias e *taut-leg*.

Tabela 1- Comparação entre Catenária e *Taut-Leg*.

Aspecto	Catenária	<i>Taut-Leg</i>
Geometria da linha	Curva catenária	Linha com ângulo de 45°
<i>Footprint</i>	Grande de 100 a 500 m	Pequeno de 50 a 200 m
Material Predominante	Correntes ou cabos de aço	Cabos sintéticos (poliéster)
Rigidez Vertical	Baixa	Alta
Aplicação Típica	Águas profundas (300-1.000 m)	Águas ultraprofundas (>1.000 m)
Custo Inicial	Moderado	Alto
Deslocamento da Plataforma	Maior	Menor

Fonte: Adaptado de (DUTRA, 2012).

Os desafios no projeto de sistemas de ancoragem incluem a corrosão de materiais, a fadiga das linhas e a interação com o solo marinho. Segundo DUTRA (DUTRA, 2012) os avanços em materiais e monitoramento em tempo real têm melhorado a durabilidade e a confiabilidade dos sistemas de ancoragem. Além disso, a transição para campos em águas ultra profundas tem impulsionado o

desenvolvimento de sistemas híbridos, que combinam características de catenária e *taut-leg* para otimizar desempenho e custo.

A fadiga estrutural em plataformas semissubmersíveis representa um dos principais modos de falha em estruturas *offshore* flutuantes, decorrente de cargas cíclicas induzidas principalmente por ondas, vento e correntes marinhas, que geram tensões variáveis ao longo da vida útil da plataforma. Estudos conduzidos por ZHOU (ZHOU, et al. 2023) e YANG (YANG, et al. 2017) indicam que componentes críticos, como conexões entre colunas, *braces*, pontões e nós estruturais, são particularmente sensíveis devido a concentrações de tensões e incertezas estatísticas nas cargas de ondas. Análises espectrais e no domínio do tempo conduzidas por CIU (CIU, et al. 2010) e MA (MA, et al. 2018) combinadas com curvas S-N e regra de Palmgren-Miner, demonstram que a vida em fadiga pode atender aos requisitos normativos, embora incertezas em condições marítimas complexas e ações combinadas de vento e ondas exijam avaliações detalhadas de confiabilidade e propagação de trincas para garantir a integridade estrutural em operações de longo prazo conforme estudado por KUMAR (KUMAR; VISHNUVARDHAN; LUTE, 2023) e RINGSBERG (RINGSBERG; KARLSSON; MÅRTEN FORSER, 2016).

1.4.4. Sistema de Armazenamento Gravitacional

As chamadas baterias gravitacionais utilizam o princípio da energia potencial gravitacional para armazenar energia. A lógica baseia-se em elevar uma massa pesada durante períodos de excesso de energia (como ao meio-dia em sistemas fotovoltaicos), armazenando essa energia na forma de energia potencial gravitacional. Posteriormente, essa massa é liberada e, ao descer, aciona um sistema mecânico (como um gerador acoplado a um motor reversível), produzindo energia elétrica (SAHOO, et al; 2023). Esta revisão bibliográfica busca apresentar os conceitos principais de uma bateria gravitacional e mostrar aplicações reais desse tipo de tecnologia.

Matematicamente, a energia potencial gravitacional de uma massa M situada a altura h em relação a um nível de referência pode ser expressa pela Equação 1:

$$E_p = m \cdot g \cdot h \quad (\text{Eq. 01})$$

Onde:

E_p : Energia potencia [J]

m : Massa [kg]

g : Aceleração da Gravidade (9,81 [m/s²])

h : Altura [m]

Diferentemente de baterias eletroquímicas, as baterias gravitacionais apresentam longevidade operacional significativamente maior, além de baixa degradação ao longo do tempo, o que as torna particularmente atrativas para aplicações estacionárias em larga escala (SAHOO, et al; 2023). Empresas como a *Energy Vault* têm liderado nesta área, desenvolvendo torres modulares compostas por blocos de concreto que são erguidos e baixados por guindastes motorizados (FYKE, 2019). Esses sistemas são escaláveis, possuem tempo de resposta relativamente rápido, e são projetados com foco em reaproveitamento de materiais de construção (como entulho e resíduos industriais), conforme a Figura 20 que mostra a ideia da empresa.



Figura 20 - Proposta da *Energy Vault* para armazenamento gravitacional. Fonte: FYKE, (2019).

Outra proposta é o uso de eixos verticais subterrâneos com massas elevadas por motores elétricos, como estudado por HUNT (HUNT, et al; 2023) que analisaram a viabilidade técnica de usar poços de minas desativadas como reservatórios verticais de energia gravitacional. A Figura 21 mostra um desenho esquemático da ideia proposta.

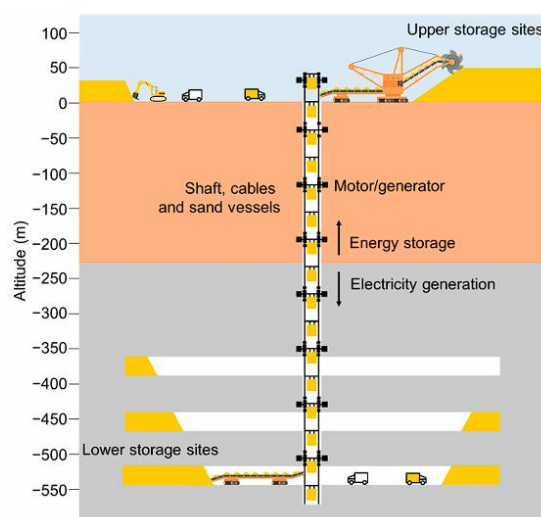


Figura 21 – Desenho esquemático de um sistema de bateria gravitacional subterrâneo. Fonte: HUNT, et al (2023).

Com relação à densidade energética, as baterias gravitacionais são inferiores às baterias químicas modernas, como as de íon-lítio. No entanto, apresentam

vantagens como: a) Custo por ciclo reduzido; b) menor impacto ambiental; c) maior vida útil (possivelmente acima de 30 anos); d) facilidade de reciclagem e, e) uso de materiais não tóxicos (FYKE, 2019). A Figura 22 mostra e ilustra um comparativo entre as possíveis soluções feito por FYKE (FYKE, 2019).

Technology	Type	Capital Cost (\$/kWh)	Capital Cost (\$/kW)	Energy Density (Wh/kg)	Power Density (W/kg)	Ramp Rate (%/min)	Duration (h)	Lifetime (cycles)	Round-Trip Efficiency (%)	Siteability
Energy vault	mechanical									
Pumped hydro										
LAES										
CAES										
Flywheel										
Thermal	thermal									
Super capacitors	electrical									
Lithium-ion battery	electrochemical									
Lead acid										
NaS battery										
Redox battery										

Figura 22 - Comparativo entre diferentes soluções de armazenamento de energia. Verde é mais eficiente, vermelho o pior caso e amarelo resultados mediados. Fonte: FYKE, (2019).

Os principais desafios enfrentados pelas baterias gravitacionais são: a) o alto custo inicial de infraestrutura e os requisitos espaciais; b) a eficiência na transferência da energia armazenada que se situa entre 70% e 85%; c) a necessidade de dimensionamento de estruturas robustas; d) os impactos ambientais associados à construção dos componentes e e) os desafios regulatórios associados à padronização e homologação desse tipo de tecnologia. Entretanto, avanços na área de materiais e de estratégias de integração com redes inteligentes têm potencial para superar as limitações de engenharia, conforme FYKE (FYKE, 2019). Além disso, estudos vêm sendo conduzidos para integrar essas baterias a sistemas híbridos, nos quais o armazenamento gravitacional é combinado com outras formas de armazenamento, aumentando a flexibilidade operacional (EMRANI, et al; 2024). Ainda são necessários avanços regulatórios para possibilitar que tal tecnologia coexista de forma harmoniosa com fontes tradicionais.

Capítulo 2

2. REQUISITOS DO SISTEMA

Com base na revisão bibliográfica feita, foi selecionado o design apresentado na Figura 23. A premissa é a geração de hidrogênio por meio da eletrólise da água do mar, com a energia sendo fornecida por uma fazenda eólica. O design é baseado nos estudos de ZHANG (ZHANG, et al, 2024), com adaptações na parte relativa ao H₂, que será utilizado para síntese de amônia por meio do processo de Haber-Bosch e posterior armazenamento em tanques pressurizados a 10 bar e à temperatura ambiente, uma vez que seu uso duplo se justifica no contexto brasileiro. O foco do trabalho será o dimensionamento da plataforma 1 (bateria gravitacional) que tem o propósito o armazenamento de parte da energia excedente do parque eólico em momento de pico de geração de energia. A bateria gravitacional serve de sistema de *nobreak* para fornecer energia elétrica ao sistema de pressurização da amônia e aos sistemas auxiliares da plataforma (hotelaria, telecomunicações, carga e descarga da plataforma) em casos nos quais não há vento suficiente para gerar energia. A Figura 24 mostra detalhadamente os principais componentes da plataforma a serem dimensionados no capítulo 3.

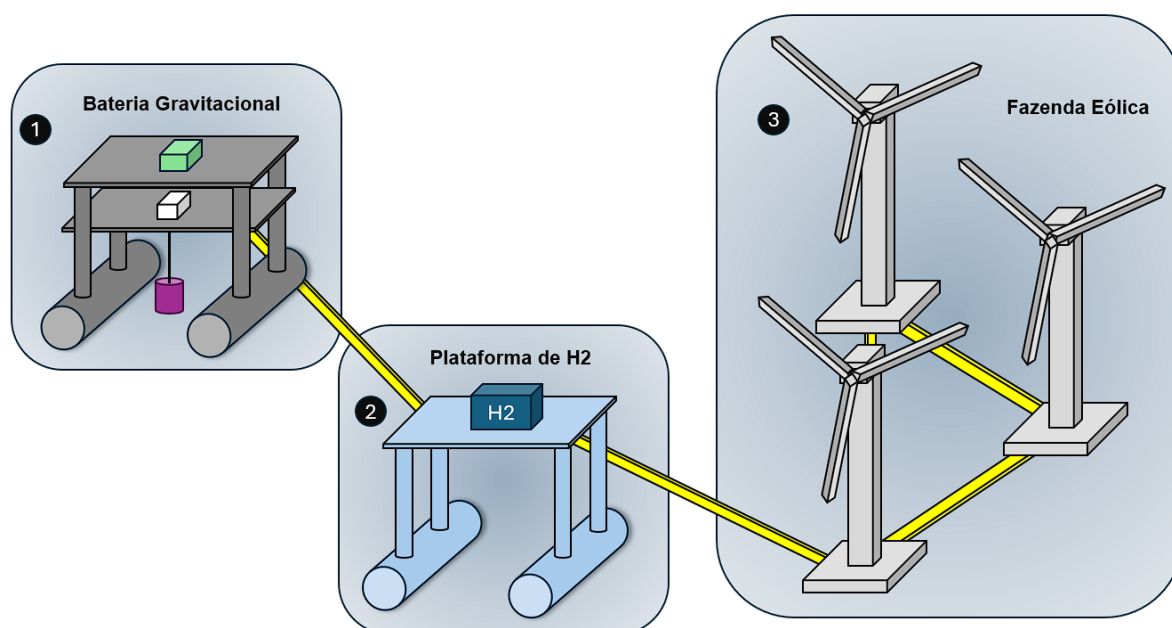


Figura 23 - Design Básico da Central. Fonte: Autoria Própria.

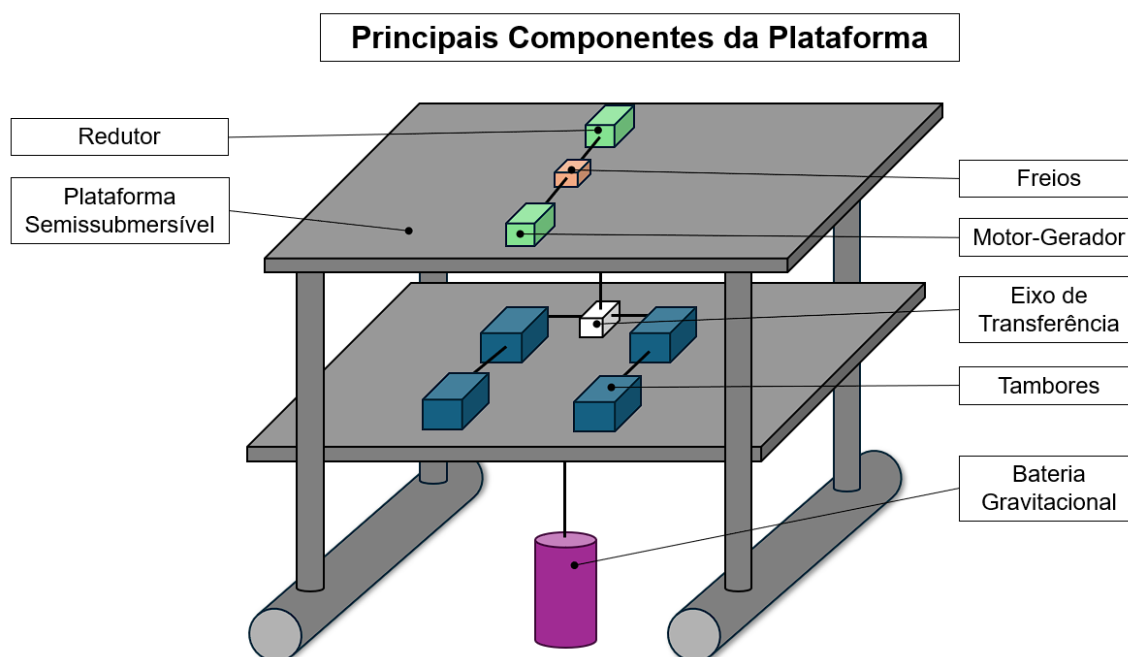


Figura 24 – Plataforma da Bateria com os principais componentes. Fonte: Autoria Própria.

2.1. REQUISITOS DE PROJETO

Neste subtópico serão apresentados os requisitos do projeto da bateria gravitacional para que possam atender às demandas da plataforma de geração de H₂.

2.1.1. Requisitos de potência

2.1.1.1. Potência para geração e armazenamento da amônia

A produção de amônia pelo processo de Haber–Bosch, conforme mostra a Figura 25, depende diretamente do suprimento de hidrogênio e nitrogênio em quantidades estequiométricas adequadas, bem como da energia necessária para sua síntese sob altas pressões. Considerando-se uma massa de 21.240 kg de hidrogênio obtido via eletrólise, a reação estequiométrica descrita na Equação

2 permite estimar a produção teórica de aproximadamente 119.626 kg de amônia.



A rota de produção de baixo carbono, baseada na produção de hidrogênio por eletrólise da água, apresenta consumos energéticos característicos da ordem de 50 a 55 kWh por quilograma de H_2 produzido, valor que, somado ao consumo do loop Haber–Bosch (compressão, recirculação e refrigeração), resulta em um consumo global médio entre 9,0 e 11,0 kWh por quilograma de NH_3 gerado, segundo valores consolidados da literatura (IEA, 2021; ZHANG, et al, 2024). Adotando-se um valor prático central de 9,9 kWh/kg, a síntese dos 119.626 kg de amônia requer aproximadamente 1.184 MWh de energia elétrica.

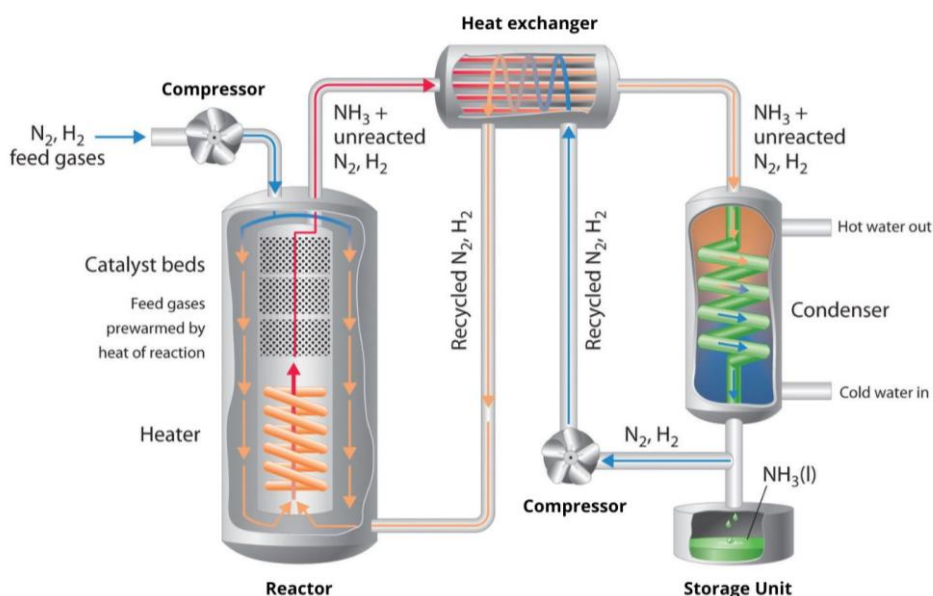


Figura 25 - Processo de síntese da amônia. Fonte: adaptado de (AVERILL, B. A., et al, 2012).

Além da disponibilidade de hidrogênio, a síntese demanda a obtenção de nitrogênio a partir do ar atmosférico. Para a massa de amônia citada, estima-se a necessidade de cerca de 98.386 kg de N_2 . A separação de nitrogênio por membranas, conforme mostra a Figura 26, é uma solução tecnicamente viável para plantas de pequeno e médio porte, principalmente devido ao seu baixo consumo energético e simplicidade operacional. Estudos técnicos e dados de fabricantes indicam consumos específicos típicos entre 0,25 e 0,30 kWh por metro cúbico normal (Nm^3) de N_2 produzido, considerando a energia associada

a compressores e ventiladores integrados ao sistema, de acordo com BORZOG (BORZOG, M, et al, 2019). Assim sendo, para o volume total de aproximadamente 78.700 Nm³ de nitrogênio requerido, obtém-se um consumo adicional entre 17,3 MWh e 23,6 MWh. Esse valor corresponde a um acréscimo inferior a 2% no balanço energético total do processo, ampliando o consumo específico total para aproximadamente 10,05–10,10 kWh por quilograma de NH₃.

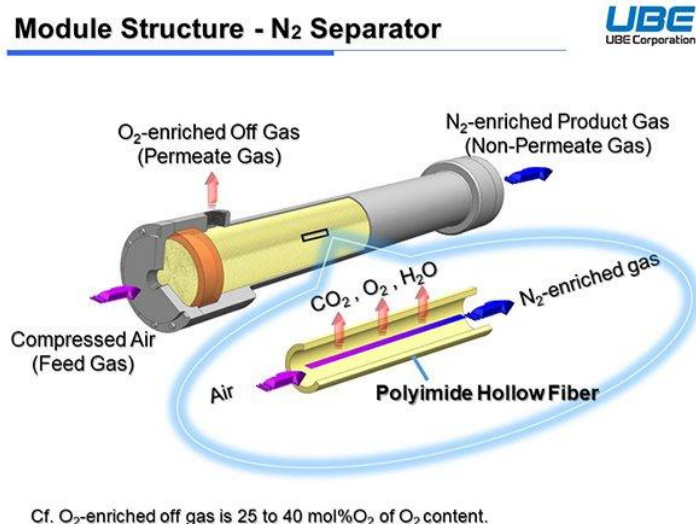


Figura 26 - Processo de Separação do N₂ do ar. Fonte: UBE Corporation.

Somando-se o consumo destinado à geração do hidrogênio às demandas energéticas do processo Haber–Bosch e ao suprimento de nitrogênio por membranas, a energia total necessária para a produção dos 119.626 kg de amônia atinge aproximadamente 1.202 a 1.208 MWh. Há que se considerar que a amônia sintetizada no reator geralmente se encontra em fase gasosa e em pressões superiores às atmosféricas; entretanto, quando ela é separada, resfriada e preparada para estocagem, muitas vezes necessita passar por um estágio de compressão complementar para atingir a pressão de operação do tanque. O trabalho específico de compressão depende das propriedades termodinâmicas do gás, da temperatura de sucção, da razão de compressão e do rendimento do compressor. Para uma razão de compressão típica de 1 bar para 10 bar, com eficiência politrópica de 70% a 80%, o trabalho específico situa-se em torno de 0,16 kWh por quilograma de amônia comprimida.

Com base na produção total de 119.626 kg de amônia estimada para a planta, o consumo de energia elétrica necessário para pressurizar todo o volume produzido corresponde a aproximadamente 19,6 MWh. Esse valor representa a energia utilizada apenas para elevar a pressão do fluido até as condições de armazenamento. Além dos requisitos energéticos associados à produção de hidrogênio, à separação de nitrogênio por membranas e à síntese da amônia pelo processo de Haber–Bosch, torna-se necessário considerar o consumo de energia elétrica associado à manutenção da amônia armazenada a 10 bar e temperatura ambiente. O consumo de energia elétrica decorre, na verdade, da evaporação contínua da amônia causada pelo fluxo de calor através do isolamento térmico do tanque, fenômeno conhecido como *boil-off*. Esse vapor deve ser continuamente recondensado ou reliquefeito para evitar o aumento da pressão acima do valor de projeto e para preservar a massa total armazenada.

A taxa de evaporação depende da qualidade do isolamento e das características construtivas do tanque. Para tanques pressurizados de médio porte, valores típicos variam entre 0,05% e 0,20% da massa armazenada por dia, sendo 0,10% ao dia um valor representativo para estimativas. Aplicando essa taxa à massa total de 119.626 kg de amônia armazenada, obtém-se uma evaporação diária aproximada de 119,6 kg. Como o calor latente de vaporização da amônia a pressões próximas de 10 bar é da ordem de 1.167 kJ/kg (equivalentes a 0,324 kWh/kg), a energia térmica necessária para recondensar esse vapor corresponde a cerca de 38,8 kWh/dia. Como a recondensação é realizada por um sistema frigorífico, o consumo de energia elétrica efetivo depende do coeficiente de performance (COP) do equipamento. Considerando-se um COP igual a 3, valor típico de sistemas industriais de refrigeração para esta faixa de temperatura, a energia elétrica necessária reduz-se para aproximadamente 12,9 kWh por dia, correspondendo a uma potência média de cerca de 0,54 kW. Mesmo em cenários mais conservadores, com COP igual a 2 ou *boil-off* de 0,20%/dia, o consumo ainda permanece na ordem de alguns kilowatts, representando uma fração muito pequena do consumo global da planta.

Além da energia destinada à recondensação do vapor, há também consumos auxiliares referentes a bombas, instrumentação, controles e eventuais

sistemas de recirculação, geralmente demandando entre 0,2 kW e 2 kW adicionais, dependendo da configuração da planta. Dessa forma, a potência elétrica total necessária para manter a amônia armazenada a 10 bar e temperatura ambiente situa-se tipicamente na faixa de 0,5 kW a 3 kW em regime contínuo, valor muito inferior aos requisitos energéticos associados à produção da própria amônia. A Tabela 2 apresenta a síntese desses requisitos de potência.

Tabela 2 - Requisitos de Energia e Potência diários.

Etapas do Processo	Energia Necessária (MWh/dia)	Potência Necessária (MW)
Geração de Hidrogênio via Eletrólise	1184	49,3
Síntese da Amônia	1202 a 1208	50,1 a 50,3
Compressão da Amônia	19,6	0,817
Recondensação do <i>boil-off</i>	0,0129	0,00054
Consumos Auxiliares do Tanque	0,0048 a 0,048	0,0002 a 0,002

Fonte: Adaptado de (IEA,2021).

Como pode ser visto na Tabela 2, os requisitos de potência para garantir que o processo de produção da amônia ocorra de forma contínua são bastante elevados. Justamente por conta desse aspecto, foi considerado que referente à produção de H₂ a bateria gravitacional deve apenas atender à demanda de 0,56 kW referente à soma do consumo da recondensação do *boil-off* e dos sistemas auxiliares do tanque.

2.1.1.2. Potência para sistema de hotelaria da plataforma

As acomodações da central de H₂ foram dimensionadas para abrigar uma tripulação de 12 pessoas, exigindo uma estimativa de potência elétrica específica para o casario, abrangendo climatização, ventilação, iluminação, áreas comuns e serviços auxiliares. Para este cálculo foi adotado um consumo específico de 3 kW por pessoa, valor coerente com faixas superiores de *hotel load* reportadas em estudos de plataformas e embarcações offshore (BRÆKKEN, A., et al, 2023). Para essa premissa, o consumo médio estimado para o casario é de 36 kW. Aplicando-se uma margem de aproximadamente 30% para acomodar picos simultâneos, tais como partidas de compressores de ar-

condicionado, maior uso de cozinha e variações de demanda em áreas comuns, obtém-se uma potência instalada recomendada de aproximadamente 47 kW.

Além das acomodações, a plataforma necessita de um conjunto robusto de sistemas de comunicação para garantir sua operação segura. A configuração inclui uma antena VSAT com unidade BDU, rádios VHF/UHF, equipamentos de rede, servidores, sistemas de telemetria e climatização dedicada da sala técnica. Um arranjo típico desse porte apresenta consumo na faixa de 1,5 a 3,0 kW, variando com o nível de redundância e o tipo de hardware adotado. Para fins de dimensionamento e com margem operacional, adota-se 2,0 kW como potência instalada para o sistema de comunicação.

Somando-se as cargas das acomodações e dos sistemas de comunicação, obtém-se uma demanda elétrica total instalada de aproximadamente 49 kW, valor necessário para garantir habitabilidade adequada, atendimento às condições de conforto e a disponibilidade contínua dos sistemas de comunicação essenciais à operação offshore. Esse valor é uma aproximação razoável, uma vez que se pode tomar como base a FPSO P-33, atualmente em descomissionamento pela Petrobras, que é capaz de acomodar mais de 10 vezes a tripulação proposta além de produzir óleo e gás e utilizava como sistema de geração de emergência um motor diesel de 1080 kW (Petrobras, 2022), conforme mostra a Figura 27.

Equipamento	Quant.	Potência (kVA / kW)	Tensão (V)	Frequência (Hz)	Fases	Consumo Combustível	Eficiência
Turbogerador vapor	1	2.250 1.800	450	60	3	11.300 kg/h vapor	45%
Motogerador auxiliar diesel	1	2.870 2.300	4.160	60	3	15 m³/d	32%
Motogerador emergência diesel	1	1.088 870	450	60	3	5 m³/d	32%
Motogerador autônomo diesel	2	1.366 1230	450	60	3	5 m³/d	32%

Figura 27 - Geradores da P-33. Fonte: Petrobras, 2022.

um aumento brusco, representando o local ideal para instalar uma bateria gravitacional, proporcionando que sejam utilizadas massas menores para atingir uma determinada potência requerida.

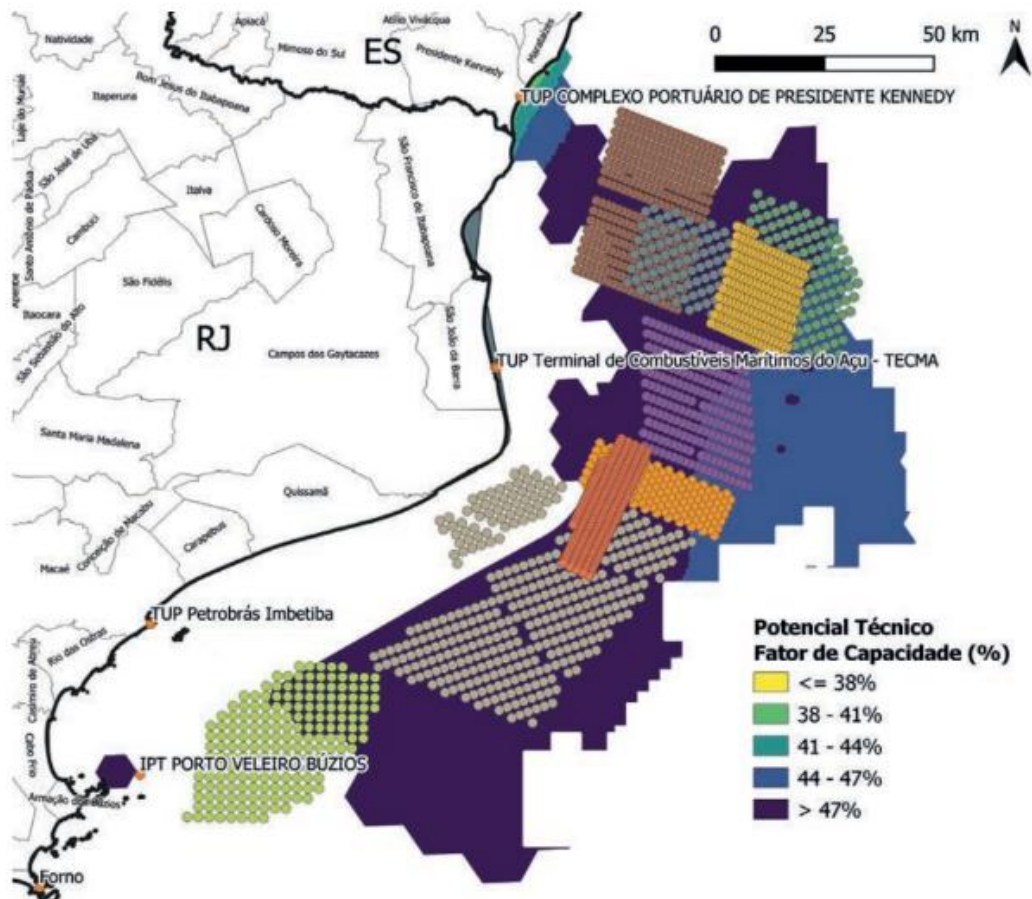


Figura 29 - Mapa do fator de capacidade na área de potencial técnico e os empreendimentos de eólica offshore com pedido de licenciamento no Ibama no estado do Rio de Janeiro. Fonte: CNI (2023).

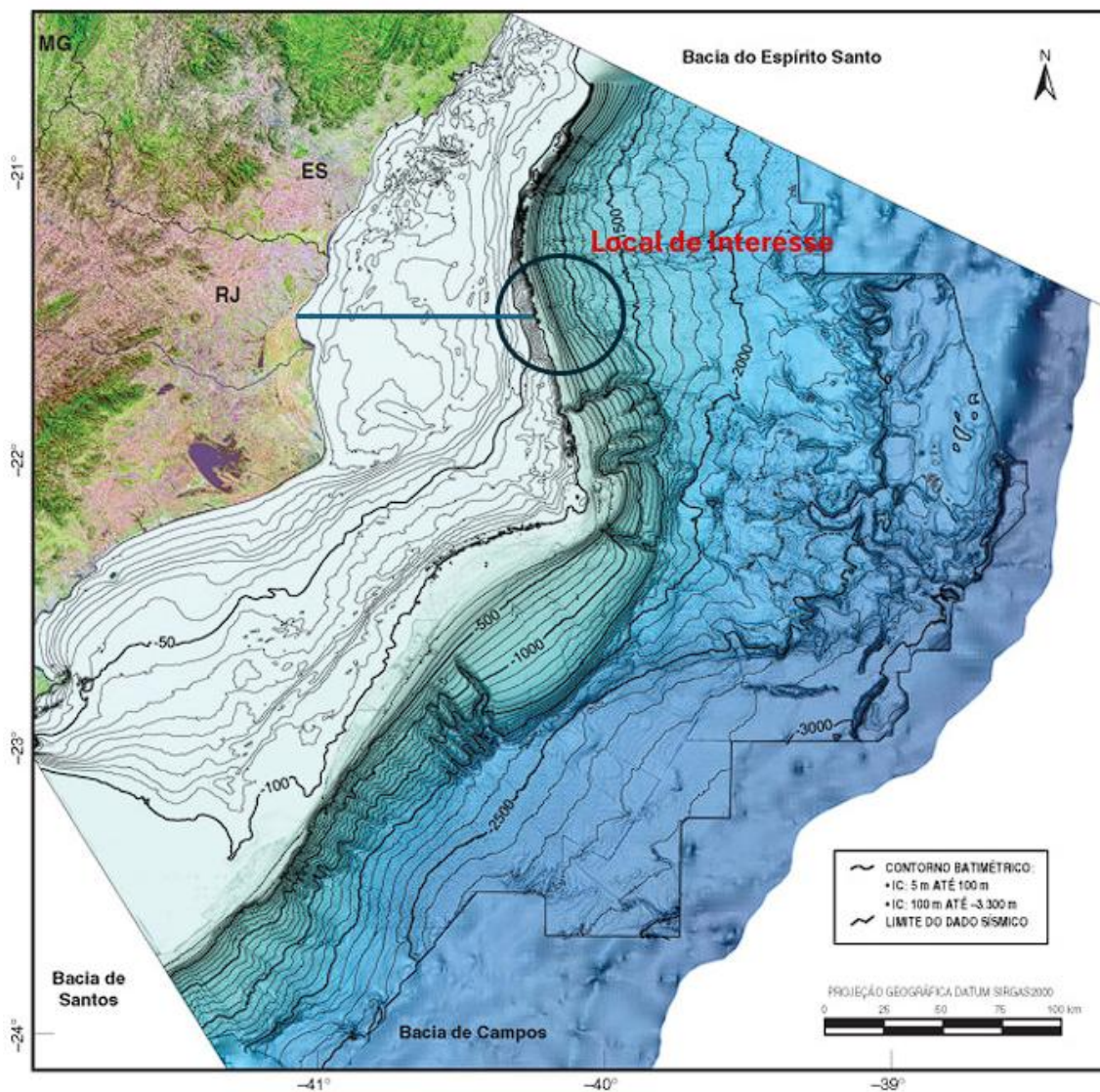


Figura 30 - Carta Batimétrica da Bacia de Campos. Fonte: DATUM SRGAS2000

Capítulo 3

3. DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES

Neste tópico serão apresentados os cálculos da massa do conjunto, do dimensionamento da plataforma, bem como dos principais componentes (eixos, tambores e cabos). O equacionamento matemático é apresentado a seguir e para os casos em que a demonstração dos cálculos seja extensa os cálculos detalhados serão apresentados no apêndice A.

3.1 DIMENSIONAMENTO DA MASSA DO CONJUNTO

Para o cálculo da massa do conjunto, primeiramente foi aplicada a lei de conservação de energia. Com isso, sabe-se que a energia que se espera gerar deve ser igual a energia armazenada pelo sistema, conforme a Equação 3.

$$E_{Gerada} = E_{Armazenada} \quad (\text{Eq. 03})$$

A energia gerada pelo sistema está em função do tempo (t), em horas, de operação da plataforma, do rendimento do sistema de transmissão (η_{cap}) e da potência requerida pelo sistema (P_{RE}), conforme descrito na Equação 4. O valor do rendimento inicialmente estimado do conjunto de engrenagens é $\eta_{cap} = 0,80$.

$$E_{Gerada} [J] = P_{RE} [kW] \cdot t[\text{horas}] \cdot 10^3 \left[\frac{W}{kW} \right] \cdot 3600 \left[\frac{s}{\text{horas}} \right] \cdot \eta_{cap} \quad (\text{Eq. 04})$$

Com a simplificação da Equação 4 chega-se à Equação 5.

$$E_{Gerada} = P_{RE} \cdot t \cdot 10^5 \cdot 36 \cdot \eta_{cap} [J] \quad (\text{Eq. 05})$$

A energia armazenada pelo sistema está em função da massa da bateria gravitacional (M), da aceleração da gravidade (g) e da altura (h), como descrito na Equação 6.

$$E_{Armazenada} = M[kg] \cdot g[m/s^2] \cdot h[m] \quad (\text{Eq. 06})$$

Isolando a massa da bateria gravitacional na Equação 6, chega-se à Equação 7.

$$M[kg] = \frac{E_{Armazenada}}{\eta_{cap} \cdot g[m/s^2] \cdot h[m]} = \frac{P_{RE} \cdot t \cdot 10^5 \cdot 36 [J]}{\eta_{cap} \cdot g[m/s^2] \cdot h[m]} \quad (\text{Eq. 07})$$

Além da estimativa da massa, foi necessário calcular também as dimensões aproximadas da bateria. Escolheu-se a forma de um cilindro com o intuito de permitir que não houvesse uma direção preferencial de rotação da massa ao redor de seu próprio eixo. A altura do cilindro ($h_{cilindro}$) foi calculada a partir da massa da bateria (M), da massa específica do material (ρ_{mat}), da massa específica da água salgada ($\rho_{\text{Água Salgada}}$) e do diâmetro do cilindro (D), com valores arbitrados para os diferentes materiais possíveis na composição da bateria. A Equação 8 mostra a expressão utilizada.

$$h_{\text{cilindro}}[\text{m}] = \frac{4 \cdot M[\text{kg}]}{\pi \cdot D^2[\text{m}^2] \cdot (\rho_{\text{mat}} - \rho_{\text{Água Salgada}}) \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]} \quad (\text{Eq. 08})$$

Com as equações definidas, foi utilizada uma planilha de MS-Excel para calcular os valores de massa da bateria e da altura do cilindro para diferentes alturas (50 a 400 metros, conforme definido no tópico 2.1.2) e materiais (aço AISI 1020, concreto e areia). Foi considerado que a bateria deveria ser capaz de liberar uma potência de 50kW (demanda de *boil-off*, hotelaria e comunicações) e armazenar energia suficiente para abastecer o sistema de armazenamento de amônia e hotelaria da plataforma por seis horas (valor este inicial posteriormente revisado no tópico de dimensionamento dos cabos, uma vez que o peso próprio dos cabos influencia na potência entregue e na autonomia da bateria). Os resultados obtidos para a massa da bateria estão apresentados na Figura 31 e os resultados obtidos para a altura do cilindro apresentados na Figura 32.

Cálculo da Massa Gravitacional			
Dados			
P _{RE} [kW]	50	ρ _{aço} [kg/m ³]	7850
t [horas]	6	ρ _{concreto} [kg/m ³]	2400
Gravidade [m/s ²]	9,81	ρ _{areia} [kg/m ³]	1600
Rendimento da Transmissão	0,8		
Valores da Massa [Toneladas]			
Para h1			2752,29
Para h2			1834,86
Para h3			1376,15
Para h4			1100,92
Para h5			917,43
Para h6			786,37
Para h7			688,07
Para h8			458,72
Para h9			393,18
Para h10			344,04

Valores de Altura	
h1 [m]	50
h2 [m]	75
h3 [m]	100
h4 [m]	125
h5 [m]	150
h6 [m]	175
h7 [m]	200
h8 [m]	300
h9 [m]	350
h10 [m]	400

Figura 31 - Cálculos da Massa da Bateria. Fonte: Autoria Própria.

Cálculo da Altura do Cilindro			
Dados			
P _{re} [kW]	50	ρ _{aço} [kg/m ³]	7850
t [horas]	6	ρ _{concreto} [kg/m ³]	2400
Gravidade [m/s ²]	9,81	ρ _{areia} [kg/m ³]	1600
Rendimento da Transmissão	0,8	ρ _{água salgada} [kg/m ³]	1025
Altura do Cilindro [metros]			
Para o Aço e D=4m			
Para h1	32,09		
Para h2	21,39		
Para h3	16,05		
Para h4	12,84		
Para h5	10,70		
Para h6	9,17		
Para h7	8,02		
Para h8	5,35		
Para h9	4,58		
Para h10	4,01		
Para a Areia e D=10m			
Para h1	60,94		
Para h2	40,63		
Para h3	30,47		
Para h4	24,38		
Para h5	20,31		
Para h6	17,41		
Para h7	15,24		
Para h8	10,16		
Para h9	8,71		
Para h10	7,62		

Valores de Altura	
h1 [m]	50
h2 [m]	75
h3 [m]	100
h4 [m]	125
h5 [m]	150
h6 [m]	175
h7 [m]	200
h8 [m]	300
h9 [m]	350
h10 [m]	400

Para o Concreto e D=6m	
Para h1	70,79
Para h2	47,20
Para h3	35,40
Para h4	28,32
Para h5	23,60
Para h6	20,23
Para h7	17,70
Para h8	11,80
Para h9	10,11
Para h10	8,85

Figura 32 - Cálculo da Altura do Cilindro. Fonte: Autoria Própria

Com base nos valores obtidos foi selecionada a massa em profundidade de 300 metros como base para os cálculos subsequentes, uma vez que a profundidade permite que cargas menores sejam utilizadas, mas sem a necessidade de impor grandes velocidades de descida ou subida. Com isso, a massa a ser erguida pelo conjunto de içamento será de aproximadamente 459 toneladas para o aço AISI 1020 sendo utilizado como material, por este possibilitar que o volume ocupado seja significativamente menor do que o necessário caso fosse utilizado concreto ou areia. Entretanto, não foi considerado o efeito da corrosão sobre a bateria, cabendo em estudos futuros realizar a análise e avaliar se seria mais vantajoso o uso de aço inoxidável ou uma galvanização da peça de AISI 1020.

3.2 DIMENSIONAMENTO DOS CABOS

Uma vez definida a massa a ser erguida, foi realizado o dimensionamento dos cabos com base nas definições da NBR 8400. A primeira etapa consistiu em definir o grupo dos mecanismos utilizados para elevar a carga. A Figura 33 mostra o passo a passo para essa definição.

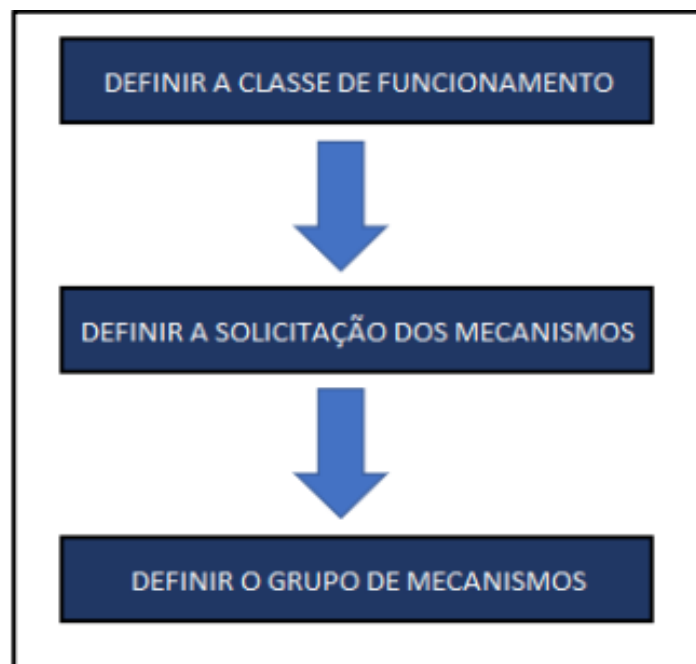


Figura 33 - Passo-a-passo para definir o grupo do mecanismo. Fonte: PINHEIRO, G. 2023.

O primeiro passo dessa definição envolveu determinar a classe de funcionamento do equipamento, com base na Tabela 3. Pode-se ver que o equipamento que está sendo dimensionado tem tempo médio diário de funcionamento de 24 horas (a carga referente a bateria fica sempre suspensa), logo sua classe será a classe de funcionamento V5, conforme mostrado na Tabela 3.

Tabela 3 - Classe de Funcionamento.

Classe de funcionamento	Tempo médio de funcionamento diário estimado (h)	Duração total teórica da utilização (h)
V0,25	$t_m \leq 0,5$	≤ 800
V0,5	$0,5 < t_m \leq 1$	1600
V1	$1 < t_m \leq 2$	3200
V2	$2 < t_m \leq 4$	6300
V3	$4 < t_m \leq 8$	12500
V4	$8 < t_m \leq 16$	25000
V5	$t_m > 16$	50000

Fonte: NBR 8400.

Com a classe de funcionamento definida, estabeleceu-se o estado de solicitação do mecanismo, com base na Tabela 4. Pode-se ver que o estado de solicitação do mecanismo resultou no estado 3, uma vez que a carga não é alterada em grandes intervalos de tempo.

Tabela 4 - Estado de Solicitação do Mecanismo.

Estados de solicitação	Definição	Fração da solicitação máxima
1	Mecanismos ou elementos de mecanismos sujeitos a solicitações reduzidas e raras vezes a solicitações máximas	P = 0
2	Mecanismos ou elementos de mecanismos submetidos, durante tempos sensivelmente iguais, a solicitações reduzidas, médias e máximas	P = 1/3
3	Mecanismos ou elementos de mecanismos submetidos na maioria das vezes a solicitações próximas à solicitação máxima	P = 2/3

Fonte: NBR 8400.

Uma vez definidas a classe de funcionamento e o estado de solicitações, pode-se então definir o grupo do mecanismo de elevação, com base na Tabela 5. Logo, fazendo-se a interseção do estado de solicitação 3, com a classe de funcionamento V5, chegou-se ao grupo 5.

Tabela 5 - Grupos de Mecanismos.

Estados de solicitação	Classe de funcionamento						
	V 0,25	V 0,5	V1	V2	V3	V4	V5
1	1Bm	1Bm	1Bm	1Am	2 m	3 m	4 m
2	1Bm	1Bm	1Am	2 m	3 m	4 m	5 m
3	1Bm	1Am	2 m	3m	4 m	5 m	5 m

Fonte: NBR 8400.

Com essas definições foi possível usar a Equação 9 para determinar o diâmetro externo mínimo do cabo a ser utilizado, onde (d_c) é o diâmetro externo, (Q) é um fator de correção que depende do grupo do mecanismo e (T) é a tração no cabo em decanewton.

$$d_c[\text{mm}] = Q \left[\frac{\text{mm}}{\sqrt{\text{daN}}} \right] \cdot \sqrt{T [\text{daN}]} \quad (\text{Eq. 09})$$

Para a definição do valor de Q , foram utilizados os dados contidos na Tabela 6, a partir da norma NBR 8400. Pode-se ver que o valor a ser utilizado é de 0,425 uma vez que se trata de cabos normais.

Tabela 6 - Valores Mínimos de Q.

Grupo de mecanismo	Valores mínimos de Q	
	Cabo normal	Cabo não rotativo
1 Bm	0,265	0,280
1 Am	0,280	0,300
2 m	0,300	0,335
3 m	0,335	0,375
4 m	0,375	0,425
5 m	0,425	0,475

Fonte: NBR 8400.

Uma vez definidos os valores de correção Q, foram estabelecidos os valores da tração aplicados aos cabos. Em situações normais, a tração que cada cabo deve suportar é igual à força peso da bateria dividida pelo número de cabos (uma vez que a aceleração da carga causada pelo içamento em si pode ser desprezada pela baixa velocidade de içamento {0,83 m/min}, valor este que foi obtido pela divisão da altura de içamento {300 m} pelo tempo de içamento {360 min}). Entretanto, como o sistema será construído em uma plataforma *offshore* deve-se realizar o cálculo da tração considerando um caso extremo de uma tempestade centenária a atingir a plataforma, com grandes ondas gerando acelerações na plataforma que devem ser consideradas no cálculo da tração exercida nos cabos, cujos detalhes relativos ao cálculo das amplitudes de oscilação estão abordados no tópico relativo ao dimensionamento da plataforma em si, considerando-se a aceleração adicional sendo de 1,37 m/s² para o pior dos cenários.

Com base nesses preceitos, a Figura 34 disponibiliza os diâmetros mínimos para os cabos a serem utilizados, considerando-se a utilização de dez cabos para realizar o içamento, necessitando de um diâmetro mínimo de 96,25 mm. Entretanto, para o correto dimensionamento é necessário considerar também o peso próprio dos cabos que erguem o sistema no cálculo da força de tração. Para isso, foi consultado o catálogo da IPH (fabricante de cabos para aplicações *offshore*) e verificou-se que o cabo que atende ao diâmetro mínimo é o de valor de 102 mm de diâmetro padrão 6x36 WS, conforme mostra a Figura 35. Pode-se observar que o peso por metro desse cabo é de 44 kg. Com base

nesse valor foi recalculada a força de tração exercida nos cabos de trezentos metros de comprimento (altura de içamento), cujos valores estão mostrados na Figura 36, fazendo com que a quantidade de cabos necessários também sofresse alteração, resultando em novo valor, ou seja, doze cabos.

Sistema de içamento			
Dados			
Vdescida [m/min]	0,83	Altura de içamento (m)	300
Rotação na Saída do Motor [rpm]	945	Relação do sistema de polias	1
Aceleração da carga [m/s ²]	11,18		
Carga Útil [KN]	5128,44		
Dimensionamento dos cabos			
Diâmetro mínimo dos cabos [mm]			
Para 1 cabo			304,36
Para 2 cabos			215,21
Para 3 cabos			175,72
Para 4 cabos			152,18
Para 5 cabos			136,11
Para 6 cabos			124,25
Para 7 cabos			115,04
Para 8 cabos			107,61
Para 9 cabos			101,45
Para 10 cabos			96,25
Para 11 cabos			91,77
Para 12 cabos			87,86

Número de cabos (n)
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12

Figura 34 - Diâmetro Mínimo dos cabos. Fonte: Autoria Própria.

Com todos os parâmetros definidos, o cabo escolhido foi o de 102 mm de diâmetro padrão 6x36 WS da IPH também chamado de IPH 661, cabo galvanizado e feito especificamente para aplicações *offshore* que exigem alta resistência. A Figura 37 mostra a representação deste cabo.

Carga mínima de ruptura				
Diâmetro		Massa aprox.		
[mm]	[poleg]	[kg/m]	[kN]	[t]
54,0	2 1/8	12,4	1970	201
57,2	2 1/4	13,9	2200	224
60,3	2 3/8	15,5	2440	249
63,5	2 1/2	17,3	2950	301
69,9	2 3/4	20,8	3530	360
76,2	3	24,7	4160	424
82,6	3 1/4	29,0	4830	493
85,7	3 3/8	31,3	5180	529
88,9	3 1/2	33,8	5520	563
102	4	44,0	6340	647

Construção: padrão 6x36 WS, pode variar conforme diâmetro.
Acabamento: galvanizado.
Consulte a IPH por diâmetros e resistências não especificados no catálogo.

Figura 35 - Cabos de aço para aplicações *offshore* da IPH. Fonte: (IPH, 2016).

Sistema de Içamento			
Dados			
Vdescida [m/min]	0,83	Altura de Içamento (m)	300
Rotação na Saída do Motor [rpm]	945	Relação do sistema de polias	1
Aceração da carga [m/s ²]	11,18	Peso por metro do cabo [kg/m]	44
Carga Útil [KN]	5128,44		
Dimensionamento dos cabos			
Diâmetro mínimo dos cabos [mm]			
Para 1 cabo		308,70	
Para 2 cabos		221,32	
Para 3 cabos		183,15	
Para 4 cabos		160,70	
Para 5 cabos		145,58	
Para 6 cabos		134,55	
Para 7 cabos		126,09	
Para 8 cabos		119,35	
Para 9 cabos		113,83	
Para 10 cabos		109,22	
Para 11 cabos		105,29	
Para 12 cabos		101,91	

Número de cabos (n)
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12

Figura 36 - Diâmetro mínimo dos cabos considerando peso próprio. Fonte: Autoria Própria.



Figura 37 - Representação do cabo. Fonte: IPH, 2016.

É importante ressaltar que a carga adicional causada pelo peso próprio dos cabos contribui para o aumento da potência entregue ao sistema pela bateria ou ao aumento da autonomia. Considerando-se então os 12 cabos com 300 metros cada e peso por metro de 44 kg, tem-se que a massa adicionada à bateria pelo peso próprio dos cabos é de 158,4 toneladas. Entretanto, nem toda essa massa contribui para a entrega de potência e nem a todo momento, pois à medida que os cabos são desenrolados e entram em contato com a água, atua sobre eles a força de empuxo que será mínima com a bateria no ponto mais alto (cabos totalmente enrolados no tambor) ou máxima no ponto mais baixo (cabos totalmente desenrolados), conforme ilustrado na Figura 38. Essa força de empuxo reduz o peso aparente dos cabos, causando diferenças no torque entregue ao eixo e consequente diferenças de potência.

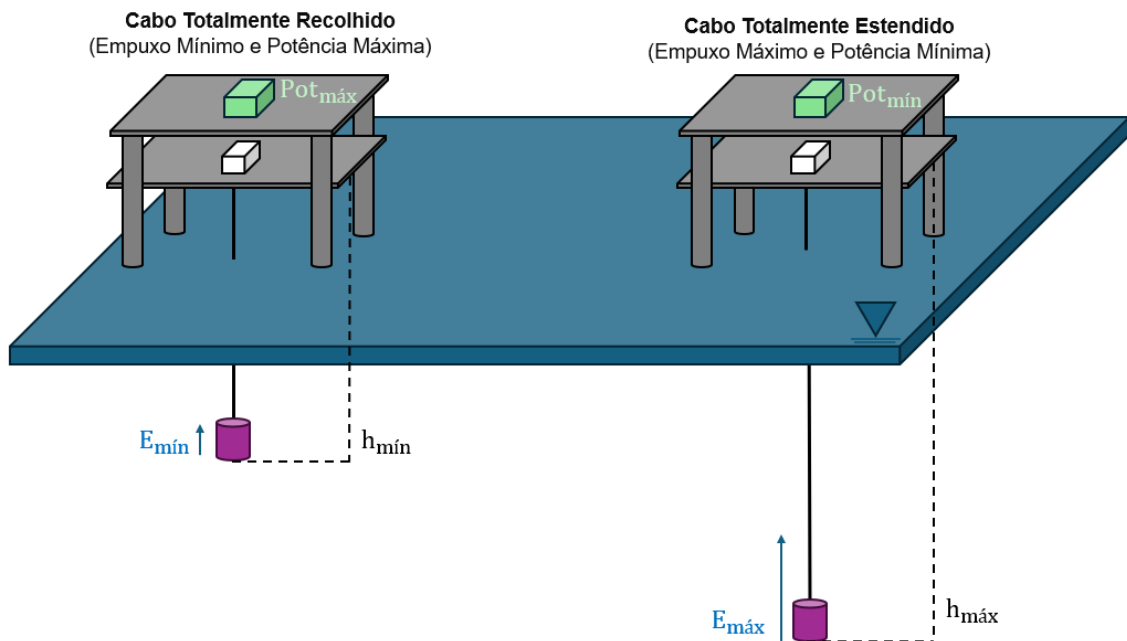


Figura 38 - Diferença de peso dos cabos a depender da profundidade. Fonte: Autoria Própria.

Para o cálculo desse efeito é necessário determinar o peso aparente do cabo à medida que ele desce com a carga. A Equação 10 apresenta a massa aparente do cabo, considerando-se um comprimento de referência de um metro, onde (M_{ap}) é a massa aparente de um metro de cabo, (M_{cabo}) é a massa real de um metro de cabo, (D_{cabo}) é o diâmetro do cabo, (x) é o comprimento submerso e ($\rho_{\text{Água Salgada}}$) é a massa específica da água do mar, com os seguintes resultados:

e) Caso Totalmente Recolhido (cabo não está submerso, $x=0$):

$$M_{ap} = 158,4 \text{ toneladas}$$

f) Caso Totalmente Estendido (todos os 300 metros estão submersos, $x=300$):

$$M_{ap} = 155,9 \text{ toneladas}$$

$$M_{ap}[\text{kg}] = M_{cabo}[\text{kg}] - \left(\frac{\pi \cdot D_{cabo}^2 [\text{m}^2] \cdot x [\text{m}]}{4} \cdot \rho_{\text{Água Salgada}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \right) \quad (\text{Eq. 10})$$

Aplicando-se os valores encontrados nos casos na tabela da planilha de cálculo da massa da bateria gravitacional, foi preferido realizar o aumento do

tempo de autonomia da bateria, uma vez que a potência para atender os requisitos de projeto não sofreu alteração. As novas massas resultaram em 617,12 toneladas para o caso totalmente recolhido e 614,62 toneladas para o caso totalmente estendido. Pode-se observar que com o ajuste realizado foi possível aumentar a autonomia em 2,075 horas para o caso totalmente recolhido (Figura 39) e 2,04 horas para o caso totalmente estendido (Figura 40). Adotando-se o valor médio, foi então considerado que a autonomia real do sistema de bateria é de 8 horas e a velocidade de içamento é de 0,63 m/min.

Verificação da Potência Caso Totalmente Recolhido			
Dados			
P_{RE} [kW]	50	$\rho_{aço}$ [kg/m ³]	7850
t [horas]	8,072	$\rho_{concreto}$ [kg/m ³]	2400
Gravidade [m/s ²]	9,81	ρ_{pareia} [kg/m ³]	1600
Rendimento da Transmissão	0,8	$\rho_{água\ salgada}$ [kg/m ³]	1025
Valores da Massa [Toneladas]			
Para h1	3702,75		
Para h2	2468,50		
Para h3	1851,38		
Para h4	1481,10		
Para h5	1234,25		
Para h6	1057,93		
Para h7	925,69		
Para h8	617,13		
Para h9	528,96		
Para h10	462,84		

Valores de Altura	
h1 [m]	50
h2 [m]	75
h3 [m]	100
h4 [m]	125
h5 [m]	150
h6 [m]	175
h7 [m]	200
h8 [m]	300
h9 [m]	350
h10 [m]	400

Figura 39 - Nova Autonomia Caso Totalmente Recolhido. Fonte: Autoria Própria.

Verificação da Potência Caso Totalmente Estendido			
Dados			
P_{RE} [kW]	50	$\rho_{aço}$ [kg/m ³]	7850
t [horas]	8,04	$\rho_{concreto}$ [kg/m ³]	2400
Gravidade [m/s ²]	9,81	ρ_{pareia} [kg/m ³]	1600
Rendimento da Transmissão	0,8	$\rho_{água\ salgada}$ [kg/m ³]	1025
Valores da Massa [Toneladas]			
Para h1	3688,07		
Para h2	2458,72		
Para h3	1844,04		
Para h4	1475,23		
Para h5	1229,36		
Para h6	1053,74		
Para h7	922,02		
Para h8	614,68		
Para h9	526,87		
Para h10	461,01		

Valores de Altura	
h1 [m]	50
h2 [m]	75
h3 [m]	100
h4 [m]	125
h5 [m]	150
h6 [m]	175
h7 [m]	200
h8 [m]	300
h9 [m]	350
h10 [m]	400

Figura 40 - Nova Autonomia Caso Totalmente Estendido. Fonte: Autoria Própria.

3.3. DIMENSIONAMENTO DOS TAMBORES

Com os cabos devidamente dimensionados, partiu-se para o dimensionamento dos tambores nos quais os cabos serão enrolados. As prescrições da NBR 8400 foram utilizadas como base para este cálculo. A Equação 11 define o diâmetro mínimo de enrolamento dos cabos, com (D_e) sendo o diâmetro mínimo de enrolamento, (H_1) sendo um coeficiente definido a partir do grupo do mecanismo de elevação, (H_2) sendo um coeficiente determinado a partir da quantidade de polias que compõem o sistema e (d_c) sendo o diâmetro do cabo.

$$D_e[\text{mm}] = H_1 \cdot H_2 \cdot d_c[\text{mm}] \quad (\text{Eq. 11})$$

O coeficiente H_1 é encontrado por meio da utilização da Tabela 7, sendo igual a 25 por se tratar do tambor. Já o coeficiente H_2 é encontrado por meio da Tabela 8, com seu valor sendo igual a 1, pois o valor de W é igual a 5 (para o devido enrolamento serão necessárias 2 polias no cabo além do tambor, e a NBR 8400 define W igual a um para tambores e W igual a dois para cada polia sem inversão de sentido de enrolamento. A Figura 41 mostra a disposição dessas roldanas, entretanto, a representação apresenta apenas 4 cabos para fim de simplificação no desenho (o dimensionamento dessas roldanas ficou de fora do escopo do presente trabalho). Com os coeficientes definidos, chegou-se ao valor de 2550 mm para o diâmetro mínimo de enrolamento para um cabo de 102 mm.

Tabela 7 - Valores de H_1 .

Grupo de mecanismo	Tambores		Polias		Polia de compensação	
	Cabo normal	Cabo não rotativo	Cabo normal	Cabo não rotativo	Cabo normal	Cabo não rotativo
1 Bm	16	16	16	18	14	16
1 Am	16	18	18	20	14	16
2 m	18	20	20	22,4	14	16
3 m	20	22,4	22,4	25	16	18
4 m	22,4	25	25	18	16	18
5 m	25	28	28	31,5	18	20

Nota: Para cabos de classificação 6 x 19 adotar os mesmos valores dos cabos não rotativos.

Fonte: NBR 8400

Tabela 8 - Valores de H2.

W_T	≤ 5	6 a 9	≥ 10
H_2	1	1,12	1,25

Fonte: NBR 8400.

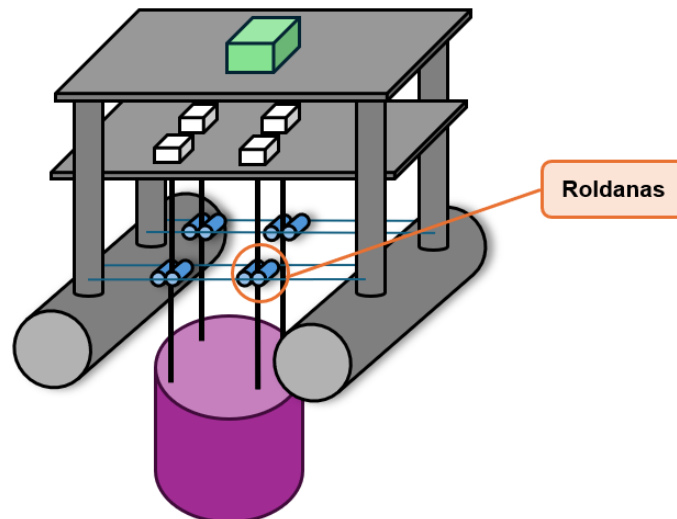


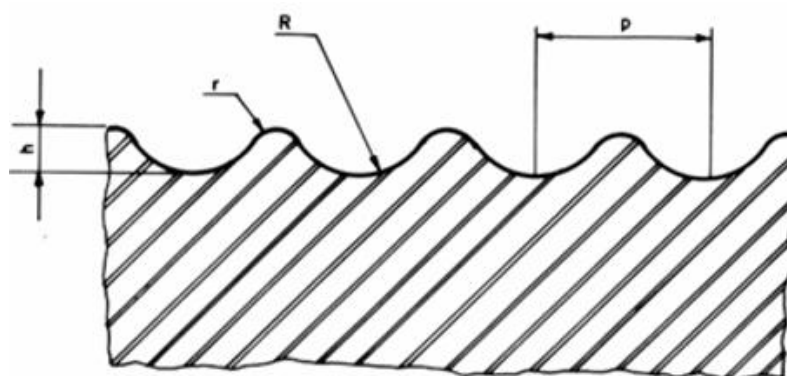
Figura 41 - Representação das roldanas. Fonte: Autoria Própria.

Uma vez definido o diâmetro do tambor, faz-se necessário definir seu comprimento. RUDENKO (RUDENKO, 1976) apresenta uma fórmula para este cálculo mostrado na Equação 12, para (L_{Tambor}) sendo o comprimento do tambor, ($h_{\text{içamento}}$) a altura de içamento, (D_e) o diâmetro do tambor (ou diâmetro mínimo de enrolamento), (i) a relação de polias e (s) o passo do tambor.

$$L_{\text{Tambor}}[\text{mm}] = \left(\frac{h_{\text{içamento}}[\text{mm}] \cdot i}{\pi \cdot D_e[\text{mm}]} + 7 \right) \cdot s[\text{mm}] \quad (\text{Eq. 12})$$

Para definir o passo do tambor, foi utilizada a NBR 11375. A Figura 42 mostra os diversos passos possíveis. É possível observar que o diâmetro do cabo utilizado neste projeto não está coberto pela norma de tambores, tendo sido necessário ao autor fazer uma adaptação. Considerou-se adicionar ao diâmetro do cabo requerido uma variação delta igual à diferença entre o passo e o diâmetro do maior cabo coberto pela norma (no caso o cabo de 51 mm), pela adição de cinco milímetros. É importante frisar, entretanto, que para validar esta

colocação serão necessários ensaios mecânicos no tambor, a fim de verificar se ele suporta as cargas necessárias.



Unidade: mm

Diâmetro do cabo	h	p	R	r	Tolerância de R(+)
6,4	2,5	7,5	3,5	0,5	0,1
8	3,0	9,5	4,5		
9,5	3,5	11	5,0		
11,5	4,5	13	6,5		
13	5,0	15	7,0	0,8	0,2
14,5	5,5	17	7,5		
16	6,0	18	8,5		
19	7,5	21	10,0		
22	8,5	25	12,0		
26	10,0	29	13,5		
29	10,5	32	15,5		
32	12,0	35	16,5		
35	13,5	38	18,5	1,6	0,4
38	14,5	42	20,0		
42	16,0	46	22,5		
45	17,0	49	24,0		
48	18,0	52	26,0		
51	19,0	56	27,5		

Figura 42 - Passos do tambor. Fonte: Adaptado de NBR 11375.

Com o passo do tambor dimensionado sendo de 107 mm e pela substituição dos valores na Equação 12, tem-se que o comprimento do tambor é de aproximadamente 4756 mm. A relação das polias é igual a um. A escolha do material também é definida pela NBR 11375, a saber:

- a) Aço laminado: ASTM-A-36, ABNT 1040, ABNT 1045;
- b) Aço fundido: EB-125 – Grau AF-N4220;
- c) Ferro fundido: EB-126

O material escolhido foi o aço laminado ABNT 1045, por causa da alta resistência mecânica desse material, possibilitando que chapas de menor espessura fossem utilizadas. Entretanto, como se trata de meio *offshore*, os tambores deverão ser galvanizados para diminuir a corrosão neles, ou em casos extremos deve-se avaliar o uso de ligas de aço inoxidável, como por exemplo o aço inox 310. A chapa deve ter dimensão mínima definida pela Equação 13 para ferro fundido, entretanto, como uma primeira estimativa e como o ferro fundido é menos resistente que o aço ABNT 1045, pode-se usar com certa segurança a fórmula apresentada por RUDENKO (RUDENKO, 1976). Desta forma a espessura mínima para a chapa a ser usada nos tambores é de 57 mm. Como pode ser visto, este é um valor bastante elevado, cabendo realizar, futuramente, uma análise pelo emprego da metodologia de elementos finitos ou o cálculo mais detalhado das tensões no material para uma melhor definição.

$$e_{\text{Tambor}} = 0,02 D_e + (0,6 \text{ a } 1,0)[\text{cm}] \quad (\text{Eq. 13})$$

Por fim, coloca-se que a fixação dos tambores ao convés inferior será por meio de solda e os mancais utilizados serão de deslizamento para facilitar a montagem. O dimensionamento das soldas de fixação e dos mancais não está no escopo do presente trabalho, ficando como sugestão para trabalhos futuros.

3.4. DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS

Neste tópico estão apresentados os cálculos do dimensionamento dos eixos da plataforma. A Figura 43 mostra a vista superior com os eixos e tambores, além das transmissões angulares que servirão para transmitir o torque nos tambores para o redutor e conseqüentemente para o motor gerador. As transmissões angulares deverão ser adquiridas de fornecedor externo.

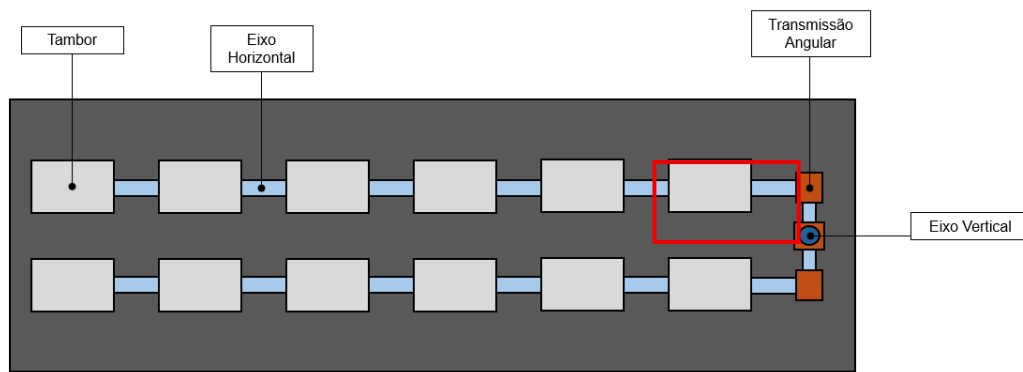


Figura 43 - Vista Superior Eixos e Tambores. Fonte: Autoria Própria.

3.4.1. Eixos dos Tambores

O dimensionamento desses eixos se inicia dividindo os tambores em duas fileiras, a fim de não prejudicar a estabilidade da plataforma. Consequentemente, cada um dos dois eixos atravessando seis tambores deve ser dimensionado, conforme mostrado na Figura 43. Foi então realizado o seccionamento do eixo e o dimensionamento foi feito com base no conjunto do eixo e tambor delimitado em vermelho na Figura 43, uma vez que esse eixo precisa suportar o torque máximo (a soma dos torques produzidos por seis tambores). A Figura 44 mostra a representação desse eixo.

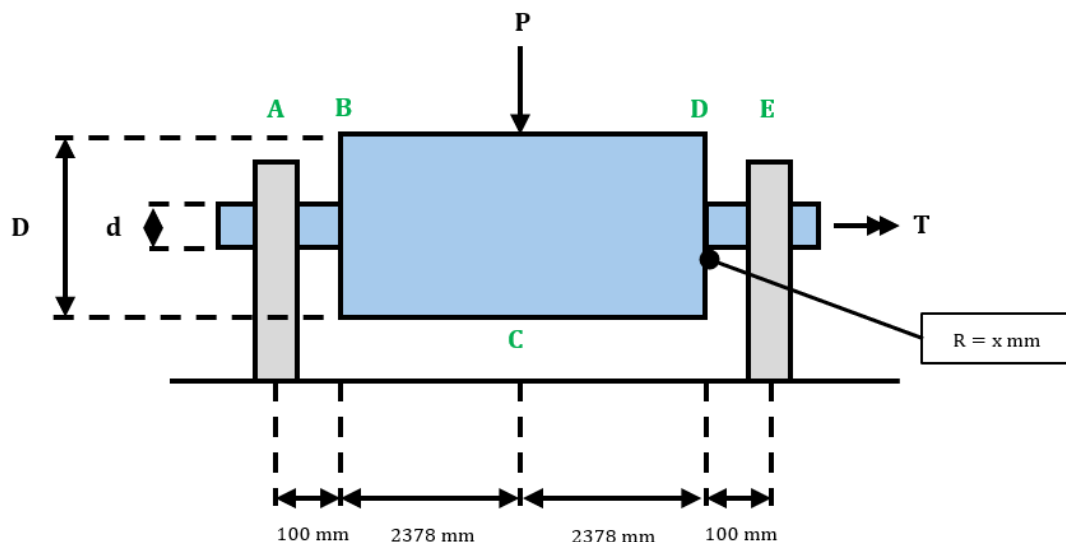


Figura 44 - Representação do Eixo. Fonte: Autoria Própria.

Em sequência, foram calculadas as reações nos mancais de apoio, bem como as tensões que o eixo deve suportar para a carga especificada (um doze avos da massa da bateria gravitacional adicionada a massa do cabo enrolado no

tambor e do tambor em si, quando o sistema está sujeito à aceleração máxima do projeto [caso da tempestade centenária]). O critério de cálculo utilizado foi o de Goodman modificado, calculando o fator de segurança segundo a Equação 14 conforme apresentada por BUDYNAS (BUDYNAS, 2011). Os diâmetros considerados foram de 440 mm para D e 410 mm para d, além de um raio de adoçamento de 12 mm. É importante destacar que para estes diâmetros, as fórmulas apresentadas por BUDYNAS (BUDYNAS, 2011) não tem boa precisão, sendo necessário realizar os cálculos por meio de elementos finitos ficando como uma das sugestões para trabalhos futuros.

$$n = \left(\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \right)^{-1} \quad (\text{Eq. 14})$$

Para calcular o fator de segurança, primeiro calculou-se o limite de resistência (“*endurance*”) (S_e), tensão alternada (σ'_a) e tensão média (σ'_m). O material escolhido para o eixo foi aço SAE 4340, com $S_{ut} = 855$ MPa. Pode-se destacar também que por conta do ambiente marítimo o aço escolhido deve passar por tratamento para suportar os efeitos de corrosão. Neste sentido, é válido em trabalhos futuros estudar o impacto no diâmetro do eixo e comparar com a utilização de aços inoxidáveis. Para calcular o limite de resistência (S_e) utilizou-se a Equação 15.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e \quad (\text{Eq. 15})$$

K_a foi calculado considerando o eixo como usinado. Além disso, usou-se $K_c = K_d = K_e = K_f = 1$. Logo,

$$S_e = 0,723 \cdot 1,51 \cdot d^{-0,157} \cdot 0,5 \cdot 855 = 536,84 \text{ MPa}$$

Para calcular as tensões considerou-se que o torque e a flexão eram contínuos, portanto, $\sigma_m = T_a = 0$. Utilizou-se a Equação 16 para calcular σ'_a .

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot T_a^2} \quad (\text{Eq. 16})$$

Utilizou-se então as tabelas A-15-8, A-15-9, 6-20 e 6-21 de BUDYNAS (BUDYNAS, 2011) para encontrar os efeitos dos concentradores de tensão no eixo, tanto para a flexão quando para a torção. Para calcular σ'_m usou-se a Equação 17.

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot T_m^2} \quad (\text{Eq. 17})$$

Como $\sigma_m = 0$, então $\sigma'_m = \sqrt{3} \cdot T_m$. Os valores das tensões encontradas foram substituídos na Equação 14 e o valor do fator de segurança encontrado foi de 1,28 atingindo assim os requisitos de projeto. A Tabela 9 mostra os valores obtidos.

Tabela 9 - Dimensionamento do Eixo do Tambor.

Dimensionamento do Eixo do Tambor					
Dados					
Tensão limite de escoamento do material [Mpa] (Sut)	855,00	Diâmetro maior [mm]	440	Raio de Adoçamento [mm]	12
Fator de Segurança	1,28	Diâmetro Menor [mm]	410	KtF	1,2
Carga [KN]	427,37	D/d	1,07	KtT	1,1
Torque [KN]	4359,17	r/d	0,03	q e qcis	0,9
Cálculos					
Tensão em C [Mpa]	63,32	Se [Mpa]	536,84		
Tensão em B [Mpa]	37,27	KtF	1,18		
Tensão de Cisalhamento Média [Mpa]	608,15	KtT	1,09		

Fonte: Autoria Própria.

Portanto esse segmento foi replicado para os outros cinco tambores, formando dois eixos que cortam a plataforma de lado a lado e interligam seis tambores cada.

3.4.2. Eixo Vertical e Eixo do Redutor

Os dimensionamentos do eixo vertical e do eixo do redutor foram feitos de forma análoga, com a diferença sendo de existir apenas torque, com este sendo o dobro do valor utilizado para o do eixo do dos tambores. Suas dimensões resultaram em 510 mm para o diâmetro maior, e 500 mm para o menor e raio de adoçamento de 15 mm. Com isso, o fator de segurança encontrado foi de 1,27. A Tabela 10 mostra os valores e resultados para esses eixos.

Tabela 10 - Dimensionamento do Eixo Vertical e do Redutor.

Dimensionamento do Eixo Vertical e do Redutor					
Dados					
Tensão limite de escoamento do material [Mpa] (Sut)	855,00	Diâmetro maior [mm]	510	Raio de Adoçamento [mm]	15
Fator de Segurança	1,27	Diâmetro Menor [mm]	500	KtF	1,2
Carga [KN]	0,00	D/d	1,02	KtT	1,1
Torque [KN]	8718,34	r/d	0,03	q e qcis	0,9
Cálculos					
Tensão em C [Mpa]	0,00	Se [Mpa]	520,37		
Tensão em B [Mpa]	0,00	KtF	1,18		
Tensão de Cisalhamento Média [Mpa]	670,63	KtT	1,09		

Fonte: Autoria Própria.

3.4.3. Eixo do Gerador

O dimensionamento do eixo do gerador foi feito de forma análoga, com a diferença sendo de existir apenas torque e seu valor sendo 404 vezes menor que o torque do eixo do redutor, uma vez que a rotação do eixo do gerador é muito mais elevada. Esse valor é proveniente do cálculo da redução conforme está abordado em tópico em separado. Suas dimensões foram de 80 mm para o diâmetro maior e 75 mm para o menor e raio de adoçamento de 4 mm. O fator de segurança encontrado foi de 1,49 e a Tabela 11 mostra os valores e resultados.

Tabela 11 - Dimensionamento do Eixo do Gerador.

Dimensionamento do Eixo do gerador					
Dados					
Tensão limite de escoamento do material [Mpa] (Sut)	855,00	Diâmetro maior [mm]	80	Raio de Adoçamento [mm]	4
Fator de Segurança	1,49	Diâmetro Menor [mm]	75	KtF	1,9
Carga [KN]	0,00	D/d	1,07	KtT	1,3
Torque [KN]	21,58	r/d	0,05	q e qcis	0,9
Cálculos					
Tensão em C [Mpa]	0,00	Se [Mpa]	700,92		
Tensão em B [Mpa]	0,00	KtF	1,81		
Tensão de Cisalhamento Média [Mpa]	573,06	KtT	1,27		

Fonte: Autoria Própria.

3.4.4. Transmissões Angulares

As transmissões angulares utilizadas tiveram como base as transmissões da empresa IMETEX, tendo por modelo escolhido o HBRA, conforme mostra a Figura 45, com destaque para as dimensões principais. Entretanto, para o torque necessário de transmissão (4359,17 kNm na saída dos eixos dos tambores e 8718,35 kNm na saída do redutor) será necessário que as transmissões sejam feitas sob medida para o projeto. Com isso, serão necessárias quatro dessas transmissões, sendo que três delas farão a interligação dos eixos dos tambores ao eixo vertical e uma fará a interligação do eixo vertical ao eixo do redutor. A Figura 46 mostra esse sistema de transmissão.

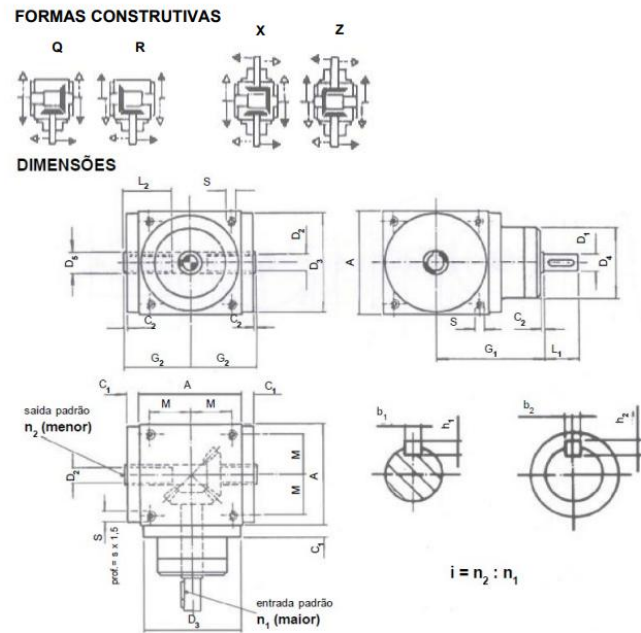


Figura 45 - Transmissão Angular HBRA IMETEX. Fonte: IMETEX.

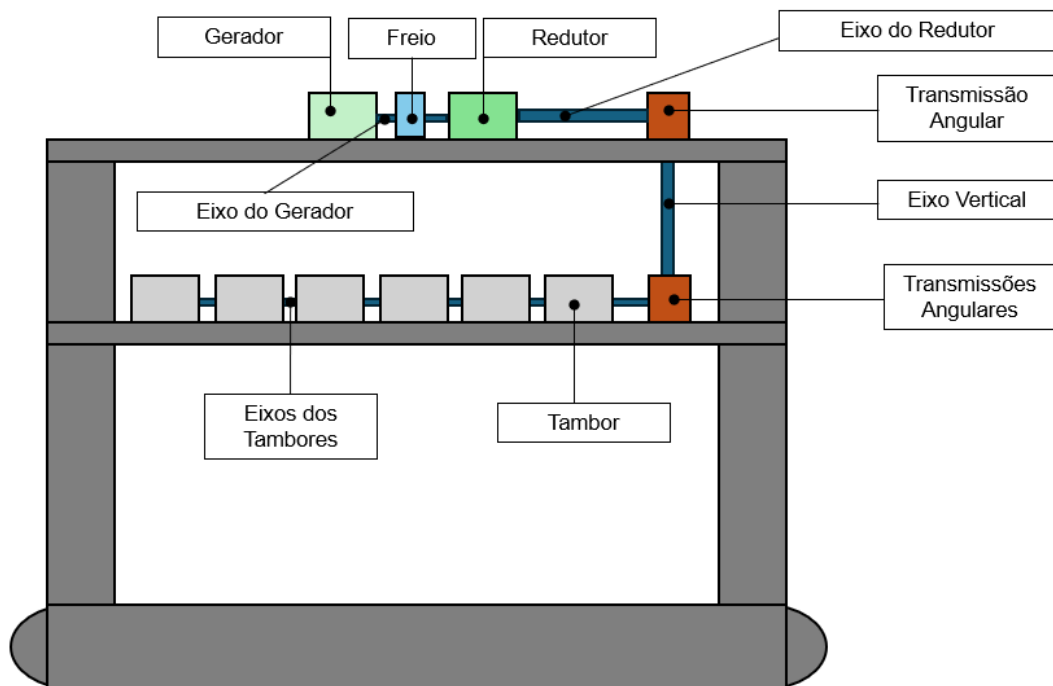


Figura 46 - Vista Lateral Transmissão do Torque. Fonte: Autoria Própria.

e 15 mostram, respectivamente, as dimensões das chavetas ligadas aos eixos dos tambores, as dimensões das chavetas do eixo vertical e do redutor e as dimensões das chavetas do eixo do gerador, cujas dimensões estão todas em milímetros.

$$\frac{S_y \cdot t \cdot L}{n} = F_{cis} \text{ [N]} \quad (\text{Eq. 18})$$

$$\frac{S_y \cdot \frac{t}{2} \cdot L}{n} = F_{esm} \text{ [N]} \quad (\text{Eq. 19})$$

$$\text{Menor}(F_{esm}, F_{cis}) = \tau_{m\acute{a}x} \text{ [Nm]} \quad (\text{Eq. 20})$$

Tabela 13 - Dimensionamento da chaveta do eixo dos tambores.

Dimensionamento da chaveta do eixo dos tambores			
Dados			
Tensão limite de escoamento do material [Mpa]	855,00	Altura	100
Comprimento	450,00	Largura	100,00
Cálculos			
Falha ao Cisalhamento [KN]	22200,08		
Falha ao Esmagamento [KN]	19237,50		
Torque Máximo [KNm]	3943,69		

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 14 - Dimensionamento das chavetas dos eixos do redutor e vertical.

Dimensionamento da chaveta do eixo do redutor/vertical			
Dados			
Tensão limite de escoamento do material [Mpa]	855,00	Altura	150
Comprimento	600,00	Largura	100,00
Cálculos			
Falha ao Cisalhamento [KN]	44400,15		
Falha ao Esmagamento [KN]	38475,00		
Torque Máximo [KNm]	7887,38		

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 15 - Dimensionamento da chaveta do gerador.

Dimensionamento da chaveta do gerador			
Dados			
Tensão limite de escoamento do material [Mpa]	855,00	Altura	10
Comprimento	60,00	Largura	10,00
Cálculos			
Falha ao Cisalhamento [KN]	296,00		
Falha ao Esmagamento [KN]	256,50		
Torque Máximo [KNm]	52,58		

Fonte: Autoria Própria.

3.5. DIMENSIONAMENTO DO MOTOR-GERADOR

Para o dimensionamento do grupo motor-gerador, foi usado como referência os motores-geradores da WEG, que sejam capazes de atender à potência elétrica requerida de projeto. Um gerador de indução duplamente alimentado de oito polos para aerogeradores foi escolhido por ser capaz de operar em rotações síncronas mais baixas do que suas contrapartes de menor número de polos (900 RPM) e oferecer a potência elétrica necessária de 50 kW. A Figura 47 mostra o gerador da WEG e a Figura 48 mostra um exemplo de conexão desse tipo de gerador à rede elétrica.

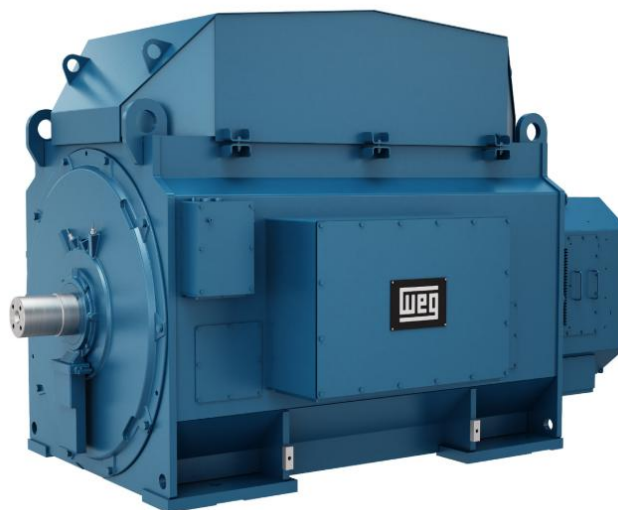


Figura 47 - Motor-Gerador WEG. Fonte: WEG.

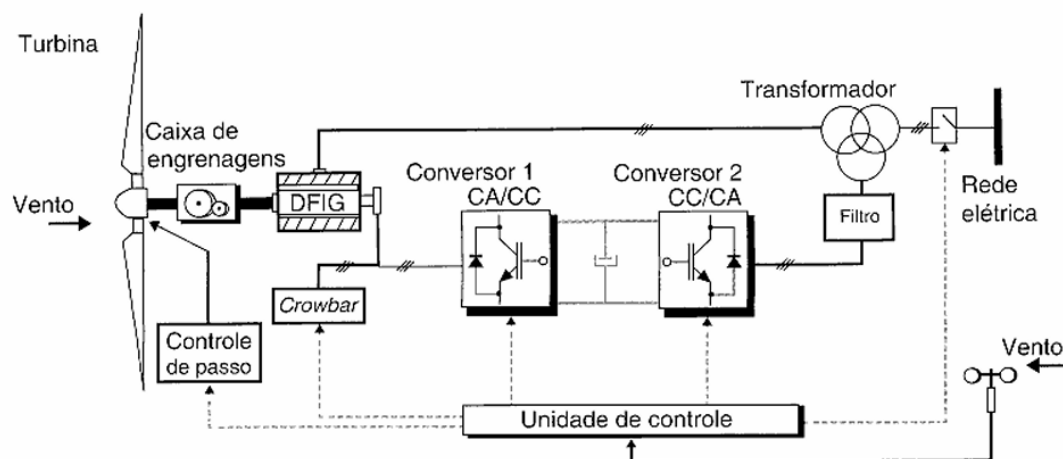


Figura 48 - Exemplo de conexão de um gerador duplamente alimentado. Fonte: (PINTO, M. O. 2014).

Por fim, é importante projetar também um sistema de controle capaz de controlar a velocidade de descida e subida da massa, garantindo que a massa desacelere de forma controlada antes de chegar à profundidade máxima ou ao ponto mais alto do içamento. Esse projeto ficou de fora do escopo deste projeto, ficando como sugestão para projetos futuros.

3.6. DIMENSIONAMENTO DO REDUTOR

Como a rotação requerida para içar a bateria gravitacional é diferente da rotação do motor, deve-se utilizar uma redução. Os cálculos utilizados para a redução foram:

d) Dados da saída do redutor para a bateria:

$$\omega = 2,34 \text{ RPM e } \tau = 8796,8 \text{ KNm}$$

e) Dados do motor:

$$\omega = 945 \text{ RPM}$$

f) Redução:

$$\text{Redução} = \frac{2,34 \text{ RPM}}{945 \text{ RPM}} \rightarrow \text{Redução } 1:404$$

Diante disso, buscou-se um redutor para adequar a rotação do motor. Para tal, foram utilizados os catálogos de redutores da WEG para encontrar o redutor adequado. O redutor escolhido foi um redutor planetário por conta do altíssimo torque necessário, capaz de trabalhar com torques até 10.000 kNm.

Entretanto, em razão da elevada relação de redução e de outras particularidades, os fabricantes de redutores, incluindo WEG, não dispõem em seus catálogos de equipamentos deste tipo para pronta aquisição, sendo necessário projeto e fabricação customizados. A Figura 49 apresenta um exemplo de redutor planetário fabricado pela WEG, entretanto como dito acima, não será este o redutor a ser utilizado, com a figura servindo apenas de fins ilustrativos.



Figura 49 - Redutor Planetário WEG. Fonte: WEG.

3.7. DIMENSIONAMENTO DOS FREIOS

O dimensionamento do sistema de frenagem do conjunto gerador, redutor e bateria gravitacional é dimensionado usando os procedimentos técnicos descritos na literatura técnica clássica disponível sobre o assunto como BUDYNAS (2011), Sass et al. (1974), Oberg & Jones (1962). A Figura 50 mostra e ilustra as forças que atuam em um freio de sapata. Entretanto, como já existem freios comercialmente disponíveis capazes de frear a carga, foi feita a escolha de um sistema de frenagem já disponível no mercado em vez de realizar o dimensionamento a partir do zero.

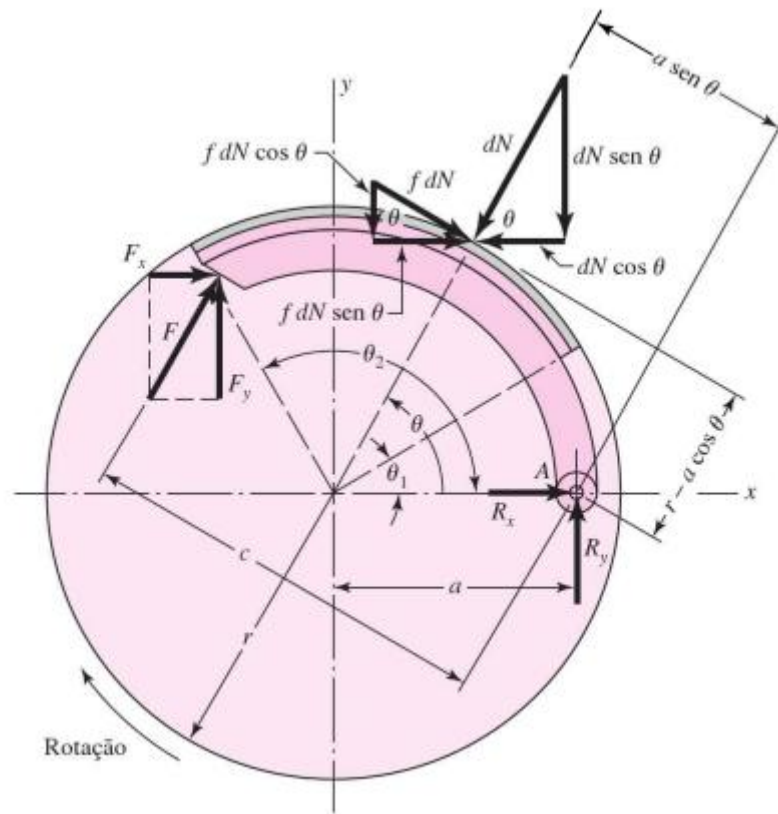


Figura 50 - Forças atuantes em um freio de sapata. Fonte: (BUDYNAS, 2011).

A escolha do freio foi feita com base no torque de frenagem do sistema, torque esse definido como o dobro do valor do torque que atua no eixo que liga o motor-gerador ao redutor a fim de possibilitar que o menor torque possível seja utilizado para selecionar o freio. Foi escolhido um freio de sapatas articulado, um dos tipos mais comuns de freios utilizados em máquinas de transporte. A Figura 51 mostra um exemplo desse tipo de freio. O torque atuante no eixo foi definido no tópico de dimensionamento dos eixos, a saber, seu valor é de 21,58 kNm, ou seja, o freio deve ser capaz de exercer um torque de pelo menos 43,16 kNm.

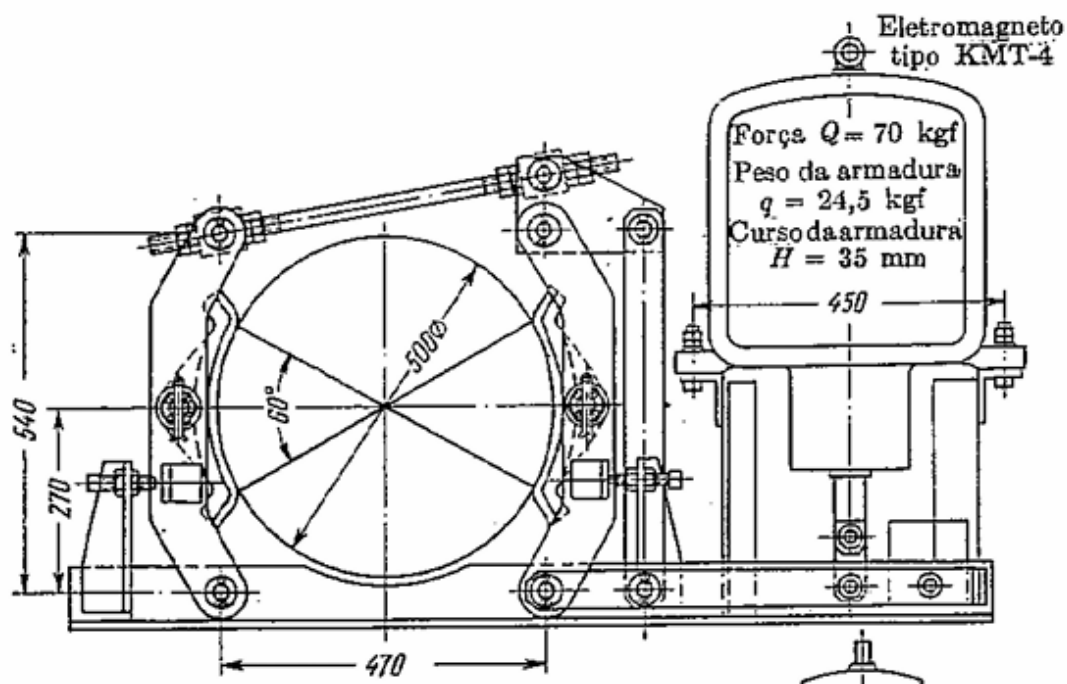


Figura 51 - Exemplo de Freio de Sapata. Fonte: (RUDENKO, 1976).

Munido desse valor de torque, foi então consultada a empresa Acionamentos Spitti Ltda, comercializadora dos freios de sapata Vulkan, capazes de atingir torque de frenagem de até 12,4 kNm, ou seja, será necessário que a empresa fabrique um freio especialmente desenhado para este projeto. A Figura 52 mostra o freio VULKAN.



Figura 52 - Representação do Freio Vulkan. Fonte: Acionamentos Spitti Ltda.

3.8. DIMENSIONAMENTO DA PLATAFORMA

Com os principais componentes definidos, partiu-se para o dimensionamento da plataforma. A plataforma deve ser capaz de sustentar todos os componentes e ser estável nas condições de mar apresentadas, bem como no caso de uma tempestade centenária. Tendo sido definidos o centro de gravidade da plataforma, o centro de carena, o metacentro, além de uma verificação do comportamento pendular da massa para verificar se ao longo da descida da bateria até a profundidade máxima há risco de ressonância da plataforma causado pelas ondas no caso da tempestade centenária. As equações apresentadas por PAMPLONA (PAMPLONA, et al, 2010) constituem a base de cálculo utilizada neste trabalho para avaliação das condições de flutuabilidade da plataforma sobre as águas oceânicas.

Foi também calculado o RAO da plataforma no caso de tempestade, com a aceleração adicional encontrada servindo para base na definição da aceleração total da plataforma. A Figura 53 mostra a representação da vista frontal da plataforma, e a Figura 54 mostra a representação da vista lateral.

É importante frisar que plataforma teve de ser dimensionada várias vezes, a fim de que suas dimensões fossem as menores possíveis. Portanto, todos os cálculos foram feitos de forma literal, com os valores sendo alterados por meio de uma planilha MS-Excel. As dimensões finais da plataforma estão apresentadas na Tabela 16.

Tabela 16 - Dimensões Finais da Plataforma.

Comprimento da seção tubular do pontão (L1) [m]	40
Diâmetro da parte esférica do Pontão (D1) [m]	4,05
Comprimento do Pilar (L2) [m]	11
Diâmetro do pilar da Plataforma (D2) [m]	3,5
Comprimento da barra de estabilização (L3) [m]	31,93
Diâmetro da barra de estabilização (D3) [m]	1
Calado (d) [m]	6
Comprimento da Mesa (L4a) [m]	45
Largura da Mesa (L4b) [m]	45
Espessura da chapa[m]	0,01
$\rho_{aço}$ [kg/m ³]	7850
Gravidade [m/s ²]	9,81
$\rho_{\text{água salgada}}$ [kg/m ³]	1025,00

Fonte: Autoria Própria.

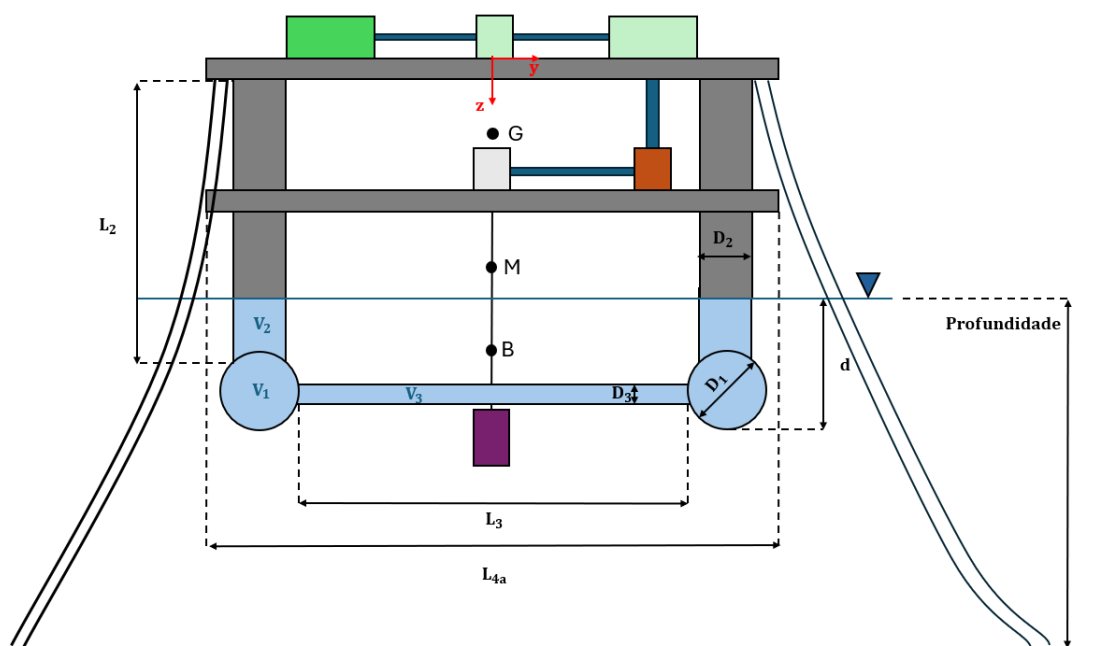


Figura 53 - Vista Frontal da Plataforma. Fonte: Autoria Própria.

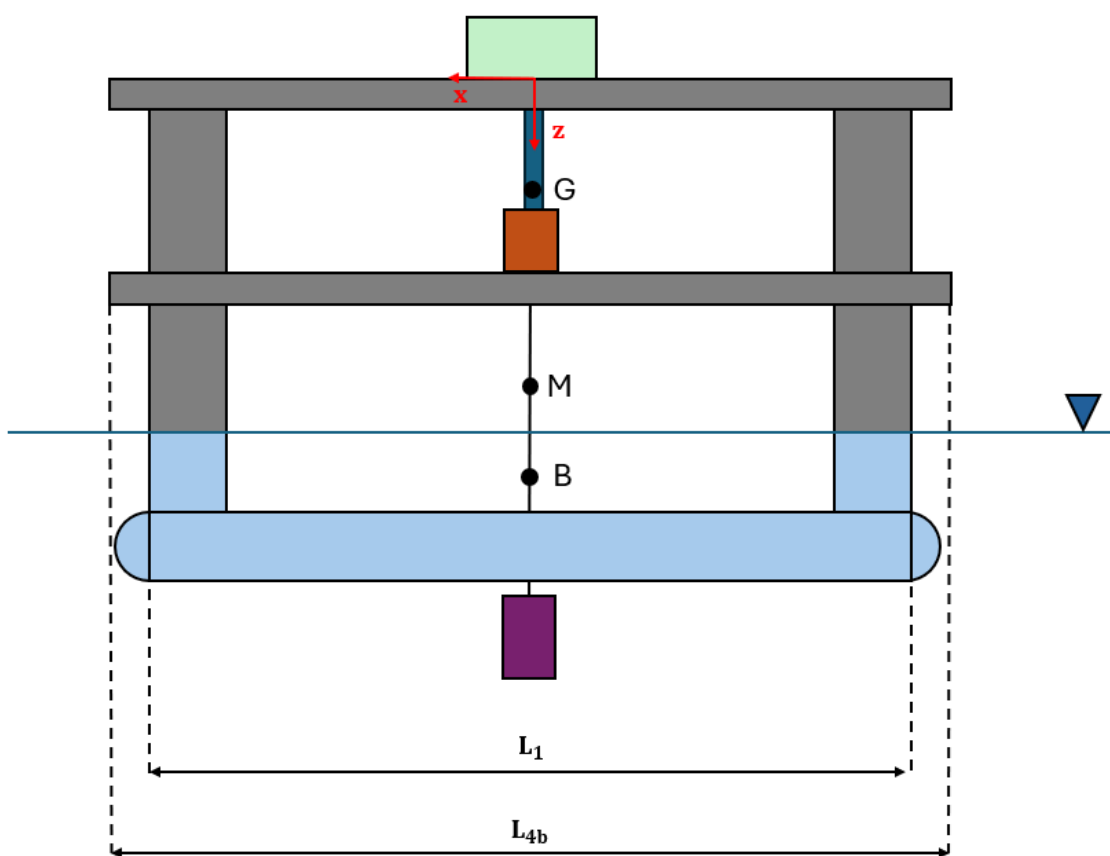


Figura 54 - Vista Lateral da Plataforma. Fonte: Autoria Própria.

3.8.1. Cálculo do Volume Deslocado

A primeira etapa para os cálculos da plataforma é a determinação do seu volume deslocado total em função dos parâmetros da plataforma. A Equação 21 traz esse cálculo, com seu detalhamento feito no apêndice A.

$$V_{\text{Desl.}} = \pi[D_2^2 \cdot (d - D_1)] + \left[\frac{D_1^2 \cdot L_1}{2}\right] + \left[\frac{D_1^3}{3}\right] + \left[\frac{D_3^2 \cdot L_3}{2}\right] \quad (\text{Eq. 21})$$

Com a Equação 21 definida, foi possível definir o volume deslocado total da plataforma (esse volume considera que todos os componentes da plataforma já estão embarcados). O valor total foi de 1225,37 m³, conforme mostra a Figura 55.

Cálculo do Volume Deslocado [m ³]
1225,37

Figura 55 - Volume Deslocado. Fonte: Autoria Própria.

3.8.2. Cálculo do Centro de Gravidade (M)

Uma vez definido o volume deslocado, foi necessário definir o centro de gravidade da plataforma. O convés principal foi considerado como a referência para os cálculos, com a Equação 22 trazendo a posição do centro de gravidade (CG). É importante destacar que o CG foi calculado apenas em relação ao eixo Z, uma vez que a plataforma foi projetada de forma a ser simétrica, implicando serem nulas as posições nos eixos X e Y.

$$\bar{Z} = \frac{2 \cdot \left\{ \left(\varepsilon + L_2 + \frac{D_1}{2} \right) \cdot \left[\left(\frac{\pi D_1^3}{6} \right) + \left(\frac{\pi D_2^2 L_2}{4} \right) \right] \right\} + 4 \cdot \left[\left(L_2 + \frac{(D_1 - d)}{2} \right) \cdot \left(\frac{\pi D_2^2 (D_1 - d)}{4} \right) \right] + \left[\left(\varepsilon + L_2 + \frac{D_1}{2} \right) \cdot \left(\frac{\pi D_3^2 L_3}{4} \right) \right]}{V_{\text{Desl.}}} \quad (\text{Eq. 22})$$

Com a fórmula em mãos, foi utilizada uma planilha MS-Excel para calcular o CG da plataforma para dois cenários: plataforma em vazio e plataforma carregada. A Tabela 17 mostra a posição do centro de gravidade, ou de massa, no caso em vazio e a Tabela 18 mostra a posição do centro de gravidade quando a plataforma está carregada com toda as cargas.

Tabela 17 - Centro de Gravidade Plataforma Vazia.

Cálculo do Centro de Massa da Plataforma				
Item	Identificação	Peso (N)	Altura do CG (m)	Momento PxCG (Nm)
1	Pontão BE	431607,987	13,035	5626010,11
2	Pontão BB	431607,987	13,035	5626010,11
3	Pilares BE	186285,59	5,51	1026433,602
4	Pilares BB	186285,59	5,51	1026433,602
5	Barra Estabilizadora Frontal	77248,0376	13,035	1006928,17
6	Barra Estabilizadora Traseira	77248,0376	13,035	1006928,17
7	Pranchão Convés superior	1559422,13	0,005	7797,110625
8	Pranchão Convés inferior	1559422,13	5	7797110,625
CG da Plataforma (m)			5,13	

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 18 - Centro de Gravidade Plataforma Carregada.

Cálculo do Centro de Massa da Plataforma (Considerando as Cargas)				
Item	Identificação	Peso (N)	Altura do CG (m)	Momento PxCG (Nm)
1	Pontão BE	431607,987	13,035	5626010,11
2	Pontão BB	431607,987	13,035	5626010,11
3	Pilares BE	186285,59	5,51	1026433,602
4	Pilares BB	186285,59	5,51	1026433,602
5	Barra Estabilizadora Frontal	77248,0376	13,035	1006928,17
6	Barra Estabilizadora Traseira	77248,0376	13,035	1006928,17
7	Pranchão Convés superior	1559422,13	0,005	7797,110625
8	Pranchão Convés inferior	1559422,13	5	7797110,625
8	Massa da Bateria	4500000,00	5	22500000
9	Sistema Motor-Redutor-Gerador	98100	-1	-98100
10	Amarras	880000	0,01	8800
11	Cabos e Tambores	1962000	5	9810000
CG da Plataforma - Com as cargas (m)			4,63	

Fonte: Autoria Própria.

A localização das cargas foi colocada a cinco metros da origem pois foi considerado que as cargas estão no convés inferior da plataforma. As exceções são as cargas referentes ao motor, ao gerador e ao redutor, que foram consideradas como estando a um metro acima do convés principal. Essa

diferenciação foi feita pois o convés inferior está próximo ao nível do mar (4 metros acima da linha d'água), ou seja, em casos de tempestade o convés inferior pode ser inundado o que poderia acabar por danificar os equipamentos eletrônicos presentes no gerador, no motor ou no redutor.

As massas referentes ao motor, gerador, cabos, tambores e correntes (também chamadas de amarras) foram estimados, e seus valores estão apresentados na Tabela 19. É importante destacar que em um primeiro momento, o peso adicional causado pelos eixos e pelas transmissões angulares não foi considerado à parte e sim embutido na estimativa dos tambores.

Tabela 19 - Estimativas de Massa para alguns dos componentes principais.

Estimativas de Massa [Ton]	
Conjunto Motor - Redutor	10
Correntes	55
Tambores	40
Cabos	160

Fonte: Autoria Própria.

3.8.3. Cálculo do Centro de Carena (B)

O cálculo do centro de carena é similar ao cálculo do centro de massa, entretanto, para o centro de carena contribuem apenas as partes submersas da plataforma. A Tabela 20 apresenta o cálculo realizado.

Tabela 20 - Cálculo do Centro de Carena da Plataforma.

Cálculo do Centro de Carena da Plataforma				
Item	Identificação	Volume (m ³)	Altura do Centro Geométrico (m)	
1	Pontão BE	550,08	13,035	
2	Pontão BB	550,08	13,035	
3	Parte Submersa Pilares BE	37,52	10,025	
4	Parte Submersa Pilares BB	37,52	10,025	
5	Barra Estabilizadora Frontal	25,0777634	13,035	
6	Barra Estabilizadora Traseira	25,0777634	13,035	
B da Plataforma (m)		12,85		

Fonte: Autoria Própria.

3.8.4. Cálculo do Raio Metacêntrico

O cálculo do Raio Metacêntrico da plataforma é definido em função do momento de inércia das partes em contato com a linha d'água, para fazer tal definição considerou-se que os 4 pilares são as únicas partes a sair da água, e, portanto, o momento de inércia da plataforma é dado em função de seu diâmetro (uma vez que são círculos) e distância até a origem. Foi estipulado que os pilares estão com seus centros localizados a uma distância igual a 18 metros da origem. Esse valor foi considerado por prover estabilidade à plataforma sem a necessidade de aumento das dimensões totais. A Tabela 21 apresenta os resultados dos cálculos.

Tabela 21 – Cálculo do Raio Metacêntrico da Plataforma.

Cálculo do Raio Metacêntrico da Plataforma								
Cálculo do Momento de Inércia de Área								
Item	Identificação	Área (m ²)	dx (m)	dy (m)	Adx ² (m ⁴)	Ady ² (m ⁴)	Ix (m ⁴)	Iy (m ⁴)
3 - 1	Pilar BB Frontal	9,62	18	-18	3117,25	3117,25	3124,611486	3124,611486
3 - 2	Pilar BB Traseiro	9,62	-18	-18	3117,25	3117,25	3124,611486	3124,611486
4 - 1	Pilar BE Frontal	9,62	18	18	3117,25	3117,25	3124,611486	3124,611486
4 - 2	Pilar BE Traseiro	9,62	-18	18	3117,25	3117,25	3124,611486	3124,611486
Totais							12498,44595	12498,44595
Cálculo do Raio Metacêntrico								
Raio Metacêntrico (m)							10,200	
Raio Metacêntrico Longitudinal (m)							10,200	

Fonte: Autoria Própria.

3.8.5. Cálculo da Estabilidade Estática

Para garantir que a plataforma seja estaticamente estável, é preciso garantir que dois critérios sejam atendidos: o empuxo seja igual ao peso da embarcação e que uma distância mínima entre o metacentro da plataforma (centro de rotação em torno do qual a plataforma oscila para pequenas angulações) e o centro de massa seja atendida. Para o caso do projeto, foi considerado que a plataforma já estava carregada.

A distância entre o metacentro e o centro de massa deve estar compreendida entre 1 e 3 metros. Essa consideração garante que o momento de endireitamento da plataforma não será nem muito alto, nem muito baixo, garantindo assim que a plataforma esteja estável. Primeiro, calculou-se a massa total da plataforma, com base nos cálculos de centro de massa. A massa da

plataforma é de 520 toneladas, conforme mostra a Figura 56. Nesta massa está embutido um adicional de 20% da soma do peso dos pontões, pilares e dos pranchões de cada convés para contabilizar a massa dos reforços estruturais e soldas necessárias.

Cálculo da Massa da Plataforma [Ton]	
	520

Figura 56 - Cálculo da Massa da plataforma. Fonte: Autoria Própria.

Em seguida, fez-se o somatório das forças atuantes na plataforma e foi realizada a comparação com a força de empuxo. A Tabela 22 mostra esse critério de aceitação, podendo ser observado que ele foi cumprido, ou seja, a plataforma flutua para a condição escolhida. Pode ser vista pequena diferença positiva entre o empuxo e a força-peso, essa diferença faz com que a plataforma fique com calado pouco inferior aos seis metros estipulados. Entretanto, considerando-se o efeito do peso adicional causado por pessoal trabalhando na plataforma, essa diferença pode ser desprezada.

Tabela 22 - Critério de Flutuabilidade da Plataforma.

Verificação de Flutuabilidade (Empuxo > Peso)	
Empuxo (N)	12321354
Força Peso (N)	12198719
Status:	

Fonte: Autoria Própria.

Por fim, foi então comparada a distância entre o metacentro e o centro de massa. Os cálculos detalhados são apresentados no apêndice A, enquanto a Tabela 23 mostra que a plataforma é estável tanto no eixo transversal quanto no longitudinal.

Tabela 23 – Critério de Estabilidade da Plataforma (com cargas).

Critério de Estabilidade da Plataforma - Considerando as cargas (1m > GM > 3m)	
GM (m)	1,98
GM Longitudinal (m)	1,98
Status:	

Fonte: Autoria Própria.

OBS: Para fins de verificação, foi realizado também o cálculo para a plataforma vazia, com os resultados apresentados na Tabela 24 mostrando que a plataforma é estável.

Tabela 24 – Critério de Estabilidade da Plataforma (sem cargas).

Critério de Estabilidade da Plataforma (1m > GM > 3m)	
GM (m)	2,48
GM Longitudinal (m)	2,48
Status:	

Fonte: Autoria Própria.

3.8.6. Cálculo do Efeito Pêndulo da Massa

O sistema analisado no pêndulo consiste em uma massa cilíndrica de 458 720 kg (cilindro de aço com dimensões definidas no tópico 3.1), suspensa por um cabo de aço de comprimento variável L, totalmente imersa em água salgada ($\rho = 1025 \text{ kg/m}^3$) na Bacia de Campos.

A oscilação ocorre no plano vertical sob ação da gravidade, do empuxo e do arrasto hidrodinâmico quadrático, configurando um pêndulo físico não linear com amortecimento dependente do quadrado da velocidade, com o ângulo de inclinação variando de 10 a -10 graus. A modelagem foi feita com apenas 1 grau de liberdade, sendo interessante estudar em trabalhos futuros a modelagem de múltiplos graus de liberdade para o pêndulo.

Os cálculos detalhados estão apresentados no apêndice A, e a Tabela 25 mostra os resultados para o período de oscilação considerado. Esses valores foram comparados com o período de oscilação da plataforma durante a tempestade centenária para verificar em se há riscos para a operação.

Tabela 25 - Períodos de oscilação do pêndulo.

Comprimento do Pêndulo (L)	Período aproximado (T)
25 m	10,77 s
50 m	15,23 s
100 m	21,54 s
150 m	26,37 s
300 m	37,29 s

Fonte: Autoria Própria.

3.8.7. Tempestade Centenária

Uma tempestade centenária (ou secular) refere-se a um evento extremo de ondas oceânicas com probabilidade de recorrência de aproximadamente 100 anos (ou seja, um evento que ocorre uma vez por século, baseado em análises estatísticas de dados históricos de ondas). Na Bacia de Campos (localizada no litoral norte do Estado do Rio de Janeiro, associada a atividades de exploração de petróleo *offshore*), esses eventos são tipicamente gerados por ciclones extratropicais no Atlântico Sul, com ventos intensos e *fetches* (longas distâncias oceânicas que permitem tempo suficiente para o desenvolvimento de ondas de grande amplitude, também chamada de pista do vento) longos que propagam *swells* (ondas de baixa frequência e grande amplitude que se propagam por longas distância com perda desprezível de energia após a ocorrência de uma tempestade distante, à semelhança de tsunamis, estes últimos causados por abalos sísmicos no fundo oceânico.) em direção à costa brasileira.

O cálculo do efeito causado pela tempestade é muito importante, uma vez que a plataforma não pode se deslocar, devendo ser capaz de resistir à perturbação ambiental. O ponto importante para este trabalho será o efeito dessa tempestade na aceleração da plataforma e o período modal dessa tempestade, uma vez que deve ser verificado se durante a descida da massa haverá ressonância com a tempestade causada.

O período modal (ou período de pico, T_p) é o período correspondente à frequência de máxima energia no espectro de ondas durante o evento. Para tempestades seculares na Bacia de Campos:

- Baseado em *hindcasts* (modelos com os históricos meteorológicos da região) de ondas (como os do modelo WAVEWATCH III do *National Centers for Environmental Prediction* (NCEP)) e medições históricas (e.g., boias da Petrobras nos campos de Marlim e Barracuda, 1991–2000), o período modal típico varia entre 12 e 13 segundos.
- Especificamente, em eventos extremos analisados (com alturas significativas de ondas H_s acima de 5–6 m), o T_p atinge valores máximos de cerca de 12,8 s (reportado em estudos de tempestades entre 1999 e 2000, com H_s de 5,63 m). Para um evento secular, estima-se um T_p em torno de 12–14 s, considerando a propagação de *swells* de baixa frequência gerados por ciclones em latitudes mais ao sul (cerca de 30–40°S).

Esses valores são derivados de análises de eventos severos, onde o espectro de energia é dominado por componentes de *swell* do quadrante sudeste, com direções principais entre SSE e SW. O período modal aumenta com a duração e o *fetch* (pista) do ciclone, sendo maior em *swells* maduros que chegam à Bacia de Campos após propagação de milhares de km.

O espectro de mar deve refletir condições extremas com múltiplos modos (bi-modal ou tri-modal), devido à superposição de mar local (*windsea*, gerado por ventos próximos) e *swells* remotos. Recomenda-se, portanto:

- Espectro JONSWAP (Joint North Sea Wave Project): O mais apropriado para esta região, pois captura o pico estreito de energia típico de *fetches* finitos e ventos moderados a fortes (comum em ciclones extratropicais).
 - Parâmetros para evento secular:
 - $H_s \approx 6\text{--}7\text{m}$ (altura significativa de retorno 100 anos, baseada em *hindcasts* dos modelos ERA-5 e WW3).
 - $T_p \approx 12\text{--}13\text{s}$.

- Parâmetro de pico $\gamma = 3,3$ (para espectro estreito, representando swells concentrados).
- Direção principal: 150–180° (SSE a S), com espalhamento direcional de 20–30°.

○ Fórmula base, Equação 23:

$$S(f) = \alpha g^2 (2\pi)^{-4} f^{-5} \exp \left[-1.25 \left(\frac{f}{f_p} \right)^{-4} \right] \gamma^{\exp \left[-\frac{(f-f_p)^2}{2\sigma^2 f_p^2} \right]} \quad (\text{Eq. 23})$$

onde $f_p = 1/T_p$, ajustado para profundidade oceânica (~1000 m na bacia).

Com base nesses dados, calculou-se a amplitude modal das vagas para a bacia de campos conforme Equação 24:

$$a_m = \frac{H_p}{2} \quad (\text{Eq. 24})$$

onde H_p é a altura de onda de pico (ou altura máxima esperada no evento, associada ao período modal T_p).

De acordo com *hindcasts* calibrados (ERA-5 + WW3) para a Bacia de Campos (profundidade ~1000–1500 m), o valor de retorno 100 anos (tempestade secular) é:

$$\boxed{H_s = 6,8 \text{ m}}$$

Para espectro JONSWAP com $\gamma = 3,3$ (padrão em swells maduros do Atlântico Sul), tem-se:

$$H_p \approx 1,86 \times H_s$$

Substituindo $H_s = 6,8 \text{ m}$:

$$H_p = 1,86 \times 6,8 = 12,65 \text{ m}$$

Substituindo na fórmula da amplitude modal tem-se:

$$\boxed{a_m = \frac{H_p}{2} = \frac{12,65}{2} = 6,33 \text{ m}}$$

Munido desses valores foi possível calcular a amplitude de oscilação de *heave* para a plataforma por meio da *Response Amplitude Operator (RAO)* para *heave* é usado (RAO_{33}), que relaciona a amplitude de resposta z_a à amplitude de onda a_m , conforme Equação 25:

$$z_a = RAO_{33} \cdot a_m \quad (\text{Eq. 25})$$

Assumindo direção de onda SSE (165°), com incidência $\sim 45^\circ$ aos pontões (configuração típica), o RAO é conservadoramente 0,9 (baseado em *hindcasts* e testes em bacias de ondas para semi-submersíveis com geometria similar). Substituindo na fórmula tem-se:

$$z_a = 0,9 \times 6,33 \approx 5,70 \text{ m}$$

Com os valores da amplitude de oscilação, é possível encontrar a máxima aceleração vertical, uma vez que o movimento pode ser descrito como um MHS, conforme Equação 26.

$$\ddot{z}_{max} = z_a \cdot \omega^2 \quad (\text{Eq. 26})$$

Substituindo-se os valores encontrados, tem-se que a aceleração máxima de *heave* será de $1,373 \text{ m/s}^2$, essa será a aceleração adicional que será usada para o cálculo dos esforços sobre os cabos. A Tabela 26 apresenta esses valores de forma consolidada.

Tabela 26 - Valores Consolidados Tempestade Centenária.

Parâmetro	Valor
Amplitude de <i>heave</i> (z_a)	5,7 m
Período modal (T_p)	12,8 s
Frequência angular (ω)	0,491 rad/s
Máxima aceleração de <i>heave</i>	1,37 m/s ²

Fonte: Autoria Própria.

Pode-se observar que o período modal da tempestade centenária é muito próximo ao período de oscilação da plataforma quando a bateria está em

profundidades entre vinte e cinco a cinquenta metros. Por isso, recomenda-se que a bateria não seja operada nessas profundidades em caso de tempestades.

3.9. DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES AUXILIARES

A última etapa do dimensionamento foi a seleção dos componentes auxiliares da plataforma, esses componentes servirão para fazer a interligação dos cabos à bateria gravitacional. Por conta de já existir produtos comercialmente disponíveis para esse fim, optou-se por utilizá-los ao invés de fazer o dimensionamento a partir do zero. A Figura 57 apresenta uma representação desses componentes auxiliares de interligação.

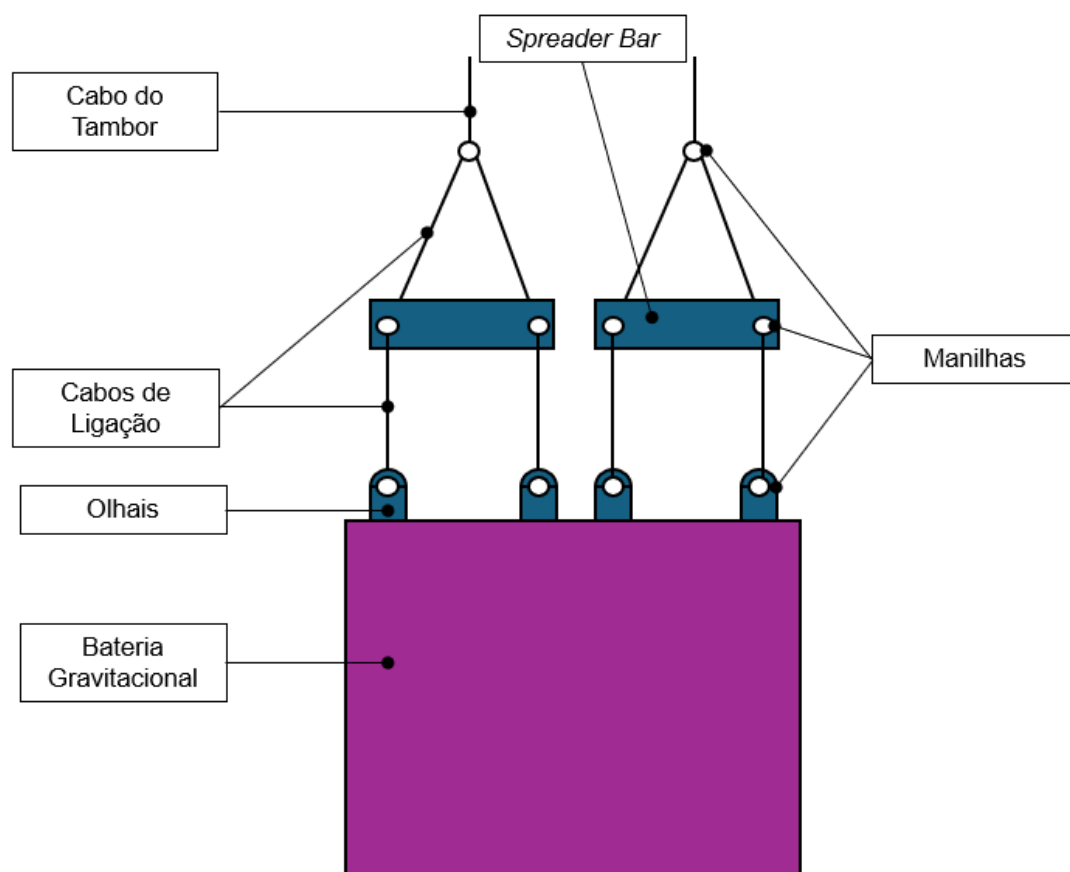


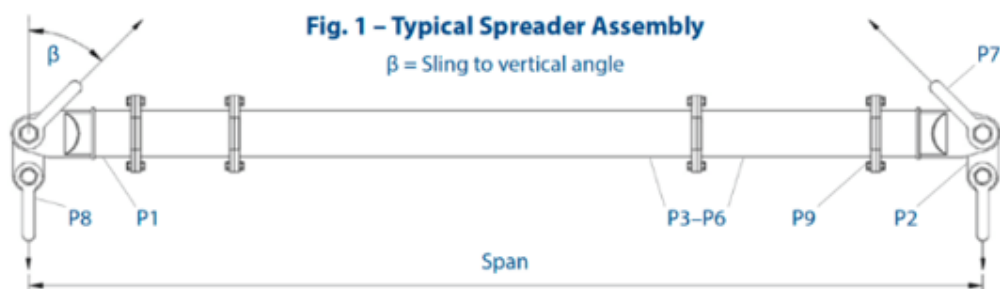
Figura 57 - Representação das Uniões da Bateria aos cabos do tambor. Fonte: Autoria Própria.

3.9.1. Olhais

Para a seleção dos olhais definiu-se primeiro a carga de trabalho de 558,65 toneladas, esse valor é proveniente da consideração da carga equivalente exercida sobre a plataforma no caso de tempestade centenária, ou seja, a carga que o sistema de içamento teria de suportar caso a aceleração fosse a da gravidade, mas considerando a mesma carga de tração nos cabos.

Com base nesse valor, foi feita a divisão em 24 olhais para melhor distribuir a carga. Essa divisão foi feita, pois, como são 12 cabos, seria necessário existirem pelo menos doze pontos de ancoragem. Entretanto, é necessário considerar o uso de uma *spreader-bar* para distribuir os esforços igualmente nos cabos e garantir que todos eles estejam submetidos à mesma tração. O modelo escolhido de *spreader-bar*, conforme está melhor detalhado em tópico específico, utiliza dois pontos de ancoragem na carga e um para o cabo, implicando a necessidade de utilização de 24 olhais.

Com base nisso, a carga de trabalho de cada olhal será de 23,77 toneladas, sendo também importante utilizar um olhal do tipo *swivel*. Esse tipo de olhal permite que a carga gire de forma independente, ou seja, mesmo que a bateria seja afetada por forças que tendam a impor rotação (por exemplo o efeito de correntes marítimas), não há o risco dessa rotação ser transmitida aos cabos e conseqüentemente resultar em enroscamentos. Foi então verificado no catálogo da fabricante RUD qual olhal atende aos requisitos, sendo selecionado o VWGB 16t (25t), olhal esse que possui fator de segurança 4:1 e pode ser preso à bateria gravitacional por meio de uma rosca M64. A Figura 58 mostra o catálogo e o olhal escolhido.



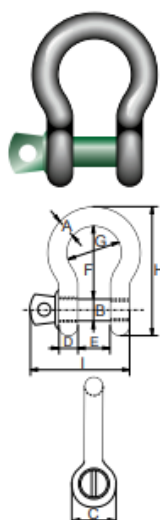
Component List of MOD 70 tonne spreader beam

Part Ref.	Description	Weight/Item
P1	End Unit	58kg
P2	Drop Link	32kg
P3	4.0m Strut	240kg
P4	2.0m Strut	136kg
P5	1.0m Strut	85kg
P6	0.5m Strut	61kg
P7	85t Shackle	62kg
P8	55t Shackle	40kg
P9	M20 x 65, Grade 8.8, HT Bolts, Nuts & Washers	

Figura 59 - Spreader Bar de 70 toneladas Modulift. Fonte: Modulift.

3.9.3. Manilhas

Para definição das manilhas a serem utilizadas, foi usado como base a carga que cada um dos cabos deve ser capaz de içar, no caso, as 47,54 toneladas referentes à 2 olhais. Com essa carga, foi então utilizado o catálogo da RUD de movimentação de carga para verificar quais manilhas atendem aos requisitos de projeto. Pode-se pela Figura 60 que a manilha *standard* G-4161 do final da tabela do fabricante atende aos requisitos de projeto, sendo essa a manilha selecionada.



MANILHA STANDARD G-4161

Âncora Pino Rosqueável - Grau 6

Manilha com corpo e pino forjado em aço de alta resistência, temperado e revenido, com acabamento galvanizado a quente. Fator de segurança 6:1. Normas aplicáveis: EN 13889, ASME B30.26, Fed. Spec. RR-C-271*** Tipo IVA Classe 2, grau A.

CMT Kg	A mm (pol.)	B mm	C mm	D mm	E mm	F mm	G mm	H mm	I mm	Peso kg
1000	10 (3/8")	11	22,5	10	17	36,5	26	63,5	54	0,14
2000	13,5 (1/2")	16	34	13	22	51	32	89	73	0,36
3250	16 (5/8")	19	40	16	27	64	43	110	89	0,63
4750	19 (3/4")	22	46	19	31	76	51	129	103	1,00
6500	22 (7/8")	25	52	22	36	83	58	144	119	1,50
8500	25 (1")	28	59	25	43	95	68	164	137	2,21
9500	28 (1 1/8")	32	66	28	47	108	75	185	153	3,16
12000	32 (1 1/4")	35	72	32	51	115	83	201	170	4,31
13500	35 (1 3/8")	38	80	35	57	133	92	227	186	5,55
17000	38 (1 1/2")	42	88	38	60	146	99	249	203	7,43
25000	45 (1 3/4")	50	103	45	74	178	126	300	243	12,84
35000	50 (2")	57	111	50	83	197	138	331	272	18,15
42500	57 (2 1/4")	65	130	57	95	222	160	377	310	26,29
55000	65 (2 1/2")	70	145	65	105	260	180	433	344	37,60

Figura 60 - Manilha Standard RUD. Fonte: RUD.

3.9.4. Cabos de Ligação

Por fim, é importante citar a questão dos cabos de ligação entre a carga e a *spreader bar*. Esses cabos seguem o mesmo padrão construtivo dos cabos utilizados nos tambores, essa escolha se deu pois como a carga de cada um dos cabos dos tambores será o dobro da dos cabos de ligação, a estrutura estará superdimensionada, não colocando em risco a operação da plataforma.

Seria também importante realizar o dimensionamento de sapatilhas e grampos para fixação tanto dos cabos do tambor quanto dos cabos de ligação, entretanto o dimensionamento desses componentes se dá em fase posterior ao projeto conceitual, ficando de fora do escopo deste trabalho, ficando como sugestão de projetos futuros.

4. CONCLUSÃO E PROPOSTAS DE PROJETOS FUTUROS

O seguinte tópico tem por objetivo trazer as conclusões do trabalho e sugestões de trabalhos futuros.

4.1. CONCLUSÃO

Ao longo deste trabalho, buscou-se definir os principais requisitos e realizar o projeto conceitual de uma bateria gravitacional acoplada a uma central de produção de hidrogênio (amônia) *offshore*. Pode-se observar que o escopo inicial de prover potência a toda a instalação teve de ser reduzido frente a enorme massa necessária para prover potência apenas ao sistema de emergência da plataforma. Pode-se observar também que a escala dos elementos dimensionados no presente trabalho é considerável, além de, muitas vezes, necessitar-se de utilizar equipamentos projetados especialmente para o projeto, suscitando o debate se é economicamente viável ou não realizar o projeto na vida real. Faz-se necessário um estudo da economicidade deste projeto frente a outros armazenamentos (baterias de lítio por exemplo) a fim de verificar sua exequibilidade.

Além disso, faz-se necessário verificar se outras configurações (múltiplas massas ou múltiplas plataformas) justificariam o investimento necessário para a construção da bateria.

4.2. CONTRIBUIÇÕES DA PRESENTE MONOGRAFIA

Espera-se que a presente monografia tenha contribuído para o estudo da área de armazenamento de energia, propondo um projeto conceitual de bateria gravitacional a ser acoplada a uma plataforma offshore para armazenamento de energia e serviço de *no-break* do sistema de armazenamento do hidrogênio e hotelaria da plataforma.

4.3. PROPOSTAS DE PROJETOS FUTUROS

Como propostas de projetos futuros, sugerem-se abordar temas que fugiram do escopo do presente trabalho seja pela necessidade de conclusão do projeto, seja pela complexidade envolvida. A saber:

- a) Utilização de múltiplas massas na bateria;
- b) Utilização de múltiplas plataformas;
- c) Estudo da economicidade do projeto;
- d) Dimensionamento dos componentes auxiliares faltantes (grampos, sapatilhas, roldanas);
- e) Dimensionamento das soldas de fixação dos componentes e da plataforma em si;
- f) Utilização da máquina de Atwood como acumulador de energia ao invés dos pesos;
- g) Modelos simplificados do pêndulo com 2 ou 3 graus de liberdade;
- h) Análise pelo emprego do método de Elementos Finitos nos eixos para verificação dos cálculos analíticos;

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

DUTRA, D. S.; **EVOLUÇÃO DAS TECNOLOGIAS E EQUIPAMENTOS DE MANUSEIO DE ÂNCORAS E SISTEMAS DE ANCORAGEM**. Centro de Instrução Almirante Graça Aranha – Rio de Janeiro. 2012.

Cao, Qianying & Goswami, Somdatta & Karniadakis, George & Chakraborty, Souvik. (2023). **Deep neural operators can predict the real-time response of floating offshore structures under irregular waves**. 10.48550/arXiv.2302.06667.

SAHOO, S.; TIMMANN, P.; **Energy Storage Technologies for Modern Power Systems: A Detailed Analysis of Functionalities, Potentials, and Impacts**. IEEE Access. 2023.

FYKE, A. **The Fall and Rise of Gravity Storage Technologies**. Future Energy. 2019.

HUNT, J.D.; ZAKERI, B.; JURASZ, J.; TONG, W.; D , ABEK, P.B.; BRANDÃO, R.; PATRO, E.R.; DURIN, B.; FILHO, W.L.; WADA, Y.; et al. **Underground Gravity Energy Storage: A Solution for Long-Term Energy Storage**. Energies 2023, 16, 825. <https://doi.org/10.3390/en16020825>. Academic Editor: Helena M. Ramos.

EMRANI, A.; ACHOUR, Y.; SANJARI, M. J.; BERRADA, A.; **Adaptive energy management strategy for optimal integration of wind/PV system with hybrid gravity/battery energy storage using forecast models**. Journal of Energy Storage. 2024. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2024.112613>.

Confederação Nacional da Indústria - CNI. **Oportunidades e desafios para geração eólica offshore no Brasil e a produção de hidrogênio de baixo carbono**. Confederação Nacional da Indústria. – Brasília: CNI, 2023.

GIAMPIERI, A.; LING-CHIN, J.; ROSKILLY, A. P. **Techno-economic assessment of offshore wind-to-hydrogen scenarios: A UK case study**. International Journal of Hydrogen Energy, 2023.

ONI, B. A.; SANNI, S. E.; MISIANI, A. N. **Green hydrogen production in offshore environments: A comprehensive review, current challenges, economics and future-prospects**. International Journal of Hydrogen Energy, 2025.

SINGLITICO, A.; ØSTERGAARD, J.; CHATZIVASILDEIADIS, J. **Onshore, offshore or in-turbine electrolysis? Techno-economic overview of alternative integration designs for green hydrogen production into Offshore Wind Power Hubs**. Renewable and sustainable energy transition, 2021.

ZHANG, M.; TAO, L.; NUERNBERG, M.; RAI, A.; YUAN, Z. **Conceptual design of an offshore hydrogen platform**. International Journal of Hydrogen Energy, 2024.

MUSIAL, W.; SPITSEN, P.; DUFFY, P.; BEITER, P.; SHIELDS, M.; HERNANDO, D. M.; HAMMOND, R.; MARQUIS, M.; KING, J.; SATHISH, S.; **Offshore Wind Market Report: 2023 Edition**. Office of Energy Efficiency & Renewable Energy, U.S. Department of Energy. 2023. Disponível em: <https://www.energy.gov/sites/default/files/2023-09/doe-offshore-wind-market-report-2023-edition.pdf>. Acesso em: 17 de julho de 2025.

EPE, **Roadmap Eólica Offshore Brasil**. EPE, Brasília, 2020.

BENITEZ, A.; WULF, C.; STEUBING, B.; GELDERMANN, J.; **Scenario-based LCA for assessing the future environmental impacts of wind offshore energy: An exemplary analysis for a 9.5-MW wind turbine in German**. Energy, sustainability and Society. 2024. Disponível em: <https://doi.org/10.1186/s13705-024-00474-z>. Acesso em: 18 de julho de 2025.

LACERDA, T. **ANÁLISE DE SISTEMAS DE ANCORAGEM DE PLATAFORMAS FLUTUANTES**. UFRJ. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <<https://pantheon.ufrj.br/bitstream/11422/8803/1/monopoli10004225.pdf>>. Acesso em: 11 novembro de 2025.

LUIZ, E.; EDUARDO, C.; STUMPF, F. T. **ESTUDO EXPERIMENTAL SOBRE OS EFEITOS DO IMPACTO EM TRAÇÃO NA RESISTÊNCIA À FADIGA E NO ALONGAMENTO DE FIOS DE POLIÉSTER APLICADOS EM CABOS DE AMARRAÇÃO DE PLATAFORMAS OFFSHORE**. Revista Mundi Engenharia Tecnologia e Gestão (ISSN 2525-4782), v. 2, n. 1, 18 ago. 2017.

AVERILL, B. A., ELDREDGE, P. **Principles of General Chemistry**. Edição 1. 2012. Disponível em: <https://2012books.lardbucket.org/books/principles-of-general-chemistry-v1.0/index.html>. Acesso em: 20 de novembro de 2025.

UBE Corporation. **N2 Separation Membrane Module**. Disponível em: https://www.ube.com/ube/en/contents/chemical/separation/n2_separator.html. Acesso em: 20 de novembro de 2025.

International Energy Agency (IEA). **Ammonia Technology Roadmap CC BY-NC 3.0** IGO, 2021. Disponível em: <https://iea.blob.core.windows.net/assets/6ee41bb9-8e81-4b64-8701-2acc064ff6e4/AmmoniaTechnologyRoadmap.pdf>. Acesso em: 20 de novembro de 2025.

BORZOG, M; ADDIS, B; PICCIALI, V; RAMÍREZ-SANTOS, A. A.; CASTEL, C; PINNAU, I; FAVRE, E. **Polymeric membrane materials for nitrogen production from air: a process synthesis study**. Chemical Engineering Science. 2019. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ces.2019.07.029>.

PETROBRAS. **Programa de Descomissionamento de Instalações Marítimas Executivo Completo – FPSO P-33**. Versão 1, 2022. Disponível em: <https://www.gov.br/anp/pt-br/assuntos/exploracao-e-producao-de-oleo-e-gas/seguranca-operacional/arq/ppdi/pdi-fpso-p33.pdf>. Acesso em: 20 de novembro de 2025.

BRÆKKEN, A.; GABRIELII, C.; NORD, N. **Energy use and energy efficiency in cruise ship hotel systems in a Nordic climate**. Energy Conversion and Management, v. 288, p. 117121, 15 de julho de 2023.

PINHEIRO, G. M; CUEVAS, L. **A importância do Grupo De Mecanismos De Uma Ponte Rolante**. 2022. Disponível em: https://repositorio.pgsscogna.com.br/bitstream/123456789/49383/1/GABRIEL_MORAIS.pdf. Acesso em: 20 de novembro de 2025.

IPH. **Cabos de aço para PETRÓLEO & GÁS OFFSHORE**. 2016. Disponível em: <https://www.iphglobal.com/file-download?modo=downloads&id=115&target=>. Acesso em: 21 de novembro de 2025.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8400: Cálculo de equipamento para levantamento e movimentação de cargas**. Rio de Janeiro, p. 108. 1984.

RUDENKO, N. **MÁQUINAS DE ELEVAÇÃO E TRANSPORTE**. LIVROS TÉCNICOS E CIENTÍFICOS EDITORA S.A. 1976. Rio de Janeiro.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 11375: Tambor para cabo de aço**. Rio de Janeiro, p.4. 1989.

BUDYNAS, R, G; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica**. Mc Graw Hill. 8ª Edição. Porto Alegre, 2011.

WEG. **Catálogo de redutores planetários**. 2025. Disponível em: <https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h4f/hfd/WEG-gearboxes-planetary-50126471-brochure-english.pdf>. Acesso em: 22 de novembro de 2025.

PINTO, M. O. **FUNDAMENTOS DE ENERGIA EÓLICA**. Editora LTC, Rio de Janeiro. 2014.

Acionamentos Spitti Ltda. **Freio Industrial Eletromagnético de Sapata**. Disponível em: <https://acoplamentofacil.com.br/freios-industriais/freio-industrial-eletromagnetico-de-sapata/>. Acesso em: 23 de novembro de 2025.

Modulift. **MOD 70H: 100 tonne Modular Spreader Beam**. Disponível em: <https://www.modulift.com/mod-70h-tonne-spreader-beams/#:~:text=MOD%C2%AE%20%2D%20The%20Original%20and,leader%20below%2Dthe%2Dhook..> Acesso em: 23 de novembro de 2025.

RUD. **Pontos de Içamento.** Aparafusáveis e Soldáveis. Edição 29. Disponível em: <https://www.rud.com.br/pdf/catalogo-pontos-icamento.pdf>. Acesso em: 23 de novembro de 2025.

RUD. **Sistemas de Içamento.** Movimentação e Amarração de Cargas. Edição 33-A. Disponível em: <https://www.rud.com.br/pdf/catalogo-sistemas-icamento-grau8.pdf>. Acesso em: 23 de novembro de 2025.

PAMPLONA, et al. **Notas de Aula de Arquitetura Naval.** UFF, 2010.

ZHOU, C. et al. Fatigue strength analysis of semi-submersible platforms based on wide-band stress. **Journal of Physics Conference Series**, v. 2553, n. 1, p. 012005–012005, 1 ago. 2023.

YANYANG, P. et al. Analysis on statistical uncertainties of wave loads and structural fatigue reliability for a semi-submersible platform. **Ocean engineering**, v. 237, p. 109609–109609, 1 out. 2021.

CUI, L. et al. Fatigue Analysis on Key Components of Semi-Submersible Platform. **29th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering: Volume 2**, p. 671–675, 1 jan. 2010.

MA, J. et al. Fatigue assessment on local components of a semi-submersible platform subjected to wind and wave loads. **Journal of Vibroengineering**, v. 20, n. 2, p. 988–1006, 31 mar. 2018.

KUMAR, R. H.; VISHNUVARDHAN, S.; LUTE, V. Fatigue Life Evaluation of Critical Components of Floating Offshore Renewable Energy Supporting Structure. 13 set. 2023.

RINGSBERG, J. W.; KARLSSON, D.; MÅRTEN FORSER. Structural Analysis of Node Cut-Outs in a Semi-Submersible Offshore Platform. **Chalmers Publication Library (Chalmers University of Technology)**, 19 jun. 2016.

CHEN, Y; ZIHENG, W.; GANGAO, Z.; YUSHENG, S. Design and Analysis of a Novel offshore Gravity Energy Storage Support Structure Based Wind Power Jacket Foundation. **Smart Systems and Green Energy**, v. 6, n. 1, 2024.

Manual Universal da Técnica Mecânica Erik Obert, Franklin D. Jones e Holbrook L. Horton, 20ª edição, Tomos I e II, editora Hemus.

Manual da Construção de Máquinas. F. Sass, Ch. Bouché e A. Leitner. 13ª edição, tomos I e II, editora Hemus.

APÊNDICE A – Cálculos Detalhados

Neste apêndice estão contidos os cálculos detalhados do presente trabalho.

6.1. CÁLCULOS DA PLATAFORMA

O deslocamento total da plataforma ($V_{Desl.}$) é dado pela soma do volume dos pilares (V_2), volume da parte cilíndrica dos pontões (V_{1c}), volume da parte esférica dos pontões (V_E) e o volume da barra de estabilização (V_3)

$$V_{Desl.} = 4V_2 + 2V_{1c} + 2V_E + 2V_3$$

O cálculo do deslocamento total fica:

$$V_{Desl.} = 4 \left[\frac{\pi D_2^2}{4} \cdot (d - D_1) \right] + 2 \left[\frac{\pi D_1^2}{4} \cdot L_1 \right] + 2 \left[\frac{\pi D_1^3}{6} \right] + 2 \left[\frac{\pi D_3^2}{4} \cdot L_3 \right]$$

$$V_{Desl.} = \pi [D_2^2 \cdot (d - D_1)] + \left[\frac{D_1^2 \cdot L_1}{2} \right] + \left[\frac{D_1^3}{3} \right] + \left[\frac{D_3^2 \cdot L_3}{2} \right]$$

O peso total é dado pela soma do peso da plataforma com o peso do conjunto mecânico, peso da amarração e o peso da massa gravitacional (w_{MG}), conforme equação abaixo.

$$w_{total} = [2w_{1c} + 2w_E + 4w_2 + 2w_3 + w_{4(convés)}] + w_{mot.ger.conv.} + w_{R1} \\ + w_{R2(redutor+tambor+cabo)} + w_{MG} + w_{AM}$$

Sendo que o peso da amarração é dado pelo peso das quatro linhas catenárias usadas no projeto e sendo (γ) o peso por metro das amarras.

$$w_{AM} = 4w_{catenária} = 4[\gamma \cdot 3 \cdot (\text{profundidade})]$$

Pelo equilíbrio hidrostático tem-se a seguinte relação:

$$\rho_{AS} \cdot g \cdot V_{Desl.} = w_{total}$$

O cálculo do peso total (w_{total}) é dado pela multiplicação da área do corpo (A_{corpo}), espessura da chapa (ε), massa específica do aço ($\rho_{aço}$) e aceleração da gravidade (g).

$$w = A_{corpo} \cdot \varepsilon \cdot \rho_{aço} \cdot g$$

O peso da plataforma então dado pela equação abaixo:

$$w_{plataforma} = (\varepsilon \cdot \rho_{aço} \cdot g) \cdot \{2\pi \cdot [(D_1 \cdot L_1 + D_1^2 + 2(D_2 \cdot L_2) + 2(D_3 \cdot L_3))] + [L_{4a} \cdot L_{4b}]\}$$

O peso da bateria gravitacional é:

$$w_{MG} = M_G \cdot g$$

O peso do conjunto mecânico é a soma dos pesos do motogerador, das transmissões angulares e do conjunto redutor, tambores e cabos.

$$w_{conj.} = w_{moto.ger} + w_{R1} + w_{R2(reductor+tambor+cabo)}$$

A massa do conjunto mecânico é 210 toneladas

A massa das amarras é 55 toneladas

Cálculo de estabilidade

O cálculo do centro de massa da plataforma é dado por:

$$\bar{X} = \frac{\sum \bar{x}_i \cdot m_i}{m} = 0 \text{ (simétrico)}$$

$$\bar{Y} = \frac{\sum \bar{y}_i \cdot m_i}{m} = 0 \text{ (simétrico)}$$

$$\bar{Z} = \frac{\sum \bar{z}_i \cdot m_i}{m}$$

O cálculo da componente Z é dado por:

$$\bar{Z} = \frac{2 \cdot \left[\left(\varepsilon + L_2 + \frac{D_2}{2} \right) \cdot \left[(\pi \cdot D_1 \cdot L_1 \cdot \varepsilon \cdot \rho_{aço}) + (\pi \cdot D_1^2 \cdot \varepsilon \cdot \rho_{aço}) \right] \right] + 4 \left[\left(\varepsilon + \frac{L_2}{2} \right) \cdot (\pi \cdot D_2 \cdot L_2 \cdot \varepsilon \cdot \rho_{aço}) \right] + 2 \left[\left(\varepsilon + L_2 + \frac{D_2}{2} \right) \cdot (\pi \cdot D_3 \cdot L_3 \cdot \varepsilon \cdot \rho_{aço}) \right] + 2 \left[\left(\frac{\varepsilon}{2} \right) \cdot (L_{4a} \cdot L_{4b} \cdot \varepsilon \cdot \rho_{aço}) \right]}{m_{plataforma}}$$

A posição do centro de gravidade da plataforma no *SolidWorks* é

X = 0 m, Y = 0 m, Z= 5,15 m (Plataforma Vazia)

A posição do centro de gravidade da plataforma na planilha é

X = 0 m, Y = 0 m, Z= 5,13 m (Plataforma Vazia)

Essa diferença se dá porque o *SolidWorks* considera o fim do pilar como uma sela e não como um cilindro

O cálculo do centro de carena é feito de forma análoga, considerando apenas a parte submersa do volume e é dado por:

$$\bar{X} = \frac{\sum \bar{x}_i \cdot m_i}{m} = 0 \text{ (simétrico)}$$

$$\bar{Y} = \frac{\sum \bar{y}_i \cdot m_i}{m} = 0 \text{ (simétrico)}$$

$$\bar{Z} = \frac{\sum \bar{z}_i \cdot m_i}{m}$$

O cálculo da componente Z é dado por:

$$\bar{Z} = \frac{2 \cdot \left\{ \left(\varepsilon + L_2 + \frac{D_1}{2} \right) \cdot \left[\left(\frac{\pi D_1^3}{6} \right) + \left(\frac{\pi D_2^2 L_2}{4} \right) \right] + 4 \left[\left(L_2 + \frac{(D_1 - d)}{2} \right) \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_2^2 \cdot (D_1 - d)}{4} \right) \right] + \left[\left(\varepsilon + L_2 + \frac{D_1}{2} \right) \cdot \left(\frac{\pi D_3^2 L_3}{4} \right) \right] \right\}}{V_{Desl.}}$$

Cálculo do GM:

O cálculo do GM é a diferença entre a distância do Metacentro e do centro de gravidade, sendo dado por:

$$G_M = G_O - M_O$$

$$G_M = G_O - (B_M - Raio_M)$$

Cálculos do Pêndulo

A seguir são apresentados os cálculos relativos ao efeito pêndulo.

Hipóteses

Para fins de simplificação de um problema bastante complexo, as seguintes hipóteses foram adotadas.

- A oscilação ocorre em um plano (2D), com o pêndulo sujeito à gravidade, empuxo e arrasto hidrodinâmico.
- O cabo é inextensível e sem massa.
- O arrasto hidrodinâmico atua na direção tangencial ao movimento do cilindro.
- A área de seção transversal do cilindro perpendicular ao movimento é a área lateral projetada.

Forças atuantes

- Gravidade: $F_g = -mg$, onde $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.
- Empuxo: O empuxo depende do volume submerso do cilindro. Assumindo que o cilindro está totalmente submerso, a força de empuxo é $F_b = \rho Vg$, onde V é o volume do cilindro.
- Arrasto hidrodinâmico quadrático: $F_d = -\frac{1}{2}\rho C_d A v^2 \text{sign}(v)$, onde:
 - ρ : densidade da água salgada (1025 kg/m^3).
 - C_d : coeficiente de arrasto (assumiu-se $C_d \approx 1.2$, típico para cilindros em fluxo turbulento, ajustável com dados experimentais).
 - A : área projetada perpendicular ao movimento (área lateral do cilindro projetada no plano perpendicular à velocidade).
 - v : velocidade tangencial do cilindro, $v = L\dot{\theta}$.

Geometria do cilindro

O cilindro tem altura h igual ao diâmetro da base d , então $h = d$. O volume do cilindro é:

$$V = \pi r^2 h = \pi \left(\frac{d}{2}\right)^2 d = \frac{\pi d^3}{4}$$

A densidade do cilindro deve ser suficiente para que a massa $m = 458720 \text{ kg}$, ou seja, consistente com o volume submerso. O empuxo é:

$$F_b = \rho Vg = \rho \frac{\pi d^3}{4} g$$

A área projetada A para o arrasto depende do movimento. Para um cilindro oscilando ao longo de seu eixo, a área perpendicular ao movimento (tangencial ao arco do pêndulo) é a área lateral projetada, aproximadamente:

$$A \approx h \cdot d = d^2$$

(Assumiu-se que o cilindro oscila de modo que a área lateral é a mais relevante para o arrasto. Se o movimento fosse diferente, seria preciso ajustar a área projetada.)

Equação de movimento

A equação de movimento do pêndulo é obtida aplicando o balanço de momentos (ou usando a segunda lei de Newton no sistema rotacional). A equação diferencial para o ângulo θ é:

$$I\ddot{\theta} = \sum \tau$$

O momento de inércia I do sistema (massa pontual no fim do cabo) é:

$$I = mL^2$$

Os torques (τ) são:

1. Torque gravitacional (relativo ao ponto de pivô):

$$\tau_g = -(mg - F_b)L \sin \theta = -(mg - \rho \frac{\pi d^3}{4} g)L \sin \theta$$

2. Torque de arrasto: A força de arrasto atua tangencialmente, e seu torque é:

$$F_d = -\frac{1}{2} \rho C_d A (L\dot{\theta})^2 \text{sign}(\dot{\theta})$$

$$\tau_d = F_d \cdot L = -\frac{1}{2} \rho C_d A L^3 \dot{\theta}^2 \text{sign}(\dot{\theta})$$

Substituindo $A = d^2$:

$$\tau_d = -\frac{1}{2} \rho C_d d^2 L^3 \dot{\theta}^2 \text{sign}(\dot{\theta})$$

A equação de movimento é:

$$mL^2 \ddot{\theta} = -(mg - \rho \frac{\pi d^3}{4} g)L \sin \theta - \frac{1}{2} \rho C_d d^2 L^3 \dot{\theta}^2 \text{sign}(\dot{\theta})$$

Dividindo por mL^2 :

$$\ddot{\theta} = -\frac{(mg - \rho \frac{\pi d^3}{4} g)}{mL} \sin \theta - \frac{\rho C_d d^2 L}{2m} \dot{\theta}^2 \text{sign}(\dot{\theta})$$

Equações de estado

Definiu-se as variáveis de estado:

- $x_1 = \theta$: ângulo do pêndulo.

- $x_2 = \dot{\theta}$: velocidade angular.

As equações de estado são:

$$\dot{x}_1 = x_2$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{(mg - \rho \frac{\pi d^3}{4} g)}{mL} \sin x_1 - \frac{\rho C_d d^2 L}{2m} x_2^2 \text{sign}(x_2)$$

Determinação de d

Para calcular o empuxo, precisa-se do volume do cilindro. A massa é dada por $m = \rho_{\text{cilindro}} V$, mas usa-se o empuxo para determinar d . Supondo que o cilindro seja de aço maciço ($\rho_{\text{aço}} \approx 7850 \text{ kg/m}^3$) e totalmente submerso:

$$m = \rho_{\text{cilindro}} \frac{\pi d^3}{4} 458720 = 7850 \cdot \frac{\pi d^3}{4} d^3 = \frac{458720 \cdot 4}{7850 \cdot \pi} \approx 66,05d \approx \sqrt[3]{66,05} \approx 4,04 \text{ m}$$

Então, $h = d \approx 4,04 \text{ m}$, e a área projetada é:

$$A = d^2 \approx (4,04)^2 \approx 16,32 \text{ m}^2$$

Volume do cilindro:

$$V = \frac{\pi (4,04)^3}{4} \approx 51,83 \text{ m}^3$$

Empuxo:

$$F_b = \rho V g = 1025 \cdot 51,83 \cdot 9,81 \approx 521000 \text{ N}$$

Peso:

$$mg = 458720 \cdot 9,81 \approx 4.500.043,2 \text{ N}$$

A força resultante gravitacional menos empuxo é:

$$mg - F_b \approx 4.500.043,2 - 521.000 \approx 3.979.043,2 \text{ N}$$

Substituímos na equação de estado:

$$\begin{aligned} \dot{x}_2 &= -\frac{3.979.043,2}{458720L} \sin x_1 - \frac{1025 \cdot 1,2 \cdot 16,32 \cdot L}{2 \cdot 458720} x_2^2 \text{sign}(x_2) \\ &= -\frac{8,67}{L} \sin x_1 - 0,0219L x_2^2 \text{sign}(x_2) \end{aligned}$$

Determinação do período de oscilação:

O período de oscilação de um pêndulo com arrasto não linear não possui uma solução analítica simples, como no caso do pêndulo simples sem amortecimento ($T = 2\pi \sqrt{\frac{L}{g}}$). O arrasto quadrático introduz não linearidade, e o período depende da amplitude inicial e do amortecimento. Para estimar o período, usou-se uma simulação numérica para identificar o tempo entre picos consecutivos de $\theta(t)$.

Método

- Executa-se a simulação para cada L (25 m, 50 m, 100 m, 150 m, 300 m).
- Identifica-se os picos de $\theta(t)$ (máximos locais) e calcula-se o intervalo de tempo entre eles.
- Como a amplitude inicial é pequena ($\theta_0 = 10^\circ$), o período pode ser aproximado pelo do pêndulo simples, ajustado pelo empuxo e arrasto conforme definido anteriormente.

Simulação:

Com a ajuda do GROK AI, foi então gerado um código *octave* com as equações de estado e parâmetros definidos. O código é apresentado na Figura 61, primeira parte, e na Figura 62, segunda parte. Os resultados foram então compilados na Tabela 25.

```

% =====
% CÁLCULO DO PERÍODO DE OSCILAÇÃO DO PÊNDULO SUBMERSO
% Massa = 458 720 kg (458,72 toneladas)
% TCC - Análise dinâmica de estrutura offshore na Bacia de Campos
% =====

clear all; close all; clc;

% ----- Parâmetros físicos -----
m   m   = 458720;           % massa do cilindro [kg]
rho  = 1025;                % densidade da água salgada [kg/m³]
g    = 9.81;                % aceleração da gravidade [m/s²]
Cd   = 1.2;                 % coeficiente de arrasto (cilindro transversal)

% ----- Geometria do cilindro (aço) -----
rho_aco = 7850;             % densidade do aço [kg/m³]
V = m / rho_aco;            % volume do cilindro [m³]
d = (4*V/pi)^(1/3);         % diâmetro = altura [m]
A = d^2;                    % área de referência para arrasto [m²]

% ----- Empuxo -----
Fb = rho * V * g;           % força de empuxo [N]
Peso = m * g;               % peso bruto [N]

% ----- Aceleração gravitacional efetiva -----
g_eff = (Peso - Fb)/m;      % ≈ 8,54 m/s²

% ----- Coeficiente de amortecimento -----
b_coeff = (rho * Cd * A)/(2*m); % aparecerá multiplicado por L
|
% ----- Comprimentos de cabo a analisar -----
L_values = [25, 50, 100, 150, 300]; % [m]

% ----- Condições iniciais -----
theta0 = 10 * pi/180;       % 10 graus em radianos
dtheta0 = 0;
x0 = [theta0; dtheta0];

```

Figura 61 - Primeira Parte Código Octave Pêndulo. Fonte: GROK AI.

```

% ----- Tempo de simulação -----
t_final = 200;           % suficiente para todos os L

fprintf('\n=== PERÍODOS DE OSCILAÇÃO - MASSA = 458 720 kg ===\n');
fprintf(' L (m)   | T sem arrasto (s) | T com arrasto (s) | Aumento (%%)\n');
fprintf('-----\n');

for L = L_values

    % Função das equações de estado
    function dxdt = f_pendulo(t, x)
        dxdt = zeros(2,1);
        dxdt(1) = x(2);
        dxdt(2) = - (g_eff/L) * sin(x(1)) ...
            - b_coeff * L * abs(x(2)) * x(2);    % arrasto quadrático
    endfunction

    % Integração numérica
    [0 ... t_final]
    [t, x] = ode45(@f_pendulo, [0 t_final], x0);

    theta = x(:,1);

    % ---- Período sem arrasto (aproximação analítica) ----
    T_sem = 2*pi*sqrt(L/g_eff);

    % ---- Período com arrasto (média entre picos) ----
    [pks, locs] = findpeaks(theta);
    if length(locs) >= 3
        periodos = diff(t(locs));
        T_com = mean(periodos(2:end-1));    % descarta primeiro e último (mais imprecisos)
    else
        T_com = NaN;
    end

    aumento = 100*(T_com - T_sem)/T_sem;

    fprintf('%5d   |      %8.2f      |      %8.2f      |      %6.2f\n', ...
        L, T_sem, T_com, aumento);
    |

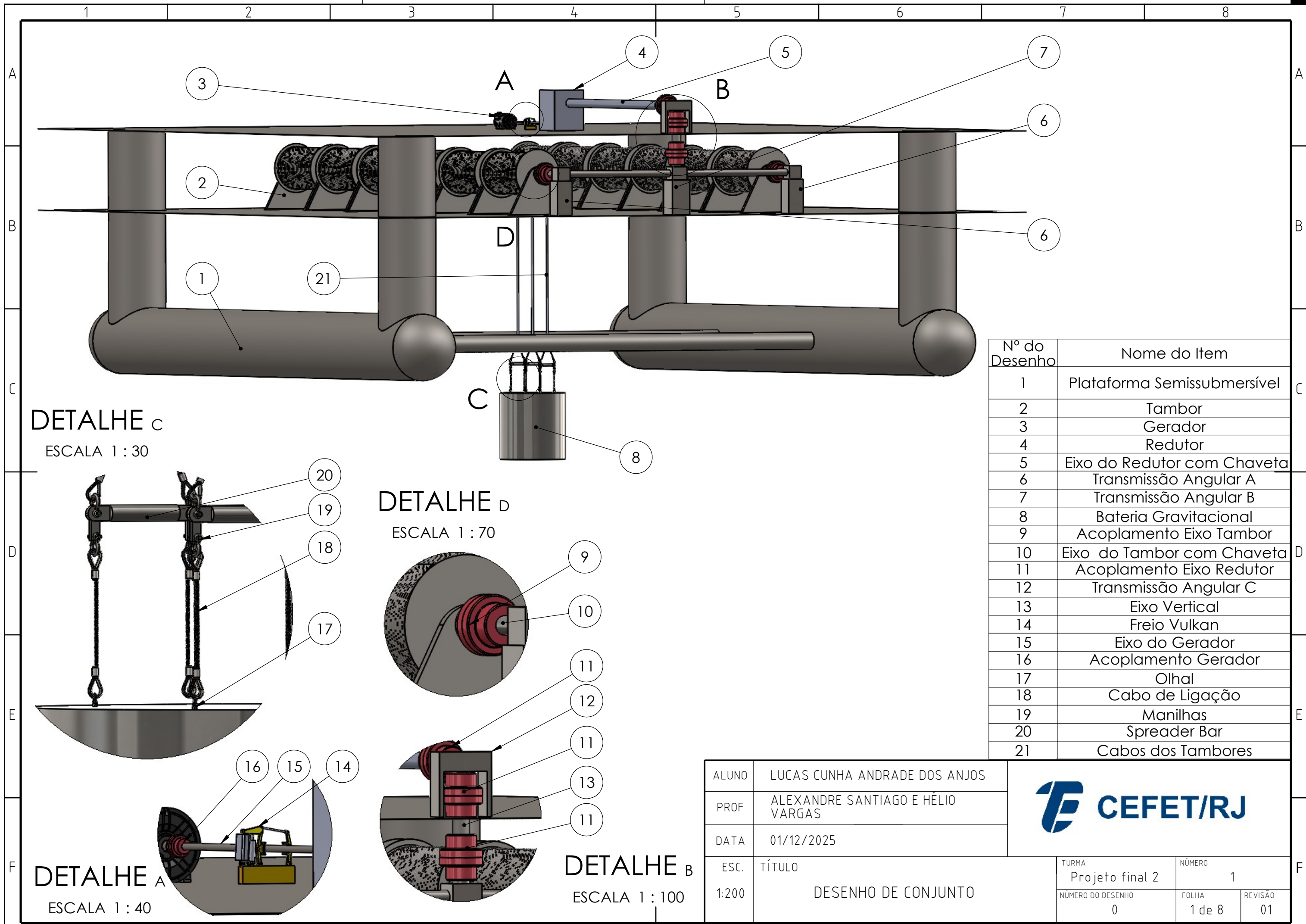
fprintf('-----\n');
fprintf('g_eff = %.3f m/s²   |   b(L) = %.5f x L\n', g_eff, b_coeff);

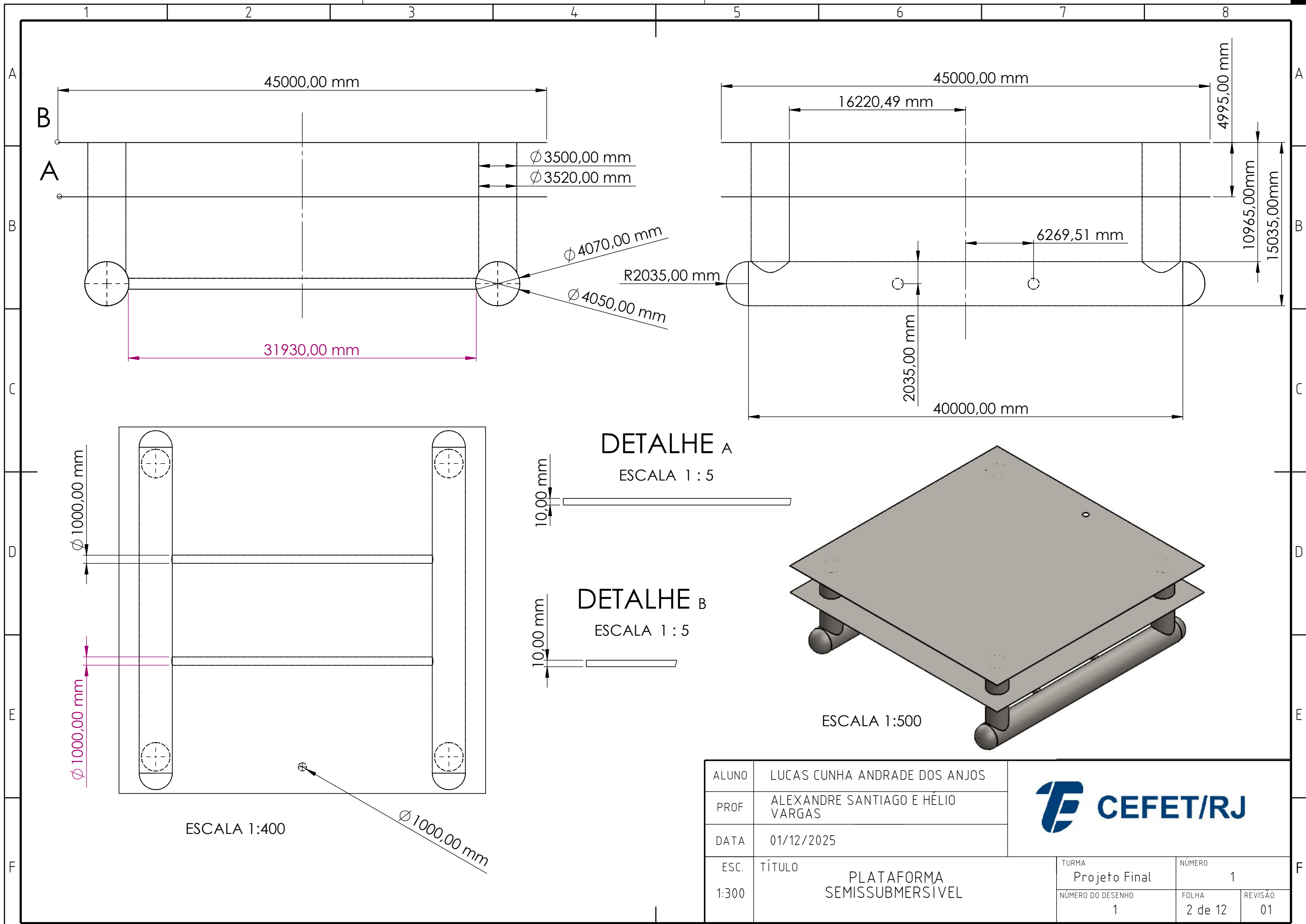
```

Figura 62 - Segunda Parte Código Octave. Fonte: GROK AI.

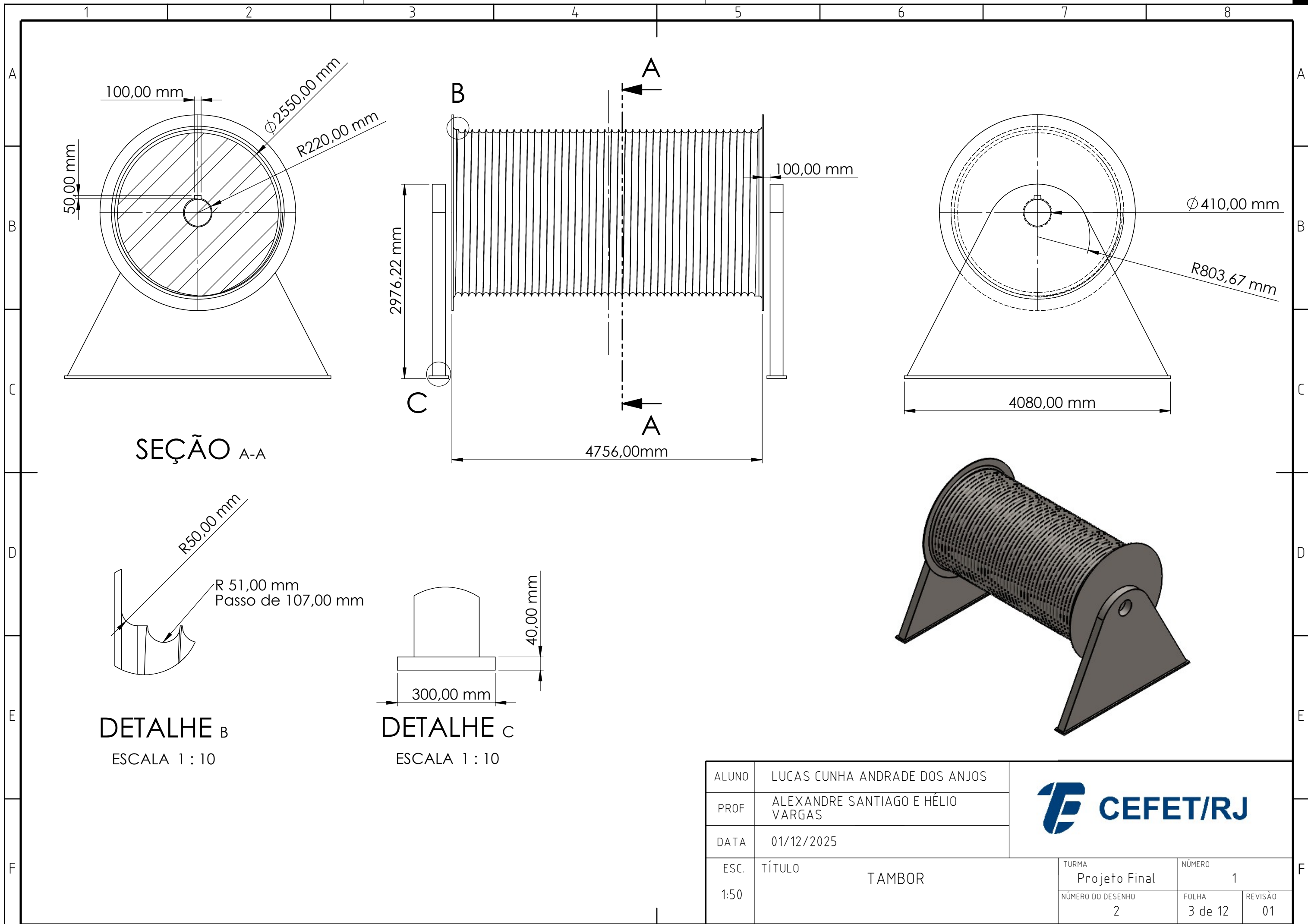
APÊNDICE B – Desenhos

Neste apêndice estão contidos os desenhos dos componentes da plataforma da bateria gravitacional. É importante frisar que os componentes com dimensões comerciais são apresentados apenas no desenho de conjunto.

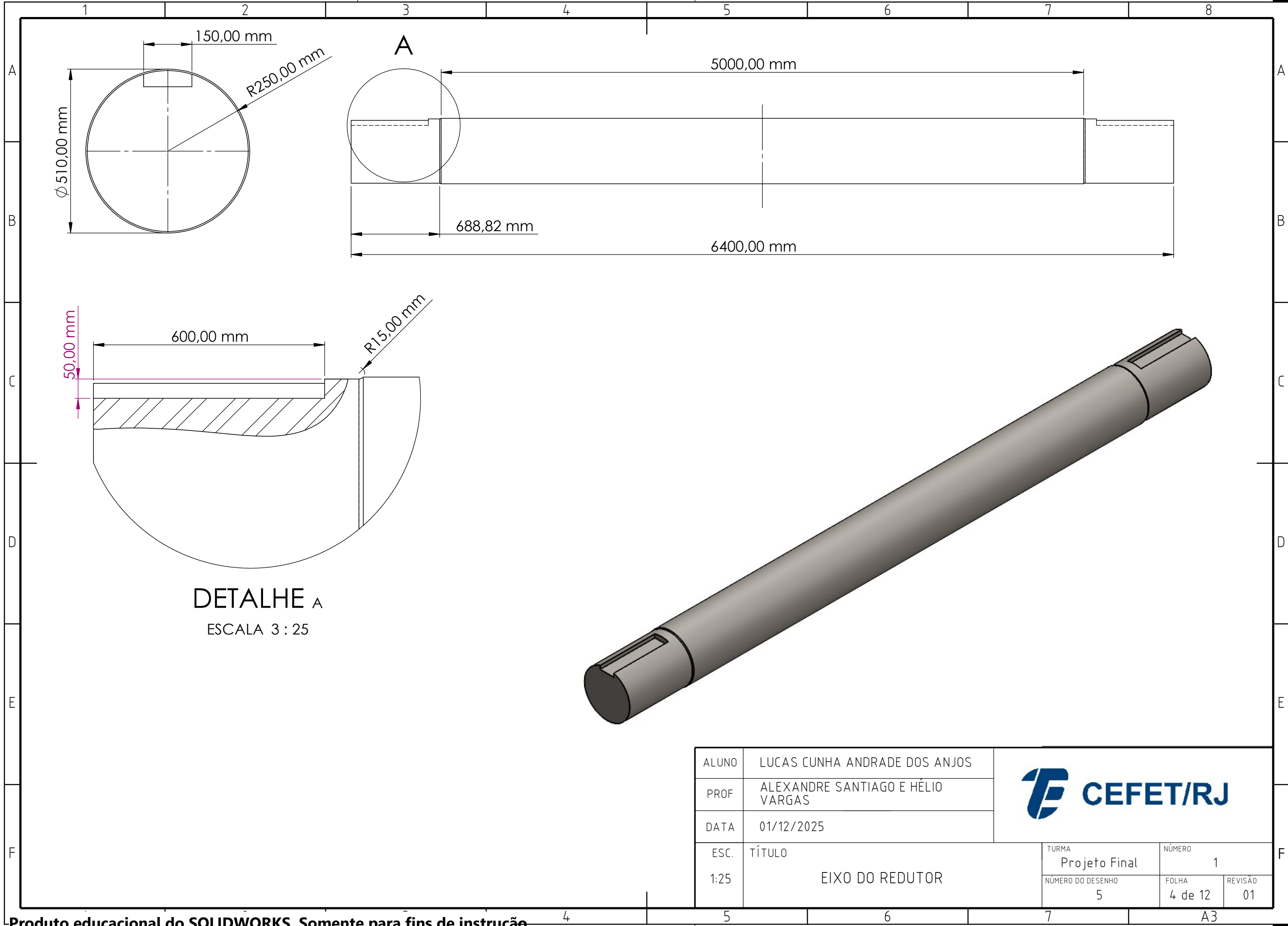




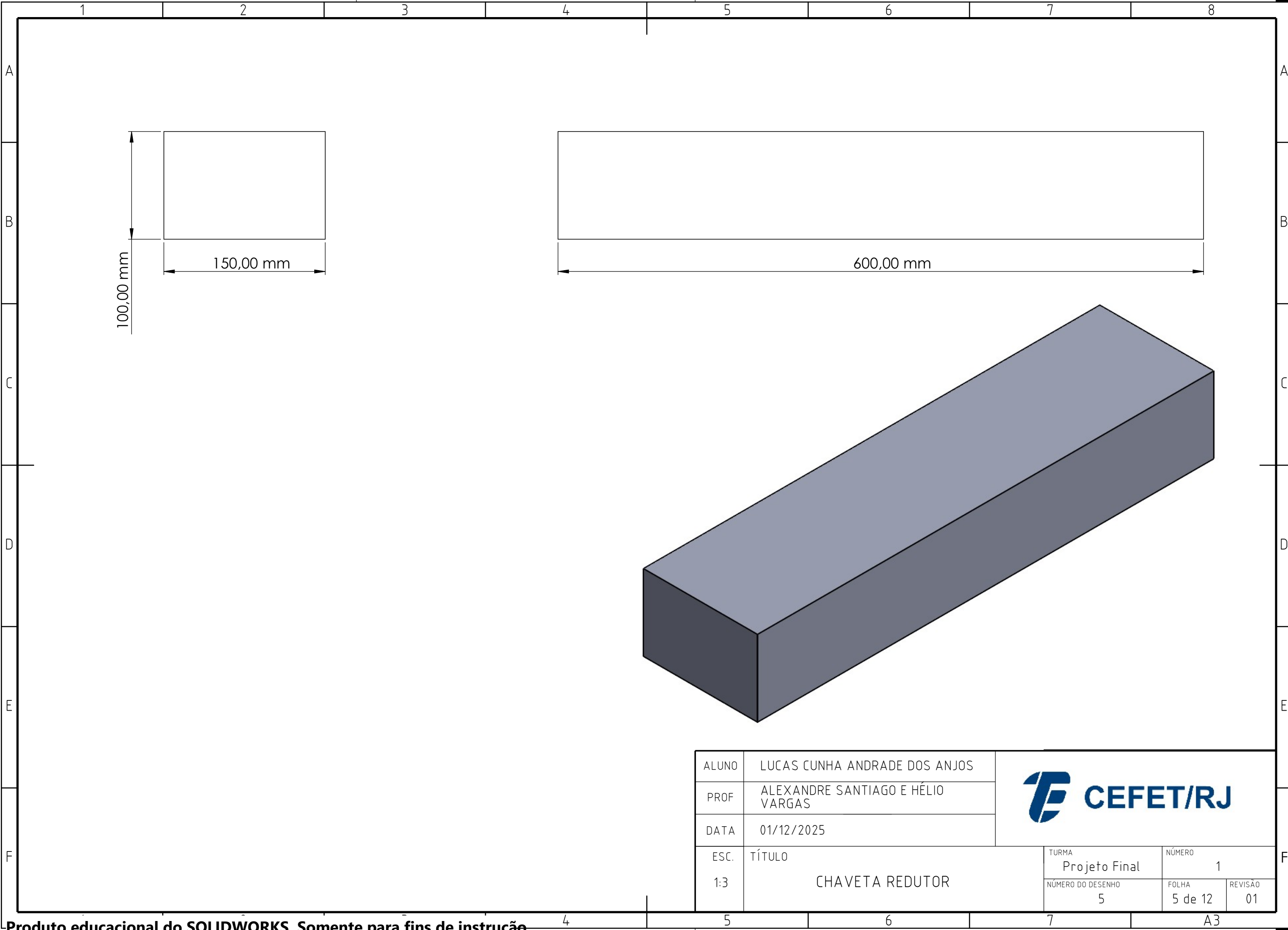
ALUNO	LUCAS CUNHA ANDRADE DOS ANJOS			
PROF	ALEXANDRE SANTIAGO E HÉLIO VARGAS			
DATA	01/12/2025			
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	
1:300	PLATAFORMA SEMISSUBMERSÍVEL	Projeto Final	1	
		NÚMERO DO DESENHO	FOLHA	REVISÃO
		1	2 de 12	01



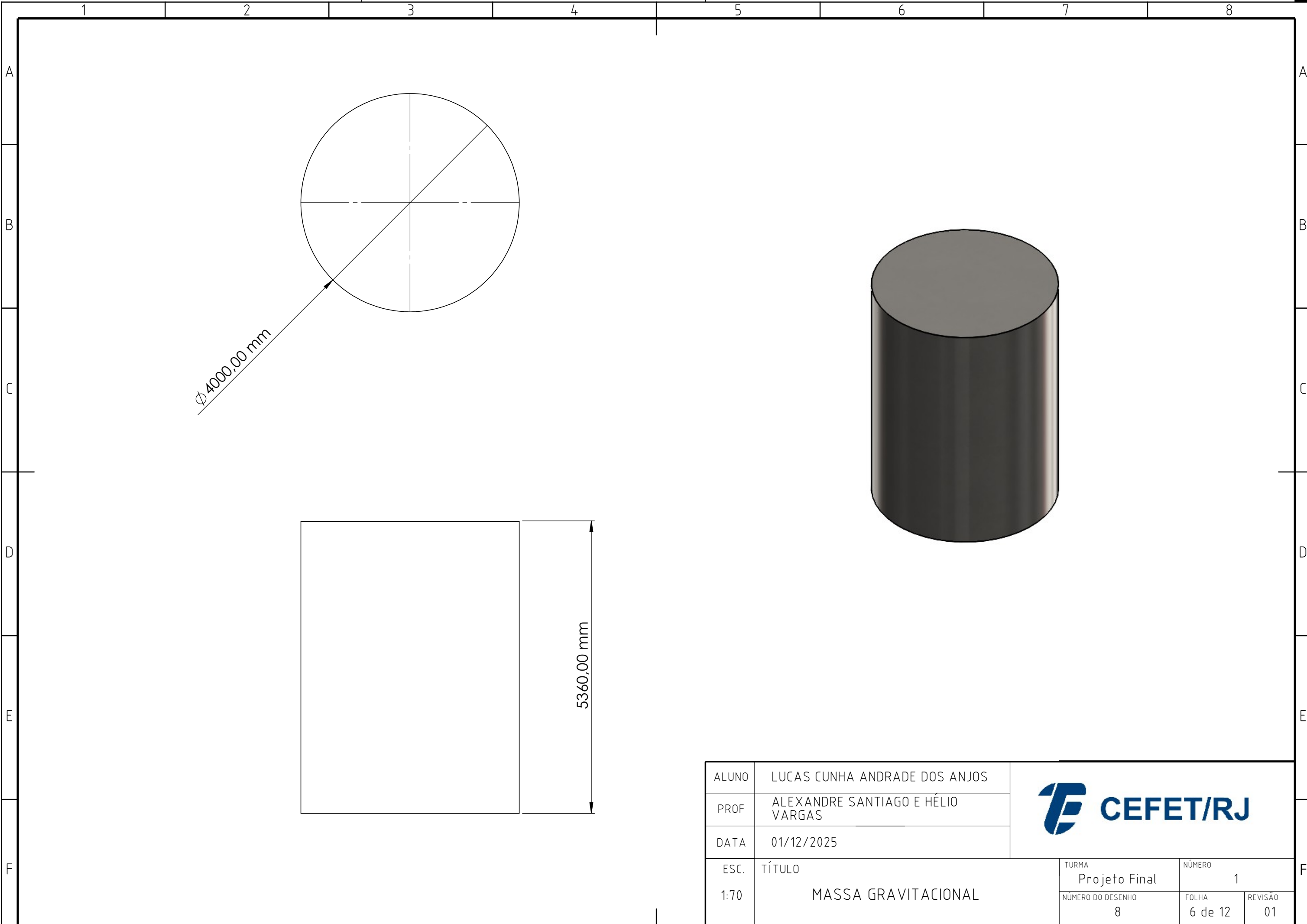
ALUNO	LUCAS CUNHA ANDRADE DOS ANJOS				
PROF	ALEXANDRE SANTIAGO E HÉLIO VARGAS				
DATA	01/12/2025				
ESC. 1:50	TÍTULO	TAMBOR	TURMA Projeto Final	NÚMERO 1	
			NÚMERO DO DESENHO 2	FOLHA 3 de 12	REVISÃO 01



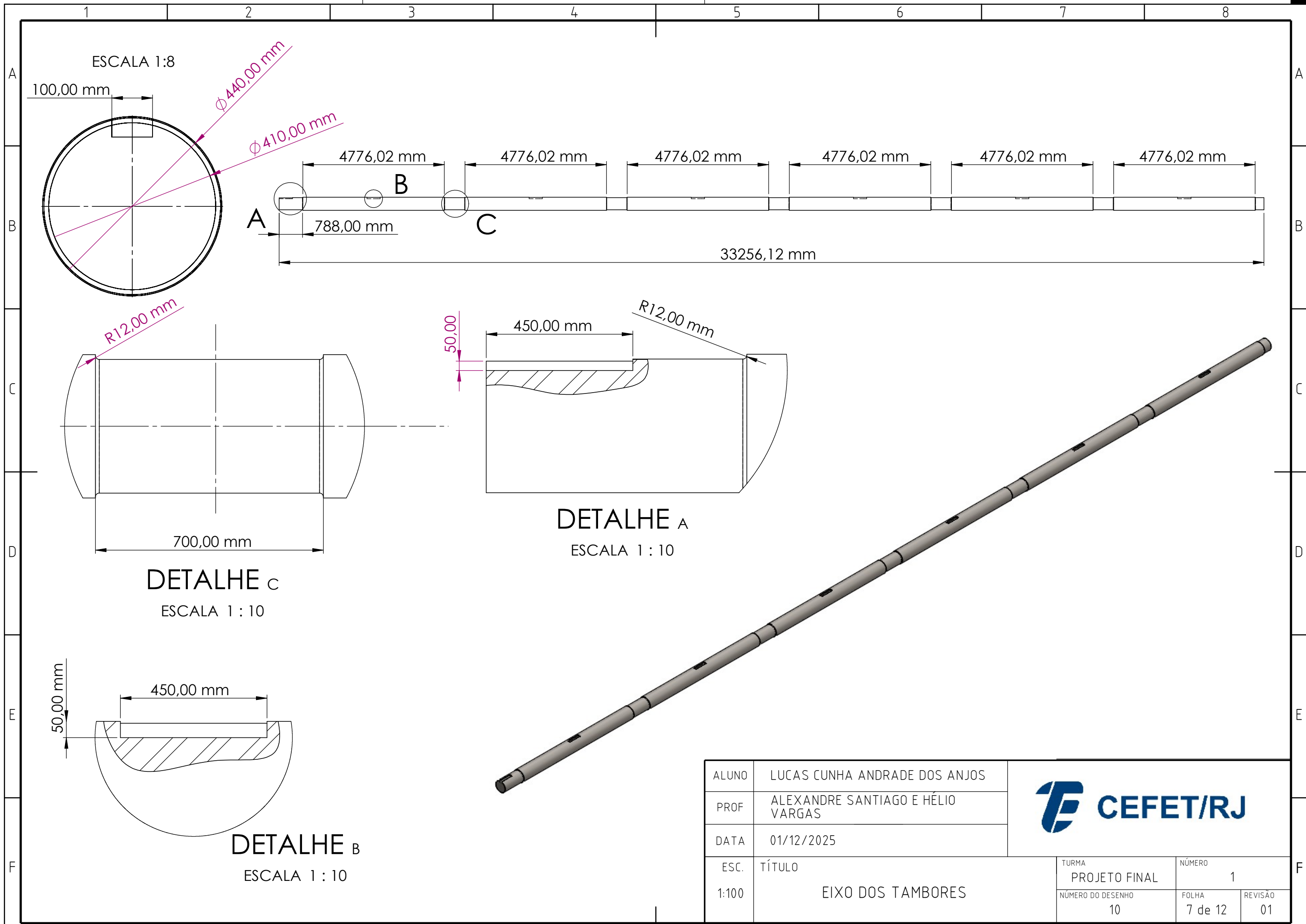
ALUNO	LUCAS CUNHA ANDRADE DOS ANJOS				
PROF	ALEXANDRE SANTIAGO E HÉLIO VARGAS				
DATA	01/12/2025				
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO		
1:25	EIXO DO REDUTOR	Projeto Final	1		
		NÚMERO DO DESENHO	FOLHA	REVISÃO	
		5	4 de 12	01	



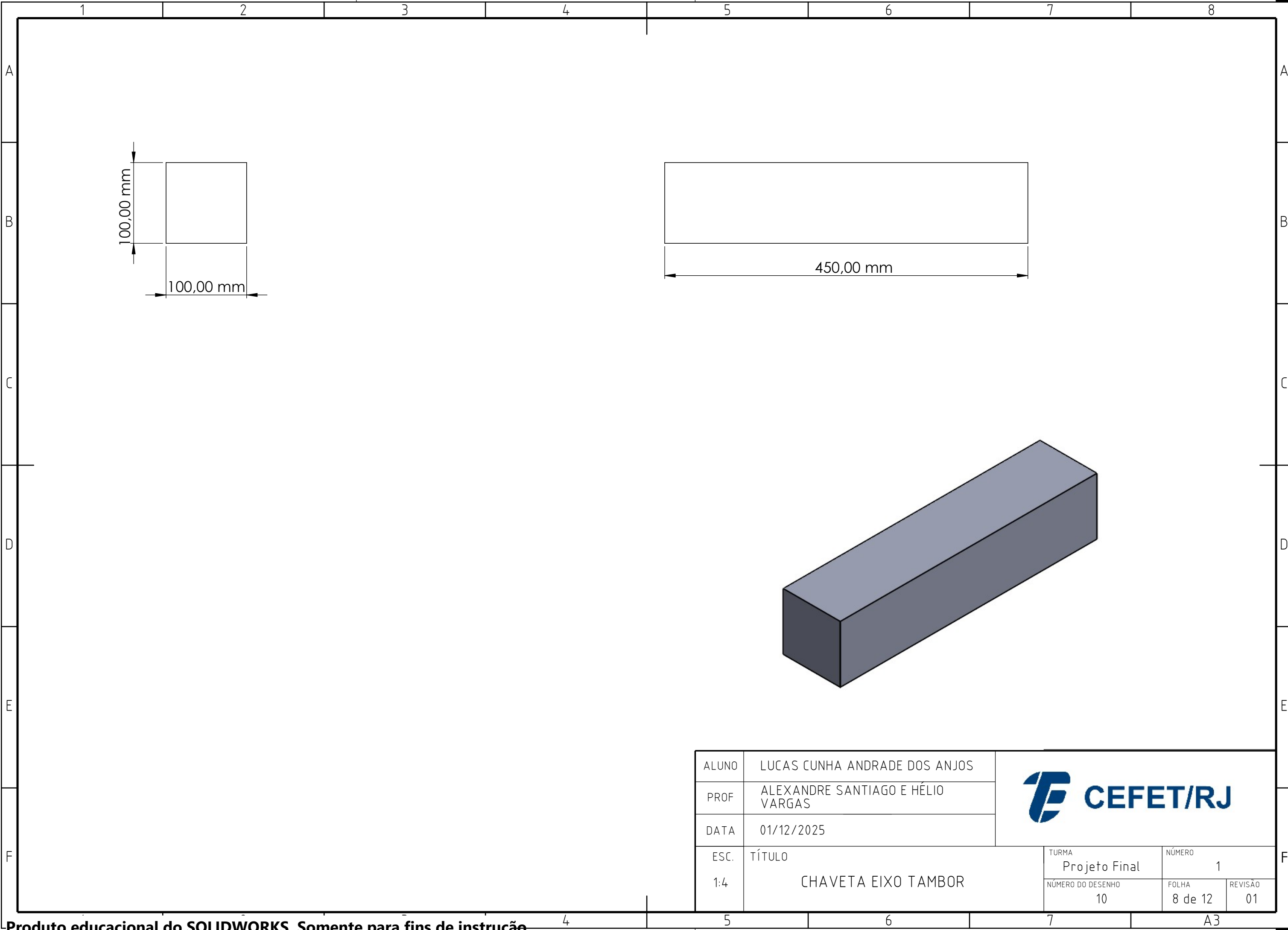
ALUNO	LUCAS CUNHA ANDRADE DOS ANJOS			
PROF	ALEXANDRE SANTIAGO E HÉLIO VARGAS			
DATA	01/12/2025			
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	
1:3	CHAVETA REDUTOR	Projeto Final	1	
		NÚMERO DO DESENHO	FOLHA	REVISÃO
		5	5 de 12	01



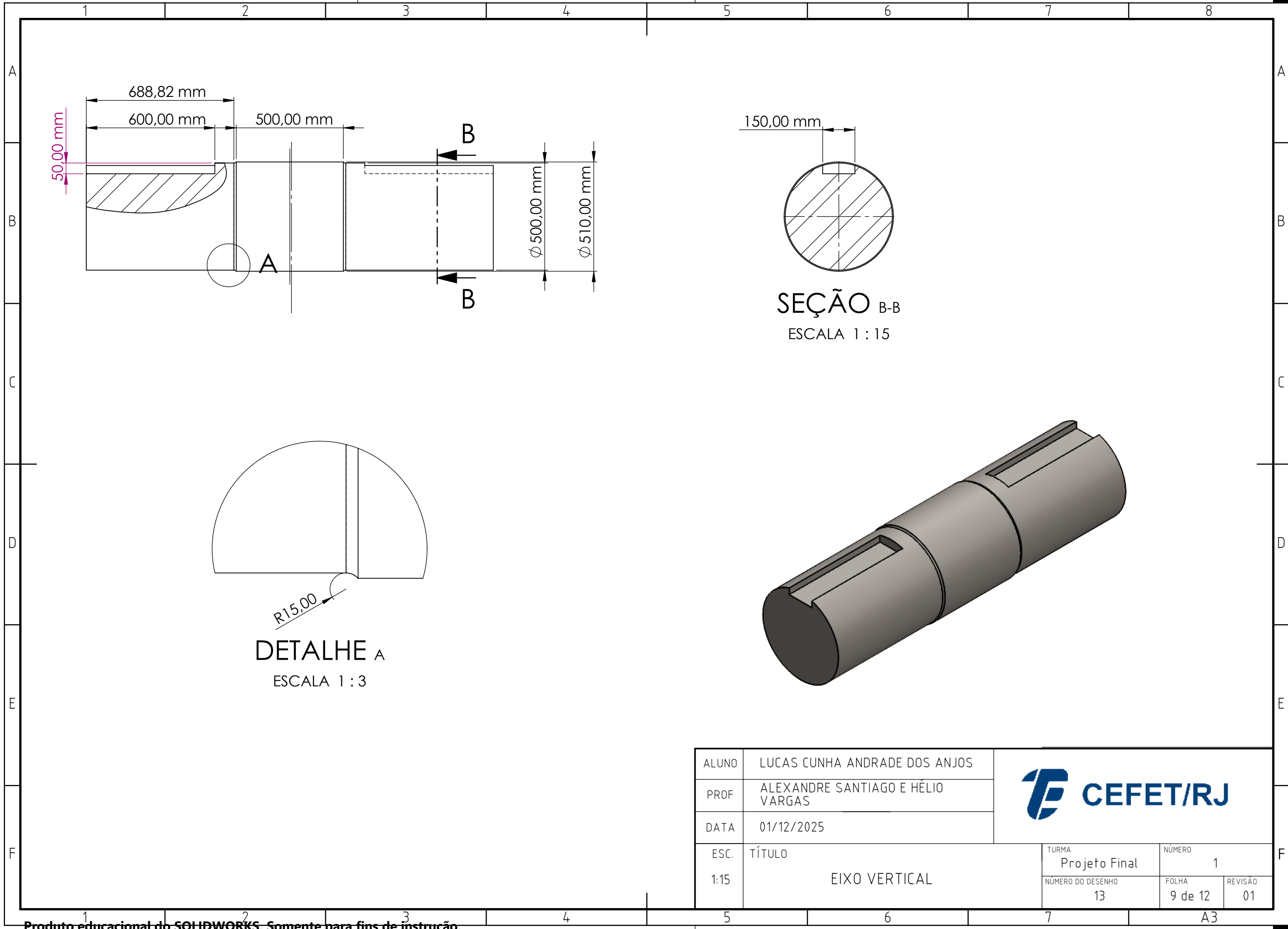
ALUNO	LUCAS CUNHA ANDRADE DOS ANJOS			
PROF	ALEXANDRE SANTIAGO E HÉLIO VARGAS			
DATA	01/12/2025			
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	
1:70	MASSA GRAVITACIONAL	Projeto Final	1	
		NÚMERO DO DESENHO	FOLHA	REVISÃO
		8	6 de 12	01

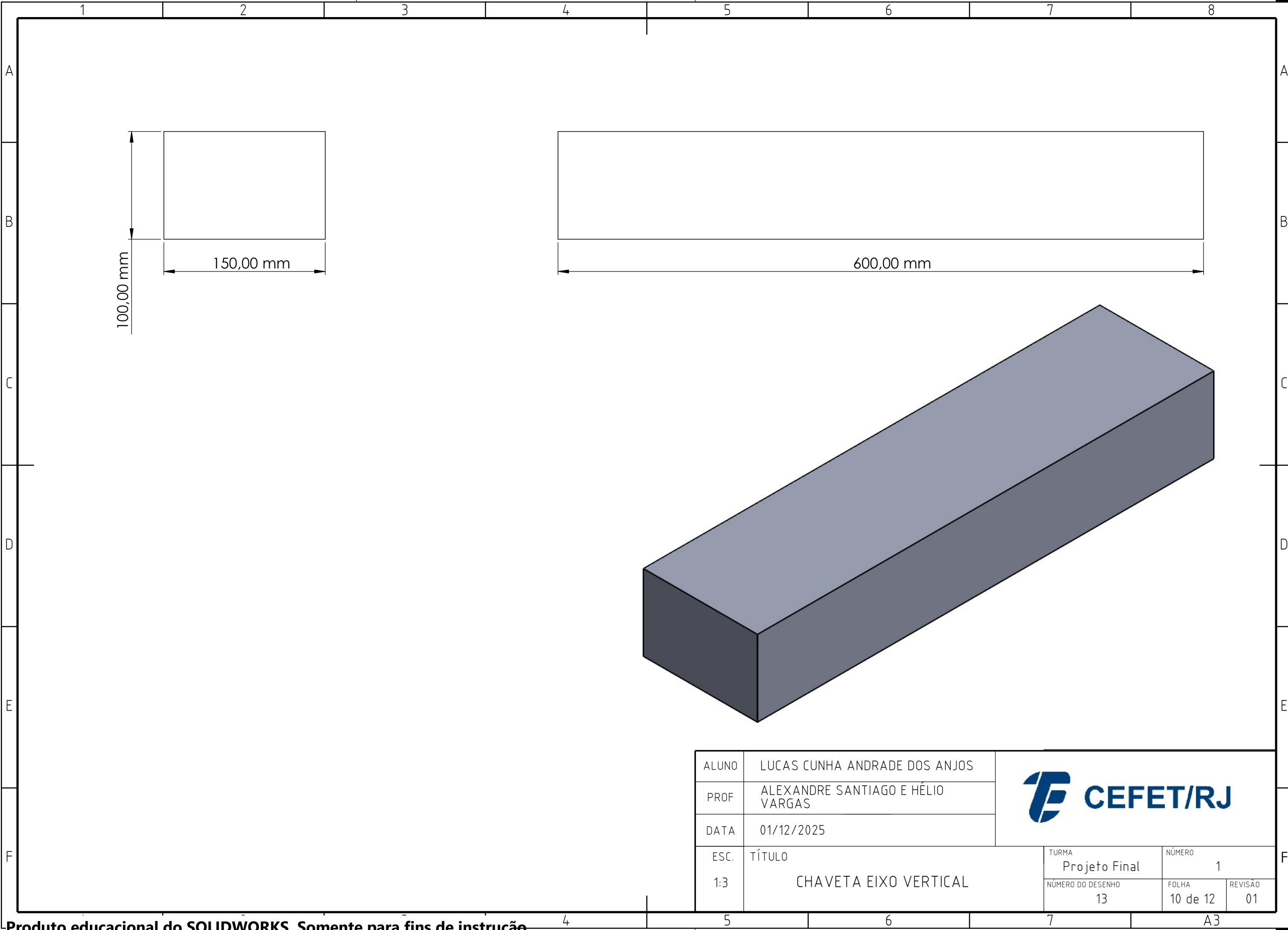


ALUNO	LUCAS CUNHA ANDRADE DOS ANJOS				
PROF	ALEXANDRE SANTIAGO E HÉLIO VARGAS				
DATA	01/12/2025				
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO		
1:100	EIXO DOS TAMBORES	PROJETO FINAL	1		
		NÚMERO DO DESENHO	FOLHA	REVISÃO	
		10	7 de 12	01	

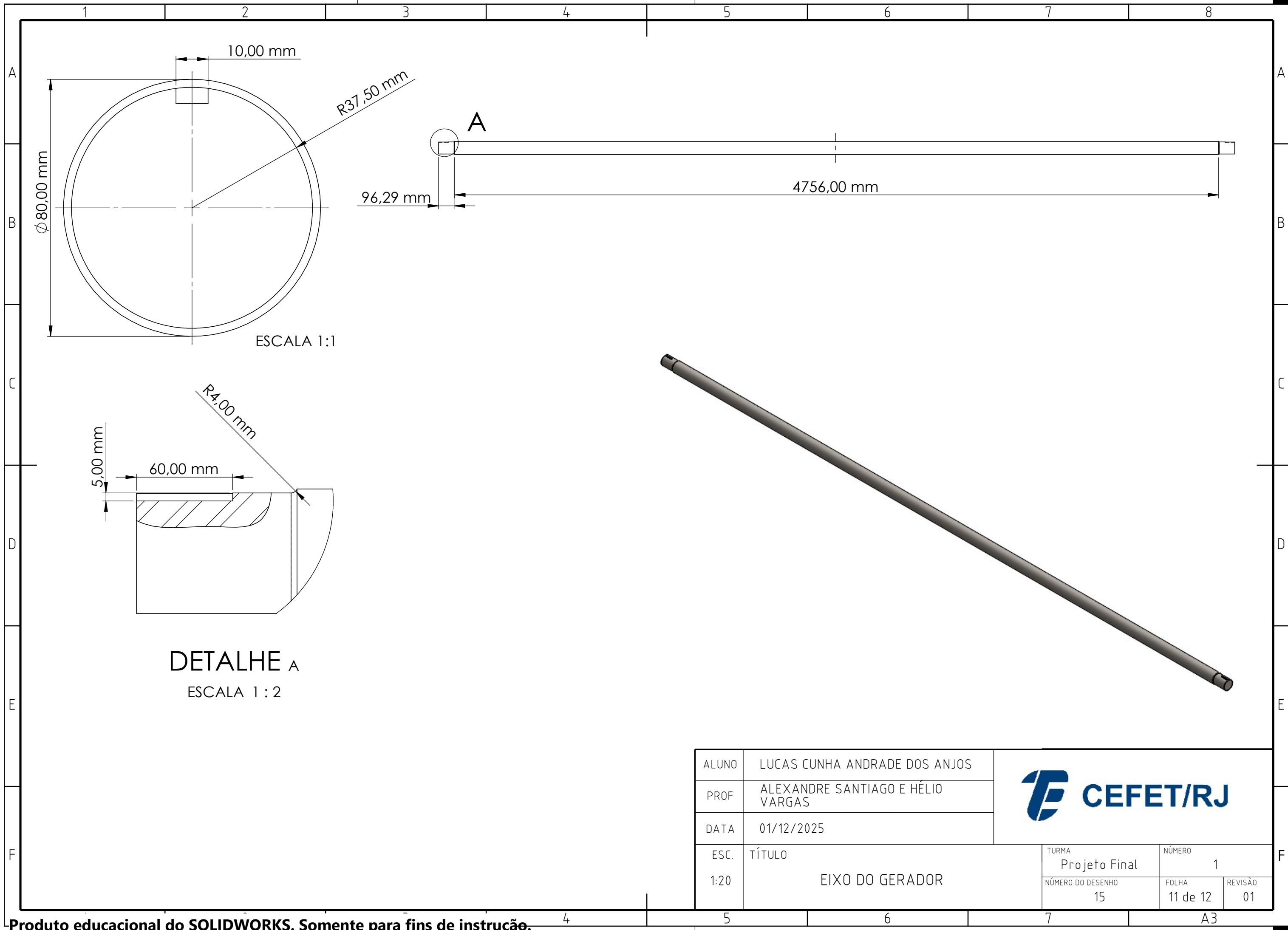


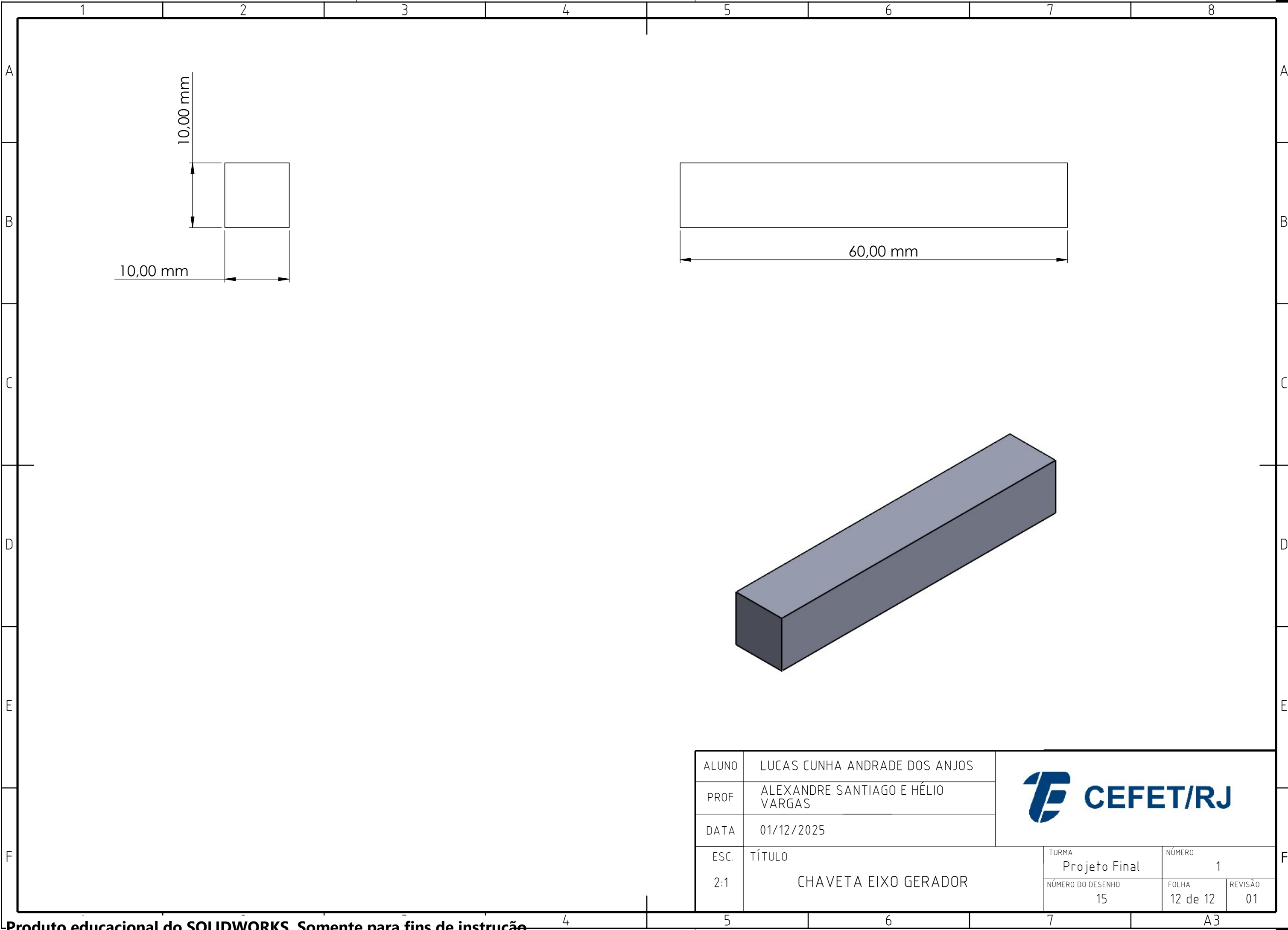
ALUNO	LUCAS CUNHA ANDRADE DOS ANJOS			
PROF	ALEXANDRE SANTIAGO E HÉLIO VARGAS			
DATA	01/12/2025			
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	
1:4	CHAVETA EIXO TAMBOR	Projeto Final	1	
		NÚMERO DO DESENHO	FOLHA	REVISÃO
		10	8 de 12	01





ALUNO	LUCAS CUNHA ANDRADE DOS ANJOS			
PROF	ALEXANDRE SANTIAGO E HÉLIO VARGAS			
DATA	01/12/2025			
ESC. 1:3	TÍTULO CHAVETA EIXO VERTICAL	TURMA Projeto Final	NÚMERO 1	
		NÚMERO DO DESENHO 13	FOLHA 10 de 12	REVISÃO 01





ALUNO	LUCAS CUNHA ANDRADE DOS ANJOS			
PROF	ALEXANDRE SANTIAGO E HÉLIO VARGAS			
DATA	01/12/2025			
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	
2:1	CHAVETA EIXO GERADOR	Projeto Final	1	
		NÚMERO DO DESENHO	FOLHA	REVISÃO
		15	12 de 12	01