

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

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA – DEMEC

**FABRÍCIO DOMINGUES TOMAZ DA SILVA
MATHEUS EDWARD BARTA**

**PROJETO DE PÓRTICO ROLANTE PARA IÇAMENTO E
DESCARGA DE LANCHAS DE PEQUENO E MÉDIO PORTE**

RIO DE JANEIRO

2024

**FABRÍCIO DOMINGUES TOMAZ DA SILVA
MATHEUS EDWARD BARTA**

**PROJETO DE PÓRTICO ROLANTE PARA IÇAMENTO E
DESCARGA DE LANCHAS DE PEQUENO E MÉDIO PORTE**

Trabalho de conclusão de curso apresentado em cumprimento às Normas do Departamento de Educação Superior do CEFET/RJ, como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Leydervan de Souza Xavier

Coorientador: Ricardo Alexandre Amar de Aguiar

RIO DE JANEIRO

2024

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

S586 Silva, Fabrício Domingues Tomaz da
Projeto de pórtico rolante para içamento e descarga de lanchas
de pequeno e médio porte / Fabrício Domingues Tomaz da Silva [e]
Matheus Edward Barta. — 2024.
xiv, 160f. + anexo : il.(algumas color). ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2024.
Bibliografia : f. 159-160
Orientador: Leydervan de Souza Xavier
Coorientador: Ricardo Alexandre Amar de Aguiar

1. Engenharia mecânica. 2. Guindastes, etc. 3. Barcos. 4.
Projeto de produto - Normas. I. Barta, Matheus Edward. II. Xavier,
Leydervan de Souza. (Orient.). III. Aguiar, Ricardo Alexandre Amar
de (Coorient.). IV. Título.

CDD 621

Elaborada pela bibliotecária Tania Mello – CRB/7 nº 5507/04

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradecemos a Deus por essa oportunidade, por ter nos concedido forças para chegar até aqui e concluir a nossa jornada no curso.

A dupla gostaria de agradecer aos seus respectivos familiares, principalmente aqueles que testemunharam toda a nossa dedicação para superar os obstáculos durante a graduação e em muitos momentos ofereceram palavras e ações de incentivo durante o percurso.

Agradecemos a todos os amigos e colegas de curso que compartilharam conosco muitos momentos, todas provas, aulas conversas, incentivos, sem os quais chegar até aqui poderia ter sido um caminho mais longo e árduo.

Ao estimado professor orientador Leydervan de Souza Xavier e nosso coorientador Ricardo Alexandre Amar de Aguiar que gentilmente compartilharam conosco sua rica experiência na área de desenvolvimento de projetos de engenharia.

E agradecer a Instituição CEFET-RJ por prover um ensino superior público de qualidade e a todos que compõem o corpo docente.

RESUMO

Neste projeto dimensiona-se a estrutura de um pórtico rolante adaptado para *travelift*, destinado à operação em um clube náutico localizado na cidade de São Gonçalo, na região metropolitana do Rio de Janeiro. Objetiva-se aumentar a segurança nas operações de lançamento e retirada das lanchas da água, mitigando a possibilidade de danos físicos tanto para os colaboradores quanto para as instalações do clube e para as lanchas. O projeto conceitual foi desenvolvido com base em ferramentas do processo de desenvolvimento de produtos (PDP). O projeto estrutural segue as normas NBR 8400 (2019) e NBR 8800 (2008). A NBR 8400 estabelece as diretrizes para o cálculo de dimensionamento de equipamentos de elevação, enquanto a NBR 8800 estabelece os requisitos básicos que devem ser obedecidos no projeto de estruturas de aço.

Palavras-chaves: Pórtico Rolante. *Travelift*. Processo de Desenvolvimento de Produtos. NBR 8400.

ABSTRACT

This project designs the structure of a gantry crane adapted for a travelift, intended for operations in a nautical club located in the city of São Gonçalo, in the metropolitan region of Rio de Janeiro. The goal is to enhance safety during the launch and retrieval operations of boats from the water, mitigating the risk of physical damage both to the staff and the club's facilities, as well as to the boats. The conceptual design was developed based on tools from the product development process (PDP). The structural design complies with the standards NBR 8400 (2019) and NBR 8800 (2008). NBR 8400 provides guidelines for the sizing calculations of lifting equipment, while NBR 8800 establishes the basic requirements that must be followed in the design of steel structures.

Keywords: Gantry Crane. Travelift. Product Development Process. NBR 8400.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Clube Náutico Gonçalense	2
Figura 2 - Croqui representativo da área de projeto	3
Figura 3 - Classificação das máquinas de elevação e transporte	7
Figura 4 - Componentes do pórtico	10
Figura 5 - Pórtico univiga.....	11
Figura 6 - Pórtico Biviga	12
Figura 7 - Semipórtico	13
Figura 8 - Equipamento de içamento, lançamento e remoção de embarcações.....	15
Figura 9 - Fases de projeto de produto	19
Figura 10 - Fluxograma de Projeto Informacional	21
Figura 11 - Fluxograma de Projeto Conceitual	22
Figura 12 - Fluxograma de Projeto Detalhado.....	22
Figura 13 - Diagrama de Mudge.....	27
Figura 14 - Função global.....	30
Figura 15 - Funções parciais	31
Figura 16 - Funções elementares.....	32
Figura 17 - dimensões após adequação	37
Figura 18 - Leiaute do equipamento.....	38
Figura 19 - Viga principal [mm].....	45
Figura 20 - Seção transversal da viga principal.....	48
Figura 21 - Perfil estrutural W.....	49
Figura 22 - Direção considerada das forças atuantes na viga.....	49
Figura 23- Diagrama esforços devido ao peso próprio.....	51
Figura 24 - Diagrama de esforços devido ao vento limite de serviço	54
Figura 25 - Diagrama esforço cortante e momento fletor	55
Figura 26 - Diagrama esforço cortante e momento fletor	57
Figura 27 - Diagrama esforço gerado pela ação do vento sobre a lancha	58
Figura 28- Diagrama esforços da carga de serviço na Viga principal	61
Figura 29 - Gráfico para determinar o β	65
Figura 30 - Diagrama esforço cortante e momento fletor	66
Figura 31 - Viga de cabeceira [mm]	76

Figura 32 - Seção da viga de cabeceira [mm] Fonte: Autor (2024)	76
Figura 33 - Forças atuantes na viga cabeceira	77
Figura 34 - Diagrama esforço cortante e momento fletor	79
Figura 35 - Diagrama esforço cortante e momento fletor	81
Figura 36 - Diagrama esforço cortante e momento fletor	83
Figura 37 - Vigas de sustentação [mm].....	85
Figura 38 - Seção da viga	85
Figura 39 - Direção considerada das forças atuantes na viga.....	86
Figura 40 - Diagrama esforço cortante e momento fletor	88
Figura 41 - Diagrama esforço cortante e momento fletor	90
Figura 42 - Diagrama esforço cortante e momento fletor	92
Figura 43 - Diagrama esforço cortante e momento fletor	94
Figura 44 - Viga Inferior [mm].....	100
Figura 45 - Direção considerada das forças atuantes na viga.....	100
Figura 46 - Diagrama esforço cortante e momento fletor	102
Figura 47 - Diagrama esforço cortante e momento fletor	104
Figura 48 - Diagrama esforço cortante e momento fletor	106
Figura 49 - Análise da estrutura direção 1	111
Figura 50- Análise da estrutura direção 1	113
Figura 51 - Análise da estrutura direção 2	114
Figura 52 - Análise da estrutura direção 2	116
Figura 53 - Análise da estrutura direção 2	118
Figura 54 - Análise da estrutura direção 2	120
Figura 55 - Sistema de translação do travelift	130
Figura 56 - Trilho	134
Figura 57 - Roda	137
Figura 58 - Motor elétrico	141
Figura 59 - Redutor	143
Figura 60 - Freio.....	144
Figura 61 - Suporte do motoredutor	145
Figura 62 - Fator de segurança	147
Figura 63 - Coeficiente de atrito	148
Figura 64 - Tabela de parafusos	148
Figura 65 - Esforços de montagem por parafuso e por plano de atrito	149

Figura 66 - Limites de carga e cor de trabalho de cintas.....	152
Figura 67 - Modelo e cor da cinta selecionada.....	153
Figura 68 - Catálogo de cintas Sling 7:1	153
Figura 69 - Parachoque.....	154
Figura 70 - Guia de rodas de 1-¼”	155

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Prioridade de especificações	29
Tabela 2 - Matriz avaliação	36
Tabela 3 - Classe de utilização	40
Tabela 4 - Espectro de carga	41
Tabela 5 - Classificação da estrutura	41
Tabela 6 - Coeficiente de majoração.....	42
Tabela 7 - Valores para coeficiente dinâmico.....	42
Tabela 8 - Valores de Vh para estimativa de $\Psi_{mín}$	43
Tabela 9 - Coeficiente de segurança em relação ao limite elástico.....	43
Tabela 10 - Coeficiente aerodinâmico.....	46
Tabela 11 - Deslocamentos máximos	47
Tabela 12 - Valores de pressão aerodinâmica.....	52
Tabela 13 - Valores dos coeficientes de flambagem.....	72
Tabela 14 - Coeficiente de segurança na flambagem localizada	75
Tabela 15 - Dados da viga	86
Tabela 16 - Coeficiente ω em função da esbeltez λ para laminados em aço.....	99
Tabela 17 - Dados da viga	101
Tabela 18 - Tabela condições de estabilidade	109
Tabela 19 - Compatibilidade do metal-base com o metal da solda	122
Tabela 20 - Tamanho mínimo da perna de uma solda de filete	124
Tabela 21 - Resistência do metal da solda	127
Tabela 22 - Classe de utilização	131
Tabela 23 – Classes de espectro	132
Tabela 24 - Grupo dos mecanismos	132
Tabela 25 - Tabela de Pressão Limite.....	135
Tabela 26 - Valores de C_2	135
Tabela 27 - Valor de C_1 em função do diâmetro e da velocidade	136

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Identificação dos clientes	24
Quadro 2 - Necessidades dos clientes.....	25
Quadro 3 - Requisitos do cliente	26
Quadro 4 - Requisitos de projeto.....	28
Quadro 5 - Matriz morfológica do equipamento	33
Quadro 6 - Matriz de combinação	34
Quadro 7 - Julgamento de viabilidade.....	35
Quadro 8 - Fórmulas para cálculo da Força Resistente	125

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas
- CAD - Computer Aided Design
- MET - Máquina de elevação e Transporte
- NBR - Norma Brasileira
- QFD - Desdobramento da Função Qualidade
- PRODIP - Processo de Desenvolvimento Integrado de Produtos
- NeDIP - Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos
- SSCs – Sistemas, Subsistemas e Componentes

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 OBJETIVO	3
1.2 JUSTIFICATIVA.....	4
1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO.....	4
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
2.1 MÁQUINAS DE ELEVAÇÃO E TRANSPORTE (METs)	6
2.1.1 Classificação das Máquinas de Elevação	6
2.1.2 Elementos de Equipamento de Elevação.....	8
2.1.3 Escolha das Máquinas de Elevação e Transporte	9
2.2 PÓRTICOS ROLANTES.....	10
2.2.1 Configurações do Pórtico	11
2.3 REFERENCIAL NORMATIVO	13
2.4 EMBARCAÇÕES NÁUTICAS.....	14
2.5 ESTRUTURAS DE APOIO NÁUTICO COMPLEMENTARES	14
2.6 PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO	16
3 METODOLOGIA	18
3.1 PROJETO INFORMACIONAL	20
3.2 PROJETO CONCEITUAL.....	21
3.3 PROJETO DETALHADO	22
4 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO	23
4.1 PROJETO INFORMACIONAL	23
4.1.1 Escopo do Produto.....	23
4.1.2 Ciclo de Vida do Produto.....	23
4.1.3 Requisitos dos Clientes.....	24
4.1.4 Requisitos de Projeto	27
4.1.5 Especificações-Meta	29
4.2 PROJETO CONCEITUAL.....	30
4.2.1 Função Global.....	30
4.2.2 Estrutura De Funções	31
4.2.2 Princípios de Solução.....	32
4.2.3 Concepção Seleccionada	34
4.2.4 Leiante da Concepção Escolhida.....	36
4.3 PROJETO DETALHADO	39
4.3.1 Dimensionamento da Estrutura.....	39
4.3.1.1 Classe de utilização.....	39

4.3.1.2 Espectro de carga.....	40
4.3.1.3 Classificação dos elementos da estrutura	41
4.1.3.4 Coeficiente de majoração	41
4.3.1.5 Coeficiente dinâmico de carga vertical	42
4.3.1.6 Tensão admissível.....	43
4.3.2 Dimensionamento das Vigas.....	44
4.3.2.1 Viga principal	44
4.3.2.2 Viga de cabeceira	75
4.3.2.3 Vigas de sustentação	84
4.3.2.4 Viga inferior.....	99
4.3.3 Verificação de Tombamento da Estrutura	109
4.3.4 União Soldada.....	121
4.3.4.1 Área de solda.....	122
4.3.4.2 Força resistente de cálculo viga seção retangular.....	125
4.3.4.3 Comprimento da perna do filete de solda de união das vigas	128
4.3.5 Dimensionamento do Sistema de Translação da Estrutura	130
4.3.5.1 Classe de funcionamento	131
4.3.4.2 Espectro de carga.....	131
4.3.5.3 Dimensionamento das rodas	132
4.3.5.4 Dimensionamento do motor.....	137
4.3.5.5 Dimensionamento do redutor	142
4.3.5.6 Freios.....	143
4.3.6 União Parafusada.....	144
4.3.6.1 União motoredutor	145
4.3.7 Sistema de Elevação.....	150
4.3.7.1 Talha elétrica e carro trole	150
4.3.7.2 Cintas para elevação	151
4.3.8 Dispositivos Mecânicos	153
4.3.9 Corrosão	155

5 CONCLUSÃO	157
REFERÊNCIAS.....	159
ANEXO A - PARAFUSO ASTM A325	161
ANEXO B - TALHA DE CORRENTE COM TROLE	163
APÊNDICE A - MATRIZ QFD (QUALITY FUNCTION DEPLOYMENT).....	165
APÊNDICE B - DESENHOS AUXILIARES	167

1 INTRODUÇÃO

O Brasil possui cerca de 8.500 km de linha de costa, 35 mil km de vias internas navegáveis, 9.260 km de margens de reservatórios de água doce, lagos e lagoas, e por ser banhado por correntes oceânicas favoráveis à navegação, contar com um clima propício ao esporte e ao lazer náutico e apresentar uma infinidade de paraísos naturais intocados, o país apresenta um dos maiores potenciais de desenvolvimento do Turismo Náutico do mundo (Ministério do Turismo, 2010).

O relatório mais recente sobre o panorama do setor náutico brasileiro, elaborado em 2012 pela Associação Brasileira de Construtores de Barcos (ACOBAR), aponta que a frota brasileira de embarcações de esporte e lazer com tamanho igual ou superior a 16 pés possuía cerca de 70.000 de embarcações em trânsito, sendo 16,4% de veleiros e 83,6% de embarcações a motor. A região sudeste representa 53% da frota nacional de lanchas e 48% dos veleiros, onde o estado do Rio de Janeiro possui 25% da frota de embarcações acima de 16 pés.

Segundo a ACOBAR (2012), o estado do Rio de Janeiro, precursor de iniciativas de fomento ao setor, detém a maior frota de embarcações de esporte e recreio em atividade no País. Entretanto, essa frota demanda uma estrutura adequada das instalações náuticas (iates clubes, marinas e garagens náuticas) cuja finalidade é possibilitar operações de retirada, lançamento e guarda de embarcações em terra.

A maioria dos clubes se desenvolveu sem planejamento e ocupou o espaço físico de terreno e do espelho d'água conforme as necessidades e condições financeiras dos sócios (ACOBAR, 2012). E, conseqüentemente, a falta de planejamento gerou problemas de fluxo na operação náutica devido a estruturas de apoio náutico complementares inadequadas, ou seja, a ausência de equipamentos de içamento, lançamento e remoção de embarcações da água. Essa ausência provoca a dependência de fatores externos como o nível das marés para retirada das embarcações da água.

Segundo Bueno (2018), deixar as embarcações em contato com a água por um maior tempo e expostas às intempéries pode gerar maiores gastos com manutenção, devido à necessidade de maior frequência de limpeza e pintura do casco, uso de peças em aço inoxidável e maiores cuidados devido à eletrólise (processo corrosivo). Contudo, face a essa problemática, há um crescente investimento em substituição de

sistemas e equipamentos de movimentação de barcos convencionais por outros mais avançados, tipo *drystack* (*pilha seca*), *travelift* (*elevador de viagem*), *trailers hidráulicos*, *forklifts* (*empilhadeira*) etc (ACOBAR, 2012).

Neste contexto, este trabalho consiste em um projeto de uma máquina de elevação e transporte (MET), como solução de engenharia para atender a logística de operação de um Clube Náutico. Busca-se contribuir para uma melhor agilidade de operação, redução do risco de acidentes e danos materiais aos barcos. O objeto de estudo deste projeto são as instalações do Clube Náutico Gonçalense, localizado às margens da Baía de Guanabara na cidade de São Gonçalo, RJ. Na figura 1 consta a imagem aérea do clube e, na figura 2, a representação esquemática da área de instalação do equipamento.



Figura 1 - Clube Náutico Gonçalense
Fonte: Autor (2023)

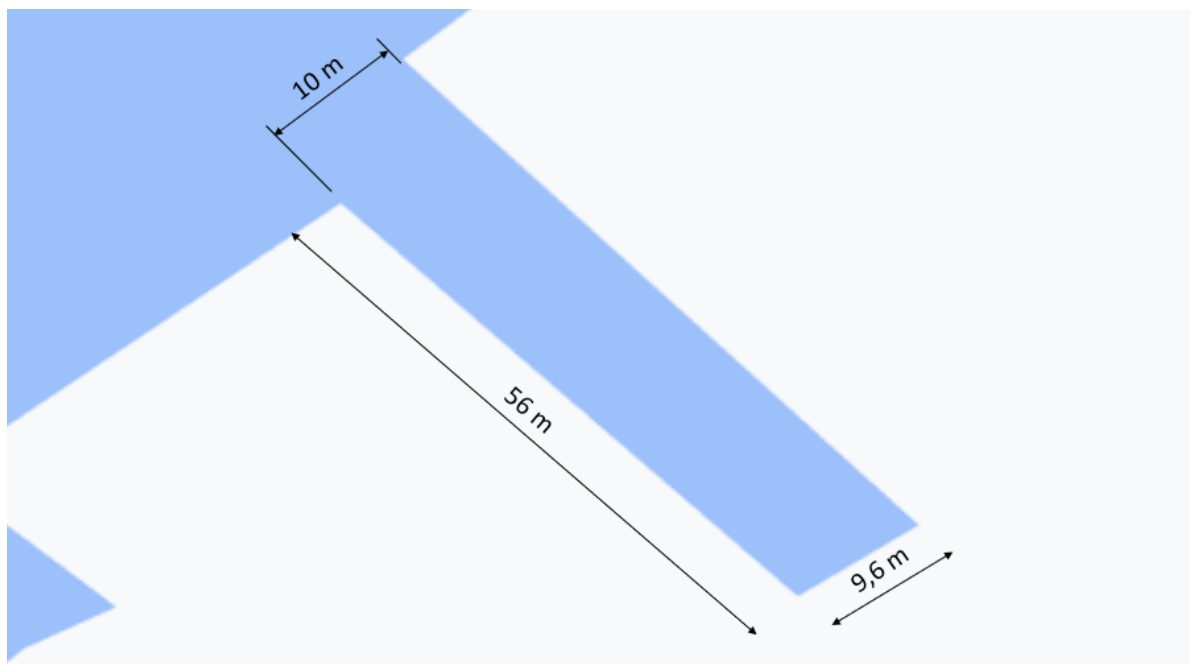


Figura 2 - Croqui representativo da área de projeto
Fonte: Autor (2023)

Durante os estudos, dentre as variadas opções de METs disponíveis, o que melhor atendia as condições de projeto foi o pórtico rolante, que possui uma estrutura independente e, por isto, não necessita de grandes intervenções nas instalações do clube.

Esse projeto não visa à concepção de novo produto no setor da indústria mecânica, mas busca explorar as soluções de movimentação de embarcações já existentes, como o sistema de *travellift*, fornecidos por empresas estrangeiras, com o objetivo de identificar principais fatores a serem seguidos para desenvolvimento de um produto local que atenda as demandas do mercado nacional.

1.1 OBJETIVO

Este trabalho tem o objetivo de desenvolver um projeto mecânico de um pórtico rolante com a configuração de um *travellift* para içamento, lançamento e retirada de embarcações de pequeno e médio porte da água para operar nas instalações do Clube Náutico Gonçalvesense. O projeto consiste no dimensionamento da estrutura do

travelift e mecanismos de translação, seleção do equipamento de elevação e cintas de amarração.

1.2 JUSTIFICATIVA

O clube dispõe dois galpões cobertos em que as lanchas são abrigadas sobre carrinhos. A movimentação lanchas entre os galpões e a água é realizada de forma manual pelos funcionários ou ainda com auxílio de um trator no caso das embarcações maiores.

O método de trabalho atual depende do ciclo das marés para realizar o lançamento e retirada das lanchas da água. Além disto, o lançamento e retirada das lanchas do mar ocupa a mão de obra de diversos funcionários e potencializa os riscos de acidente devido a uma maior intervenção humana na operação, por exemplo, pode ocorrer o prensamento de membros dos operadores em eventuais choques do barco contra a estrutura do cais, além de gerar dano material no casco da embarcação.

A expectativa é que os resultados e conclusões obtidos neste trabalho sejam relevantes para o Clube Náutico Gonçalvesense, pois a presença de um pórtico rolante agilizaria o processo de lançamento de lanchas ao mar, reduzindo a influência dos fatores limitantes da operação e o tempo entre os lançamentos. Assim, o processo de movimentação de embarcações poderia se beneficiar com uma maior automação tornando-se mais rápido e seguro.

1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Este projeto foi desenvolvido ao longo de 5 capítulos:

No capítulo 1 introduz-se o tema do trabalho, o contexto, o objetivo e a forma como o trabalho é estruturado.

No 2º capítulo apresentam-se as normas utilizadas para o desenvolvimento do projeto, as principais configurações de pórticos, as classificações de embarcações e estruturas de apoio náutico.

No capítulo 3 apresentam-se as diretrizes de desenvolvimento do trabalho e a metodologia de projeto do produto.

No capítulo 4 aplica-se a metodologia de projeto para o desenvolvimento do Pórtico rolante, e apresentam-se dados e parâmetros abordados nos capítulos anteriores, assim como, seus desenhos conceituais.

No capítulo 5 realiza-se a conclusão e apresentam-se considerações os resultados do projeto.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

No presente capítulo apresentam-se as normas regulamentadoras que serão utilizadas durante o desenvolvimento do trabalho, o conceito de máquinas de transporte e elevação, suas classificações, os principais equipamentos de elevação, os critérios de seleção de METs, as classificações de embarcações e estruturas de apoio náutico complementares. Para isso, foram utilizadas, como base, obras técnicas da literatura, dissertações, monografias e catálogos.

É importante salientar que o pórtico rolante terá um maior destaque, pois é o objeto de estudo deste trabalho.

2.1 MÁQUINAS DE ELEVAÇÃO E TRANSPORTE (METs)

Máquinas de elevação e transporte são empregadas para mover cargas em estabelecimentos ou áreas, departamentos, fábricas ou indústrias, nos locais de construções, de armazenagem ou recarga etc. (RUDENKO, 1976).

As METs desempenham o importante processo de transporte das mercadorias por percursos curtos que em raros casos ultrapassam a casa de milhares de metros, dessa forma, elas asseguram de forma constante o transporte de mercadorias dentro da empresa.

Para todas as companhias, é de extrema importância um sistema eficiente de transporte de cargas tanto externo quanto interno. As METs são relevantes no transporte interno, pois são elas que distribuem as cargas que chegaram por toda empresa, levam os recursos necessários às linhas de produção, e entregam os produtos acabados para descarga onde serão despachados para entrega.

Os processos de transporte não se limitam apenas a estas operações, pois as METs cuidam do movimento das mercadorias entre os departamentos e setores da empresa, depósitos de armazenagem, auxiliam na carga levando os recursos as máquinas de carga, descarregando-as em locais previamente estabelecidos.

2.1.1 Classificação das Máquinas de Elevação

De acordo com Brasil (1985), as máquinas de levantamento são classificadas em relação ao seu tipo de fabricação, estas podem ser de fabricação seriada (equipamentos geralmente padronizados e disponíveis em grandes quantidades) para atender necessidades correntes ou de fabricação especial para uma condição específica de projeto. Assim, a classificação segue o esquema apresentado na Figura 3:

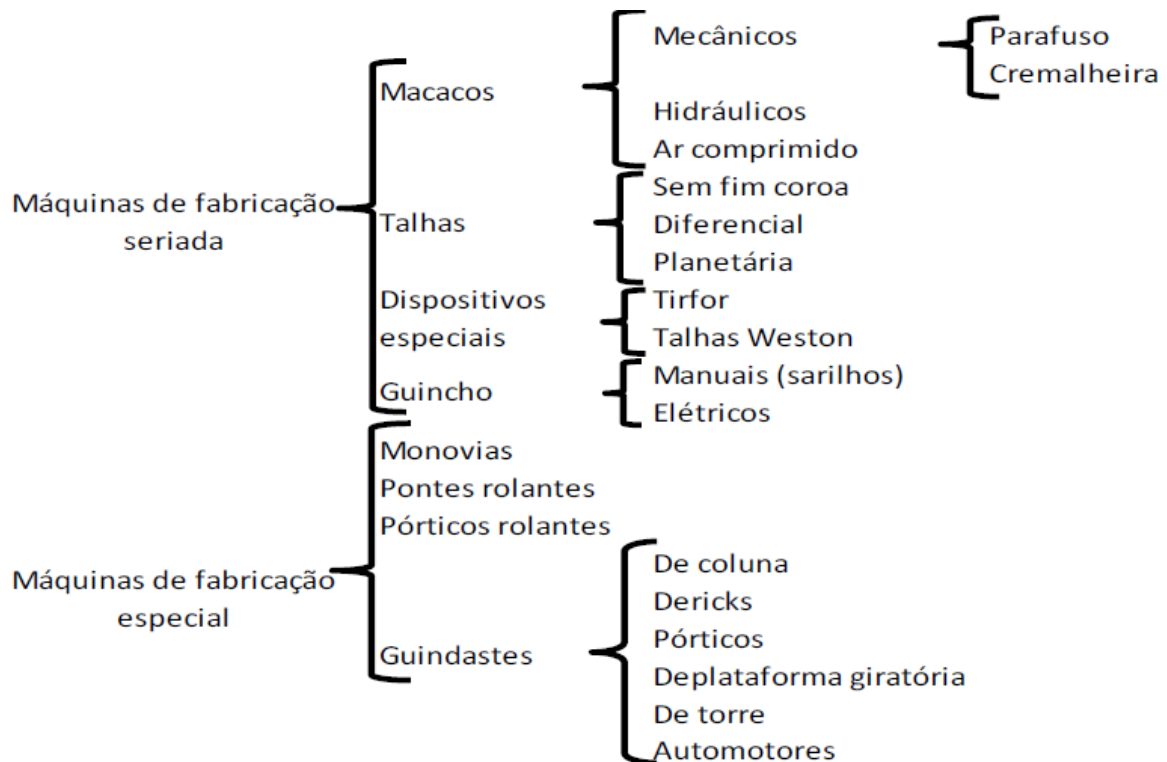


Figura 3 - Classificação das máquinas de elevação e transporte
 Fonte: Brasil (1985)

Para Brasil (1985), as máquinas de levantamento de carga podem ser brevemente definidas:

- Macacos: Destinam-se à elevação de cargas a pequena altura com ou sem deslocamento horizontal, a pequena distância;
- Talhas: São máquinas constituídas essencialmente por um redutor de velocidade ligado a um tambor e polias de acionamento e suspensão de carga;
- Dispositivos especiais: Têm a mesma finalidade das talhas, usando, porém, sistemas patenteados de multiplicadores de força, como é o caso do Tirfor;

- Guinchos: Compostos essencialmente de tambor com cabo, freio, redutor, motor e chassi, destinam-se à elevação ou ao arraste de carga a grande altura ou distância;
- Monovigas: São talhas dotadas de um sistema de translação sobre a aba inferior de uma viga “I”, motorizadas ou manuais;
- Pontes rolantes: Possuem uma estrutura horizontal em ponte que permite o movimento transversal de um guincho, simultâneo ou não com a translação da própria ponte
- Pórticos rolantes: Diferem-se das pontes rolantes por possuírem estrutura própria e autonomia para sua translação, não usando as colunas do edifício;
- Guindastes: Classifica-se como guindaste qualquer máquina de levantamento dotada de lança. Também nessas máquinas a peça básica é o guincho.

2.1.2 Elementos de Equipamento de Elevação

As máquinas de levantamento são constituídas de mecanismos responsáveis pelas operações de carga e descarga. Para operações importantes de carga e descarga, alguns mecanismos de elevação e transporte são providos de dispositivos especiais de garras, operados por máquinas auxiliares e acessórias ou manualmente (RUDENKO, 1976). A seguir são apresentados os principais elementos que constituem essas máquinas de elevação:

- órgãos flexíveis de elevação (correntes e cabos);
- polias, sistemas de polias, rodas dentadas para correntes;
- dispositivos de manuseio da carga;
- dispositivos de retenção e frenagem;
- motores;
- transmissões;
- componentes de transmissão (eixos e árvores, mancais, discos etc.);
- trilhos e rodas de translação;
- estruturas de máquina (estruturas de guindastes);
- aparelhos de controle.

2.1.3 Escolha das Máquinas de Elevação e Transporte

Máquinas de elevação e transporte são fabricadas em grande variedade de modelos. Por esta razão, as mesmas operações podem ser, frequentemente, desempenhadas por vários métodos e aparelhos. (RUDENKO, 1976)

Para realizar uma seleção adequada da máquina de levantamento que atenda a demanda da empresa, é de extrema importância o pleno entendimento da organização dos processos produtivos da empresa, bem como, conhecer os mecanismos e suas capacidades operacionais.

As máquinas de levantamento devem ser mecanizadas e automatizadas ao máximo para que um menor número de pessoas seja empregado para sua operação e manutenção. Estas máquinas não devem danificar sua carga, prejudicar o trabalho de outros setores e/ou funcionários do local, bem como, realizar todo o processo da forma mais segura, eficiente e no menor tempo, sendo econômicas tanto do ponto de vista dos custos de operação quanto de manutenção.

A seleção de uma MET apropriada deve ser orientada pelos seguintes fatores técnicos:

- Tipo da carga e suas propriedades: cargas unitárias considera – se suas dimensões, geometria, peso, temperatura etc.
- Direção e distância de percurso: orientação do movimento horizontal e vertical, comprimento do percurso, ponto de carga descarga são de extrema importância na escolha
- Especificações do local: dimensões do local de instalação da MET, condições de poeira e umidade, estabilidade e relevo do solo, presença de agentes agressivos, temperatura etc.
- Financeiro: custos de produção, transporte, instalação, custos operacionais como operadores, limpeza e manutenção dos equipamentos, energia elétrica consumida, limpeza e lubrificação, manutenção.

Em cada caso, as máquinas de elevação e transporte escolhidas deverão satisfazer a todas as exigências dos processos de produção e assegurar, ao mesmo tempo, muita mecanização e as mais favoráveis condições de trabalho devem reduzir o custo do manuseio, por unidade de carga, e reduzir o prazo dentro do qual o capital de investimento será saldado. (RUDENKO, 1976)

2.2 PÓRTICOS ROLANTES

Os pórticos rolantes compartilham semelhanças com a ponte rolante, pois ambos podem ter uma viga (monoviga ou univiga), duas vigas (biviga ou dupla viga), mas os pórticos se distinguem das pontes, pois eles possuem uma estrutura independente sustentada por 4 vigas de apoio chamadas de pernas, podem se mover sobre trilhos instalados no chão do local de operação, ou podem utilizar rodas com pneus tendo assim maior liberdade de movimento.

Os pórticos são máquinas muito versáteis graças a sua estrutura modular que lhes garante uma diversificada gama de atuação principalmente em áreas externas de diferentes indústrias, portos, galpões de fábricas, como também podem ser utilizados em áreas internas dos galpões se adaptando às demandas de seus respectivos clientes.

Contudo, apesar de possuir uma estrutura modular que poder ser adaptada para cada situação, os pórticos apresentam um padrão de construção bem definido e seus componentes estruturais estão ilustrados na Figura 4.

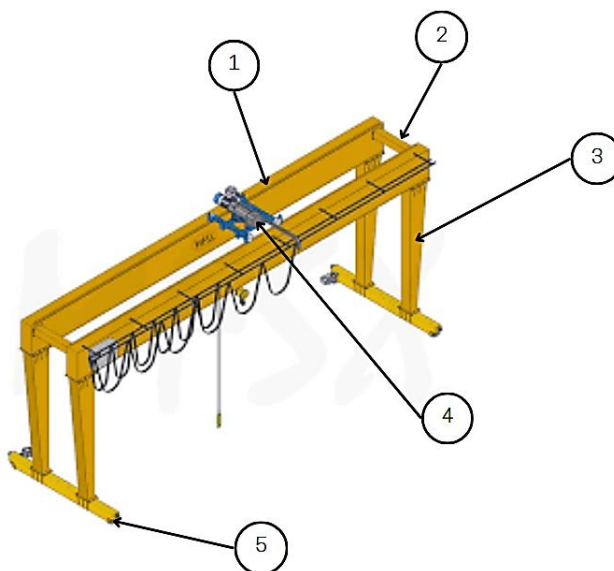


Figura 4 - Componentes do pórtico
Fonte: Adaptado MFSX Lifting Solutions (2023)

1. Viga principal: é responsável por determinar o vão do pórtico, é onde os elementos de movimento da carga estão posicionados, é também o elemento que suporta o esforço de flexão da carga sobre a estrutura.
2. Cabeceira: é responsável por fixar a viga principal as pernas do pórtico auxiliando na estabilidade da estrutura, também serve como fim de curso para o movimento horizontal da talha.
3. Viga de sustentação: é a estrutura de sustentação do pórtico, responsável por dar estabilidade a estrutura e resistir aos esforços de compressão e flambagem gerados pela carga e peso da estrutura.
4. Talha: elemento responsável pelo movimento vertical da carga, também podendo ser controle elétrico ou manual.
5. Rodas: responsável pela movimentação da estrutura podendo ser feito através de trilhos guia instalados no chão ou livremente através de pneus.

2.2.1 Configurações do Pórtico

- Pórtico Monoviga: é o que possui uma única viga principal, onde se encontra o sistema de movimentação da carga, são utilizados para transporte de cargas moderadas com dimensões medianas, muito utilizado tanto fora como dentro de galpões devido a seu porte compacto, conforme ilustrado na Figura 5.

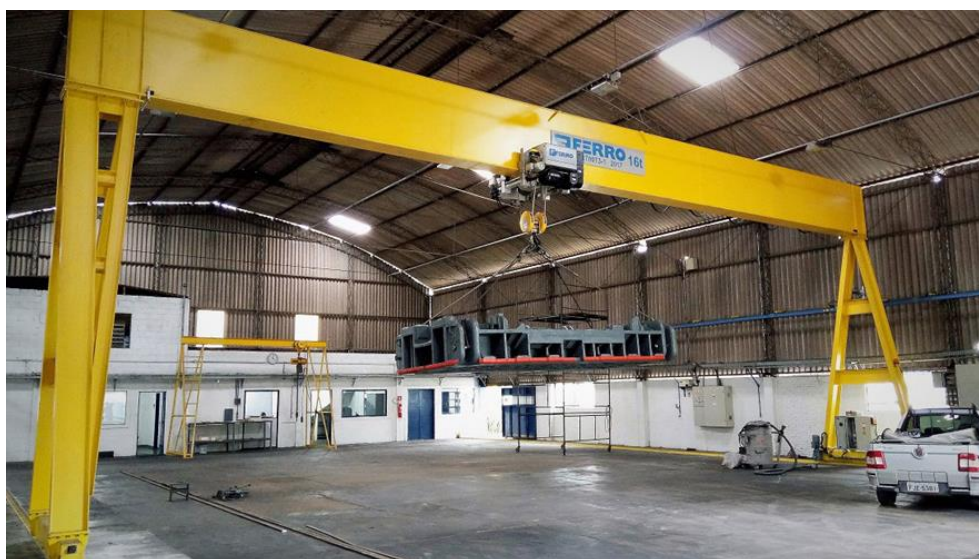


Figura 5 - Pórtico univiga
Fonte: Ferro Indústria (2023)

- **Pórtico Biviga:** é o que possui duas vigas principais, devido a isto faz se necessário a presença de vigas auxiliares para sustentação do carro guincho, são utilizados para o transporte de cargas com massa e dimensões mais elevadas dado o seu porte superior como ilustrado na Figura 6.



Figura 6 - Pórtico Biviga
Fonte: Ferro Indústria (2023)

- **Semi pórticos:** é uma categoria especial que se distingue por possuir apenas um par de pernas para sustentação da estrutura, sendo o outro lado apoiado sobre a estrutura do galpão ou edifício onde o pórtico será instalado, tendem a ter capacidade de carga moderada como os univiga, mesmo com a construção similar aos biviga, esta limitação é dada pela estrutura do edifício onde o pórtico irá operar, podendo ser dentro dos galpões ou imediatamente ligados a eles pelo lado de fora como ilustrado na Figura 7.



Figura 7 - Semipórtico
Fonte: Ferro indústria (2023)

2.3 REFERENCIAL NORMATIVO

As normas técnicas de referência para o objeto deste trabalho são:

- ABNT NBR 8400(2019) Cálculo de equipamento para levantamento e movimentação de cargas – esta é a principal norma utilizada durante o desenvolvimento do projeto, pois fixa as diretrizes para o cálculo da parte estrutural e elementos destes equipamentos. Para o desenvolvimento do trabalho utilizou-se as três primeiras partes da norma:
 - a) NBR 8400-1: classificação e cargas sobre estruturas e mecanismos;
 - b) NBR 8400-2: verificação das estruturas ao escoamento, fadiga e estabilidade;
 - c) NBR 8400-3: verificação à fadiga e seleção de componentes dos mecanismos;

- ABNT NBR 8800 (2008) Projeto de estruturas de aço e de estruturas mistas de aço e concreto de edifícios - esta norma determina os requisitos a serem obedecidos no projeto de estruturas de aço a temperatura ambiente.

2.4 EMBARCAÇÕES NÁUTICAS

A Marinha do Brasil, por meio da NORMAN-02/DCP – Normas da Autoridade Marítima para Amadores, Embarcações de Esporte e/ou Recreio, define embarcação como sendo “qualquer construção, inclusive as plataformas flutuantes e as fixas quando rebocadas, sujeita à inscrição na autoridade marítima e suscetível de se locomover na água, por meios próprios ou não, transportando pessoas ou cargas.”

E são classificadas quanto ao seu comprimento da seguinte maneira:

- Embarcação de grande porte ou late - com comprimento igual ou superior a 24 metros.
- Embarcação de médio porte - com comprimento inferior a 24 metros, exceto as miúdas.
- Embarcações miúdas - com comprimento igual ou inferior a 5 metros ou com comprimento total inferior a 8m e que apresentem as seguintes características: convés aberto, convés fechado, mas sem cabine habitável e sem propulsão mecânica fixa e que, caso utilizem motor de popa, este não exceda 30 HP.

2.5 ESTRUTURAS DE APOIO NÁUTICO COMPLEMENTARES

As máquinas de içamento, lançamento e remoção das lanchas são cada vez mais adotados na infraestrutura dos clubes náuticos e, na Figura 8 ilustram-se os principais equipamentos de apoio utilizados neste tipo de operação.

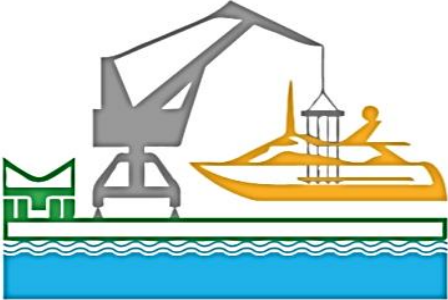


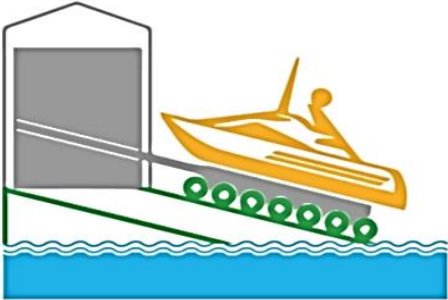
EQUIPAMENTOS DE IÇAMENTO, LANÇAMENTO E REMOÇÃO DE EMBARCAÇÕES		
<p>HOIST-JIB CRANE OU JIB BOOM</p>	<p>É um guindaste fixo localizado em um píer ou em um cais que levanta a embarcação da água. Uma vez que a embarcação é levantada, o guindaste gira em um plano horizontal e abaixa o barco em um suporte móvel à espera na costa, que geralmente é rebocado para uma área de armazenamento.</p>	
<p>TRAVELIFT OU STRADDLE CARRIER</p>	<p>É um veículo de transporte de carga que carrega a embarcação apoiando-a por baixo, usado para as embarcações maiores. Uma vez que o transportador tenha içado a embarcação, ele pode conduzir e mover esta por terra dentro de uma área com superfície adequada.</p>	
<p>CRANE LIFT</p>	<p>É um sistema em que uma ou mais gruas móveis içam uma embarcação, similar ao <i>travelift</i>. As gruas, ao retirarem a embarcação da água, a colocam em um trailer para, na sequência, ser guardada.</p>	
<p>TRAILERS</p>	<p>Equipamentos utilizados para lançar e retirar embarcações da água, consistindo no método mais comum de movê-las. São utilizados de forma individual ou associados com <i>hoist-jib-cranes</i>, <i>crane lifts</i> e rampas náuticas.</p>	

Figura 8 - Equipamento de içamento, lançamento e remoção de embarcações
Fonte: Elaboração LabTrans/UFSC (2022)

Destacam-se como equipamentos: os *sincrolifts* que são plataformas de movimentação vertical que podem fazer a embarcação submergir ou emergir, e os *forklifts* que se assemelham a uma empilhadeira que retira embarcações da água para guardar em vagas secas.

Apresentam-se também os *drive on docks* ou os *floatings lifts*, que são plataformas flutuantes de construção em blocos que ficam alguns centímetros acima

da linha da água, para onde as embarcações aproximam-se devagar para realizar o acesso.

2.6 PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO

O processo de desenvolvimento de produto consiste num conjunto de atividades que, a partir das necessidades do mercado e recursos da empresa, permitem a definição das especificações de projeto de produto, bem como de seus processos de produção. Além disso, também se realiza o acompanhamento do produto após o seu lançamento com a finalidade de proporcionar eventuais mudanças nas especificações, planejar sua descontinuidade e incorporar as lições aprendidas ao longo do ciclo de vida do produto no processo de desenvolvimento (ROZENFELD *et al.*, 2006).

Nas últimas décadas, a globalização e a crescente internacionalização dos mercados promoveram o aumento da competitividade devido a maior oferta e variedade de produtos bem como a redução do ciclo de vida dos produtos. Além disso, Baxter (2000) diz que o uso de novas tecnologias de projeto de produto como o CAD e as ferramentas de trocas rápidas também estão reduzindo o tempo de desenvolvimento e lançamento de novos produtos. E estes produtos são demandados e desenvolvidos para atender a segmentos específicos de mercado, incorporar novas tecnologias, se integrar a outros produtos e usos e se adequar a restrições legais (ROZENFELD *et al.*, 2006). Por essas razões, Rozenfeld *et al.* (2006) entende que nesse ambiente competitivo o desenvolvimento de produtos tem se tornado um processo de negócio cada vez mais crítico para as empresas.

Segundo Back *et al.* (2008), um projeto de produto considerado eficiente e eficaz deve ser realizado de maneira organizada para saber o que fazer, para quem fazer, quando fazer, com o que fazer e como fazer. E isso demanda a aplicação de uma metodologia sistemática de desenvolvimento de produtos. Tanto Back *et al.* (2008) quanto Rozenfeld *et al.* (2006) defendem o desenvolvimento integrado de projeto de produto, ou seja, uma metodologia por meio da qual uma equipe multidisciplinar desenvolve um projeto de produto, considerando simultaneamente, as necessidades e restrições do ciclo de vida do produto. A falta de uma visão unificada do processo dificulta a comunicação e a capacidade de administrar os conflitos

gerando limitações que ocasionam problemas e ineficiências no PDP dificultando a integração entre as diferentes áreas envolvidas. Contudo, as atividades de projeto na fase de desenvolvimento devem ser realizadas em conjunto e de forma integrada, o que evidencia a necessidade de se formalizar um modelo de gestão e de estruturação do PDP.

Portanto, a adoção de um modelo de referência é essencial para o PDP, pois é ele que representa o processo e possibilita que os diferentes setores envolvidos no projeto tenham uma visão comum e integrada facilitando a compreensão dos resultados buscados pelo PDP, as atividades que devem ser realizadas, as condições a serem atendidas e os critérios de decisão do projeto.

Dessa forma o modelo de referência adotado neste trabalho e que será detalhado no próximo capítulo baseia-se no modelo unificado de Rozenfeld *et al.* (2006). Tal modelo é uma união dos modelos de projeto preconizados de literaturas de desenvolvimento de projeto de produto, como a diretriz VDI 2221 (ampla aplicação em engenharia mecânica) e Pahl e Beitz (2005), utilizam uma estrutura com sequências de passos, fases, etapas, ou seja, um modelo para representar a realidade do processo denominado como modelo de referência.

3 METODOLOGIA

O objetivo do presente capítulo é apresentar a metodologia para o desenvolvimento deste trabalho que está baseada no modelo unificado de Rozenfeld *et al.* (2006). Esse modelo é voltado para projetos de manufatura de bens de consumo duráveis com ênfase na tecnologia mecânica de fabricação.

O uso desse modelo tem como finalidade apresentar de maneira clara e lógica, as etapas e procedimentos que devem ser considerados no projeto do equipamento para içamento e movimentação de lanchas.

O modelo unificado de Rozenfeld *et al.* (2006) é de natureza sistemática dividido em macro fases, fases e atividades, contendo as melhores práticas de PDP. Segundo o autor, este modelo originou-se da união das principais metodologias consagradas de desenvolvimento de projeto de produto, estudos de caso, experiências e melhores práticas desenvolvidas e coletadas sobretudo em empresas do ramo de desenvolvimento de produtos metal mecânicos.

E como complemento utilizou-se como base métodos e ferramentas do Modelo PRODIP desenvolvido pelo NEDIP (Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) que está precisamente detalhado e abordado em Back (2008).

Atentando para a proposta do presente trabalho, um projeto de um equipamento mecânico, os autores utilizaram uma metodologia de projeto de produto para seu dimensionamento. Logo, o escopo deste trabalho está restrito a macro fase de desenvolvimento de produto como ilustrado na Figura 9.

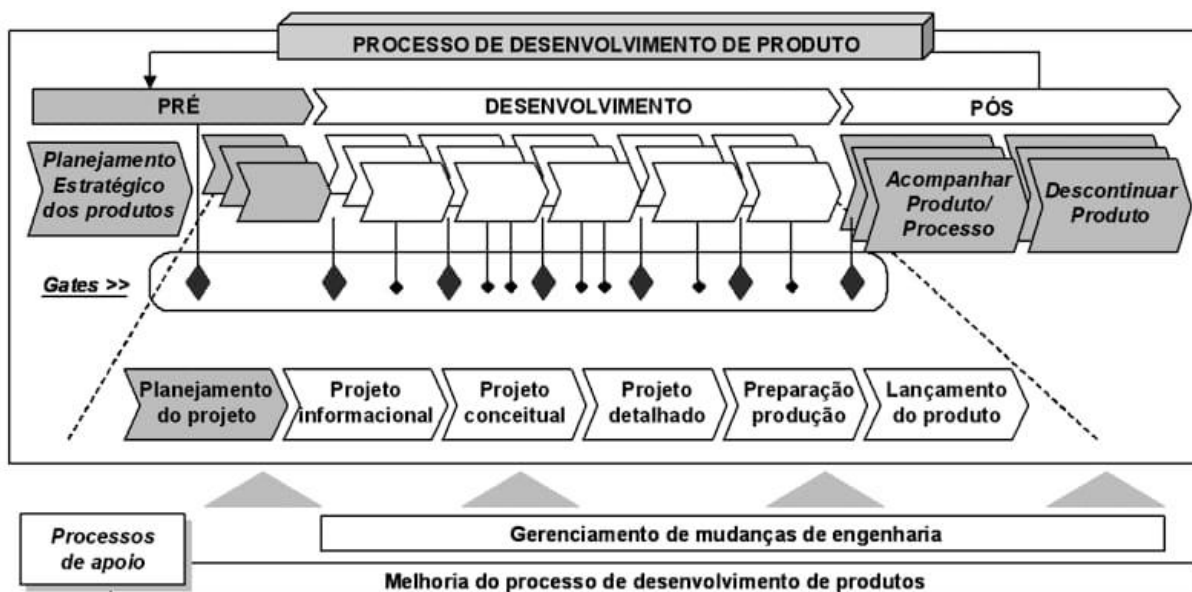


Figura 9 - Fases de projeto de produto
 Fonte: Ronzenfeld et al (2006)

De acordo com Rozenfeld *et al.* (2006), durante a macro fase de desenvolvimento de produto ou projeto de produto as soluções concebidas são detalhadas em informações técnicas que podem conter cálculos de engenharia, desenho e definição da arquitetura do produto. Além disso, tem-se a definição dos sistemas, subsistema, componentes e são selecionados os materiais, conceitos, processos de fabricação etc. Esta macro fase considera todos os elementos do ciclo de vida do produto e tem foco no atendimento das necessidades dos clientes.

A principal diferença do modelo unificado quando comparado aos modelos de Romano (2003) e Back (2008), é caracterizada pelo número de fases na etapa de desenvolvimento em que o modelo desenvolvido pelo NEDIP da UFSC possui uma fase intermediária entre processo conceitual e detalhado, chamada de Projeto Preliminar. De acordo com Rozenfeld *et al.* (2006), alguns autores da área de desenvolvimento de produto entendem que há uma necessidade de se ter uma noção mais concreta da primeira especificação do produto para que a empresa possa verificar a viabilidade dele antes de investir nos detalhamentos das suas especificações. Contudo, o autor entende que para projetos que não envolvam inovação, o conteúdo da fase de projeto conceitual é detalhado o suficiente para a tomada de decisão da solução, além disso atualmente com a difusão de sistemas CAD é possível obter uma maior precisão da representação do produto e a padronização de projetos permite realocar as atividades que seriam realizadas em projeto preliminar para a fase conceitual.

Segundo Rozenfeld *et al.* (2006), o modelo unificado deve ser considerado como um modelo de referência genérico para definição de projetos, assim entende-se que este modelo se adapta a projetos de diferentes naturezas e cabe ao projetista adaptá-lo a sua necessidade. Dessa maneira, buscou-se mapear e analisar as fases e atividades que melhor se adaptassem à proposta deste trabalho, o dimensionamento do pórtico rolante.

Portanto, neste trabalho serão abordadas as seguintes fases: Projeto Informacional, Projeto Conceitual e Projeto Detalhado.

3.1 PROJETO INFORMACIONAL

Segundo Rozenfeld *et al.* (2006) o objetivo do projeto informacional é desenvolver um conjunto de informações, o mais completo possível, chamado de especificações-meta do produto. Essas especificações, além de orientarem a geração de soluções, fornecem a base sobre a qual serão montados os critérios de avaliação e de tomada de decisão utilizados nas etapas posteriores do processo de desenvolvimento. Além disso, ele diz que esse conjunto de informações deve refletir as características que o produto deverá ter para atender as necessidades dos clientes. Uma definição incorreta dessas informações iniciais na etapa de projeto informacional ou até mesmo uma determinação imprópria de certos aspectos do problema poderá ter como consequência a criação de uma solução para um problema diferente daquele que se deseja, resultando na perda de quase todos os recursos gastos.

Nesta etapa de projeto informacional busca-se a definição do problema do projeto de produto na qual se busca o entendimento claro e completo do problema a ser enfrentado. Além disso, realiza-se uma busca de informações detalhadas sobre aspectos tecnológicos e de produtos concorrentes. A Figura 10 mostra as tarefas desenvolvidas na fase de Projeto Informacional.

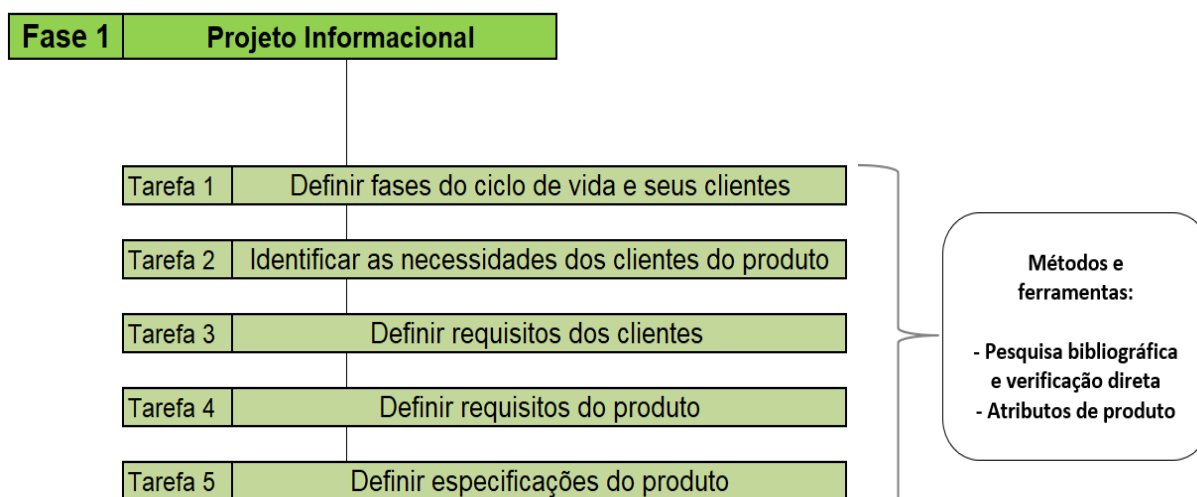


Figura 10 - Fluxograma de Projeto Informacional
Fonte: Autor (2023)

3.2 PROJETO CONCEITUAL

Na fase de Projeto Conceitual, as atividades da equipe de projeto relacionam-se com a busca, criação, representação e seleção de soluções para o problema de projeto. A busca por soluções já existentes pode ser feita pela observação de produtos concorrentes ou similares descritos em livros, artigos, catálogos e bases de dados de patentes, ou até mesmo por benchmarking. O processo de criação de soluções é livre de restrições, porém direcionado pelas necessidades, requisitos e especificações de projeto do produto, e auxiliado por métodos de criatividade. A representação das soluções pode ser feita por meio de esquemas, croquis e desenhos que podem ser manuais ou computacionais, e é muitas vezes realizada em conjunto com a criação. A seleção de soluções é feita com base em métodos apropriados que se apoiam nas necessidades ou requisitos previamente definidos. (ROZENFELD *et al.*,2006)

A Figura 11 mostra as tarefas desenvolvidas na fase de Projeto Conceitual.

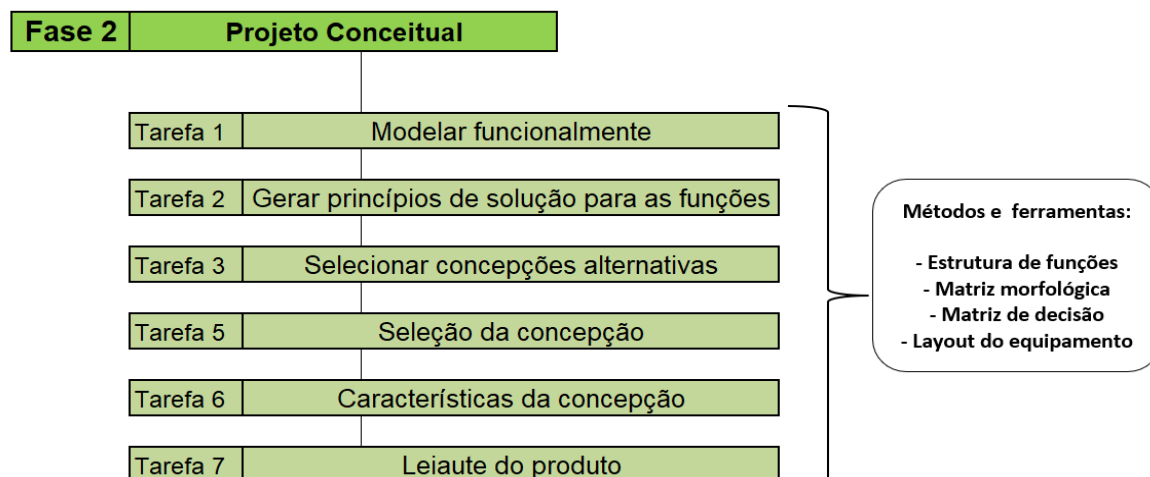


Figura 11 - Fluxograma de Projeto Conceitual
 Fonte: Autor (2023)

3.3 PROJETO DETALHADO

A informação de entrada nesta fase é a concepção do produto e sua duração depende da complexidade do produto. Nesta última fase, a concepção do produto será detalhada e transformada em especificações finais detalhando cada item que o compõe e os respectivos processos de fabricação (ROZENFELD *et al.*, 2006). Esta última fase de projeto tem como objetivo desenvolver e finalizar todas as especificações. O grau de detalhamento depende do grau de complexidade e inovação do produto, ou seja, quanto menor for o grau de novidade mais detalhada será a fase de projeto conceitual. A Figura 12 mostra as tarefas desenvolvidas na fase de Projeto Detalhado.

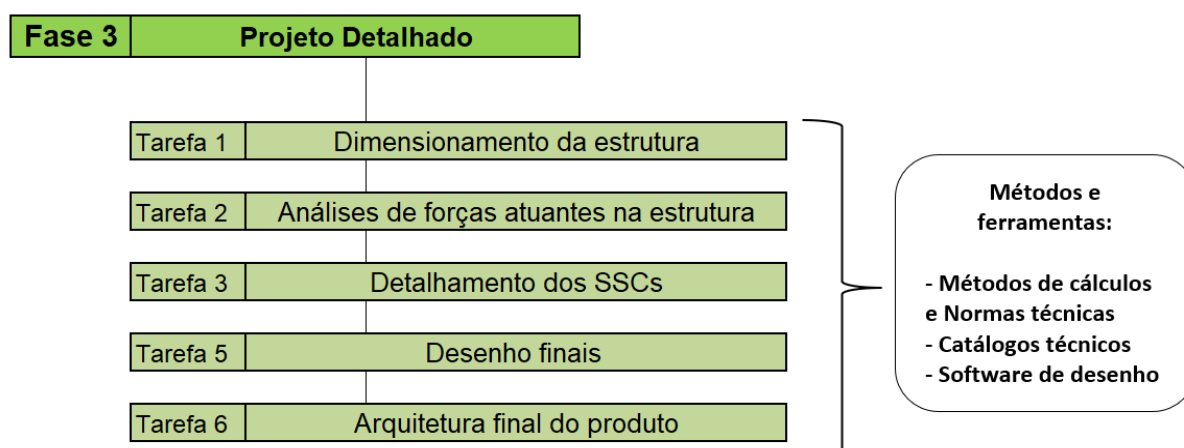


Figura 12 - Fluxograma de Projeto Detalhado
 Fonte: Autor (2023)

4 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

O desenvolvimento deste projeto terá como base a metodologia de modelo consensual apresentada no capítulo anterior. Além disso, para o detalhamento do projeto utilizou-se normas técnicas NBR 8400 e NBR 8800 para dimensionamento estrutural do equipamento.

4.1 PROJETO INFORMACIONAL

Essa fase inicial de desenvolvimento é muito importante pois tem como foco ouvir a voz do cliente, ou seja, satisfazer suas necessidades. Após as atividades de engenharia tem como resultado as especificações-meta do equipamento contendo requisitos e informações qualitativas.

4.1.1 Escopo do Produto

Nesta atividade parte-se para a definição problema de projeto apresentando de maneira mais detalhada possível, de acordo com o nível de entendimento atual do produto, a primeira descrição dele contendo uma versão inicial de requisitos de projeto e possíveis especificações-meta a serem detalhadas posteriormente ao longo do desenvolvimento do projeto.

- Apresentação do problema do projeto:
 - Aplicação = Elevação e movimentação de lanchas;
 - Ambiente de trabalho: Exterior (ação do vento) e ambiente corrosivo.
 - O equipamento deverá ser capaz de erguer 12.000 kgf, peso médio das maiores embarcações do clube que pesam ao redor de 10.000 kgf.

4.1.2 Ciclo de Vida do Produto

Após a delimitação do problema de projeto, define-se o ciclo de vida do produto baseando-se no conhecimento de produtos similares existentes e identificam-se os clientes das fases do ciclo de vida como ilustrado no Quadro 1.

Quadro 1 - Identificação dos clientes

Fases do ciclo de vida	Clientes		
	Internos	Intermediários	Externos
Projeto	Projetistas		
Fabricação	Empresa contratada		
Montagem	Empresa contratada		
Operação			Funcionários do Clube Náutico
Manutenção			Clube Náutico

Fonte: Autor (2024)

- **Clientes internos** - Fabricantes e pessoal envolvido no projeto e na produção dos produtos;
- **Clientes intermediários** - São aqueles responsáveis pela distribuição, compras, vendas e marketing do produto;
- **Clientes externos** - Conjunto de pessoas ou organizações que irão usar ou consumir e manter o produto.

4.1.3 Requisitos dos Clientes

Para levantamento dessas informações de requisitos do cliente, utilizou-se uma análise qualitativa por meio de observação direta no clube e de informações obtidas com os operadores do clube. Segundo Rozenfeld *et al.* (2006), esta é uma forma eficiente de entender as necessidades dos clientes de projetos de máquinas agrícolas, caminhões e equipamentos mecânicos diversos, inclusive para identificar comportamentos de uso e questões de manutenibilidade. O Quadro 2 apresenta as necessidades dos clientes.

Quadro 2 - Necessidades dos clientes

FASES DO CICLO DE VIDA	NECESSIDADES DO CLIENTE
Projeto	Realizar um projeto que seja simples e barato, que não necessite de peças complexas.
Fabricação	Seja de simples fabricação, não possua peças que necessitem de ferramentas especiais, utilizar materiais e peças existentes no mercado.
Montagem	Que seja fácil e rápido de montar; não necessite de maquinário e ferramentas especiais para fazer a montagem.
Operação	Seja um equipamento fácil de usar, que seja seguro para o operador, seja capaz de levantar a lancha mais pesada do clube, que não enferruje, seja resistente, que agilize a logística de operação. Ocupar menor espaço possível para não prejudicar a acessibilidade dos locais do clube.
Manutenção	Equipamento que não quebre com frequência, possuir peças que possam ser facilmente trocadas, fácil acesso aos componentes, utilizar peças padronizadas, não necessite de muita manutenção.

Fonte: Autor (2024)

As necessidades são expectativas oriundas dos desejos do cliente, ou seja, são informações subjetivas que podem não ser precisas ou adequadas para serem empregadas nas tomadas de decisões nas demais fases de projeto do produto. Assim, as necessidades dos clientes após serem organizadas, categorizadas e estruturadas, apresentam uma linguagem mais técnica, “linguagem de engenharia”, fornecendo os requisitos do cliente, Quadro 3.

Quadro 3 - Requisitos do cliente

REQUISITOS DO CLIENTE	
FASES	DESCRIÇÃO
Projeto	Projeto de simples execução
Fabricação	Manufatura simples
	Componentes de fácil acesso mercadológico
Montagem	Montagem simples
Operação	Ser capaz de resistir ao ambiente corrosivo
	Ser capaz de erguer a lancha de até 12 toneladas
	Ser compacto
	Ser seguro
	Inexigibilidade de conhecimento técnico
	Ser estável
Manutenção	Manutenção de fácil execução
	Baixa frequência de manutenção
	Ser confiável
	Utilizar peças padronizadas e facilmente intercambiáveis

Fonte: Autor (2024)

Embora os valores dos requisitos dos clientes possam ser definidos diretamente pela equipe de projeto, pode-se utilizar um procedimento mais sistematizado, que dependa menos da opinião pessoal de cada membro da equipe, tal como o Diagrama de Mudge. Neste caso, a valoração é feita pela comparação dos requisitos aos pares, ou seja, cada requisito é comparado com cada um dos outros requisitos. Em cada comparação são feitas duas perguntas: Qual requisito é mais importante para o sucesso do produto? Quanto mais importante é esse requisito? (ROZENFELD *et al.*,2006). Para valorar esse “quão mais importante”, atribuiu-se 5 para muito mais importante, 3 para mediamente mais importante e 1 para moderadamente mais importante.

Para obter a hierarquia dos requisitos atribui-se um valor de consenso (vc) com base nos resultados obtidos em % no diagrama de Mudge, comparando-os e definindo o grau de importância dos requisitos do cliente conforme a Figura 13.

Diagrama de Mudge																		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	Soma	%	vc
1	2A	1A	4B	5A	6A	7A	8B	9B	10A	1C	12A	13B	14A	15A	16A	5	2%	2
	2	2C	2B	2A	6B	7B	2A	2C	10B	2A	12C	2C	2C	15C	2C	28	9%	8
		3	4C	3C	6B	7B	3B	9C	10A	3A	12B	13C	14C	15B	3C	10	3%	3
			4	5C	6A	7B	4B	9C	10B	4B	12B	4C	14C	15C	16B	11	3%	3
				5	6B	7A	5B	9B	10A	5C	12B	13C	14B	15B	16A	10	3%	3
					6	7C	6A	6B	10B	6A	6C	6C	6C	15C	6C	35	11%	8
						7	7A	7B	10C	7A	12C	7C	7B	7C	7C	39	12%	8
							8	9C	10A	8B	12B	13C	14A	15B	16A	6	2%	2
								9	10B	9A	12B	13C	14C	15C	16C	14	4%	4
									10	10A	10C	10B	10B	10C	10B	49	15%	10
										11	12B	13A	14A	15A	16A	0	0%	1
											12	12C	12C	12C	12C	29	9%	8
												13	12C	15C	16C	12	4%	5
													14	14C	14C	23	7%	6
														15	16C	24	7%	6
															16	26	8%	7
															TOTAL	321	100%	

LEGENDA	
1	Projeto de simples execução
2	Manufatura simples
3	Componentes de fácil acesso mercadológico
4	Montagem simples
5	Ser capaz de resistir ao ambiente corrosivo
6	Ser capaz de erguer a lancha de até 12 toneladas
7	Ser compacto
8	Ser seguro
9	Inexigibilidade de conhecimento técnico
10	Ser estável
11	Manutenção de fácil execução
12	Baixa frequência de manutenção
13	Ser confiável
14	Utilizar peças padronizadas e facilmente intercambiáveis

Grau de importância	
A = 5	Muito mais importante
B = 3	Mediamente mais importante
C = 1	Moderadamente mais importante

Figura 13 - Diagrama de Mudge
Fonte: Autor (2024)

4.1.4 Requisitos de Projeto

Estes requisitos são o conjunto de informações elaboradas na fase de Projeto Informacional que devem refletir as características que o produto deverá ter para atender as necessidades do cliente. O Quadro 4 apresenta os requisitos de projeto.

Quadro 4 - Requisitos de projeto

REQUISITOS DE PROJETO		
Classe dos atributos	Atributos	Descrição
Atributos básicos	Funcionalidade	Capacidade nominal de elevação
		Altura de elevação
		Distância de deslocamento
	Confiabilidade	Vida útil
		Taxa de falhas
	Ergonomia	Pouco esforço do operador
	Segurança	Sistema de fim de curso
		Dispositivos de segurança
	Normalização	Atender as normas técnicas nacionais pertinentes
Robustez	Proteção contra corrosão	
	Suportar os esforços do vento	
Atributos do ciclo de vida	Fabricabilidade	Processos de fabricação usuais
	Montabilidade	Montagem acessível
		União mecânica descomplicada
	Usabilidade	Comando simples
Mantenabilidade	Manutenção acessível	
Atributos específicos	Geométricos	Dimensões adequadas
		Tolerâncias adequadas
	Material	Material anticorrosivo
		Material padronizado
	Cinemática	Velocidade de elevação da embarcação
		Velocidade de deslocamento do pórtico
	Energia	Compatível com a rede elétrica local
sinais	Sistema de acionamento	

Fonte: Autor (2024)

Uma vez definidos os requisitos de projeto, a atividade seguinte dentro do processo de desenvolvimento das especificações de projeto é a classificação dos mesmos, ou seja, procura-se identificar a prioridade que se deve dar no desenvolvimento do projeto, à busca de soluções que atendam a um requisito em detrimento de outros, se as ações forem de efeitos contrários (BACK, 2008). Para isso, aplica-se a matriz QFD, uma técnica de apoio que auxilia os projetistas na busca de um consenso possibilitando o estabelecimento de relações entre necessidades dos clientes e requisitos de projeto possibilitando identificar conflitos entre os requisitos de projeto, suas dificuldades técnicas e estabelece uma lista dos que devem ser

priorizados. Esse método tem como resultado as especificações-meta do produto demonstrado no Apêndice A.

4.1.5 Especificações-Meta

São os requisitos com valores-meta, ou seja, aqueles que podem ser mensuráveis e informações adicionais qualitativas que são informações complementares aos requisitos conforme apresentado na Tabela 1.

Tabela 1 - Prioridade de especificações

Prioridade	Especificações	Pontuação
1	Capacidade nominal de elevação	392
2	Suportar os esforços do vento	345
3	Proteção contra corrosão	303
4	Vida útil	272
5	Atender as normas técnicas nacionais pertinentes	263
6	Taxa de falhas	261
7	Dispositivos de segurança	220
8	Material padronizado	209
9	Sistema de fim de curso	196
10	Altura de elevação	191
11	Manutenção acessível	168
12	Material anticorrosivo	146
13	Uniões mecânicas descomplicadas	139
14	Montagem acessível	138
15	Pouco esforço do operador	107
15	Velocidade de elevação da embarcação	107
17	Distância de deslocamento	87
18	Processos de fabricação usuais	81
19	Velocidade de deslocamento do pórtico	79
20	Tolerâncias adequadas	74
21	Compatível com a rede elétrica local	57
22	Sistema de acionamento	37
23	Dimensões adequadas	34
24	Comando simples	32

Fonte: Autor (2024)

4.2 PROJETO CONCEITUAL

Após a obtenção das informações e valoração das especificações no projeto informacional, inicia-se a segunda etapa de desenvolvimento, segundo a metodologia empregada. A partir desta etapa ocorre a transformação das informações obtidas realizando a modelagem funcional do produto, estabelecendo a função global, funções parciais e elementares do produto. Além disso, esta fase tem a finalidade de gerar princípios de solução e selecionar a concepção do produto, aplicando métodos sistemáticos e ferramentas como a matriz morfológica para obtenção de alternativas de solução para os problemas de projeto. Entende-se como concepção a obtenção das características do pórtico, principais componentes e uma leiaute inicial do produto.

4.2.1 Função Global

No primeiro momento, define-se a função global do projeto, determinando assim as principais entradas e saídas do produto de forma simplificada conforme a Figura 14.

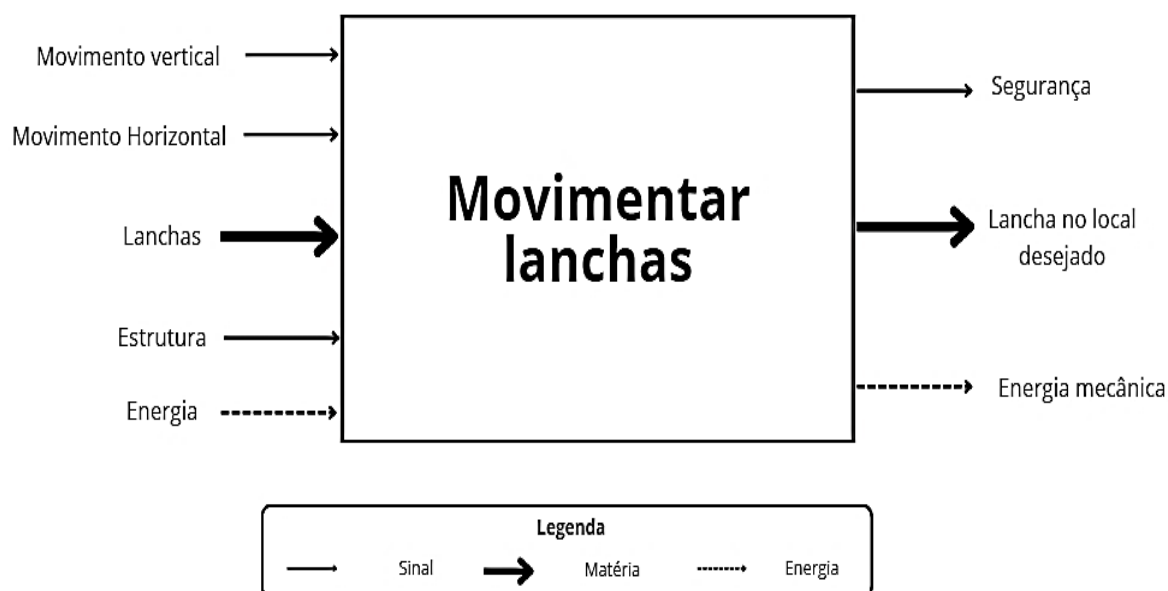


Figura 14 - Função global
Fonte: autor (2023)

Portanto, a principal função do equipamento é movimentar as lanchas do clube, e colocá-las na água.

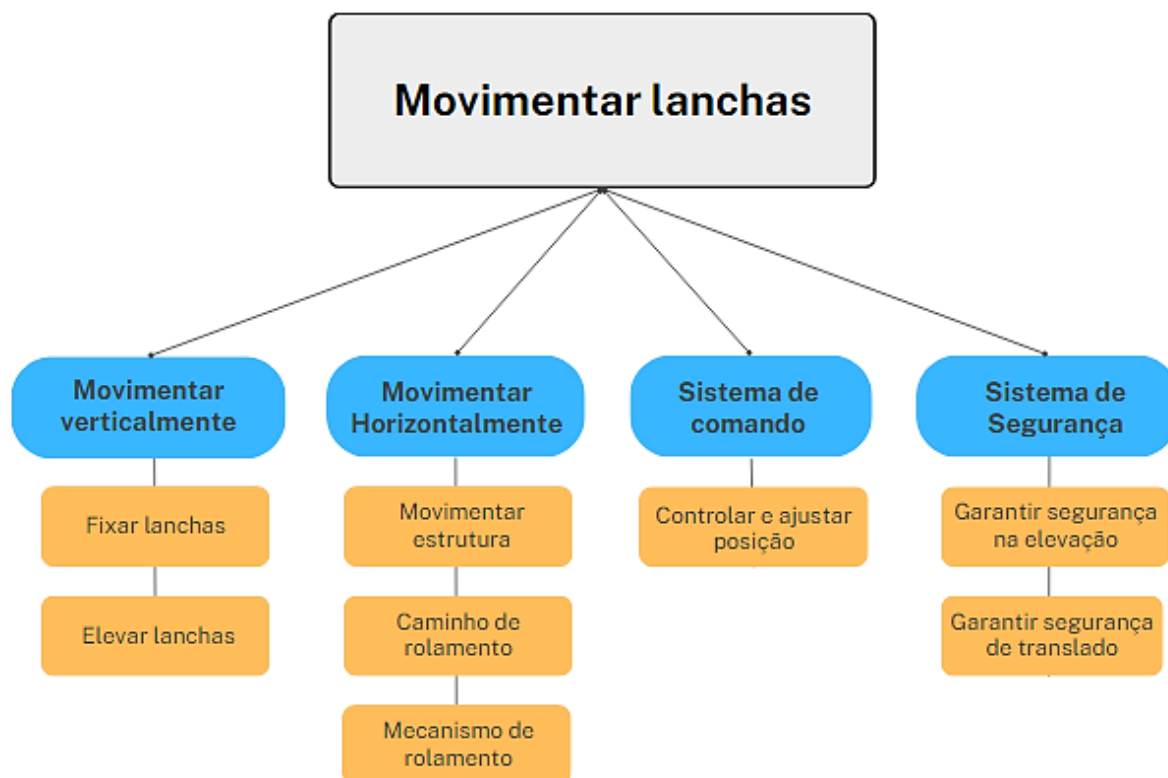


Figura 16 - Funções elementares
 Fonte: Autor (2023)

4.2.2 Princípios de Solução

Após determinar a função global do equipamento e suas subfunções, foi iniciada uma nova etapa do projeto conceitual que é propor os princípios de solução para cada uma das funções verificadas na etapa anterior. A partir disso utilizou-se o método Morfológico, foi montada uma matriz morfológica para apresentar soluções para cada função, os princípios foram obtidos através de pesquisas em catálogos de fabricantes, e comparações com outros projetos similares, conforme quadro 5.

Quadro 5 - Matriz morfológica do equipamento

Função	Princípios de solução		
Estrutura	Pórtico monoviga	Pórtico biviga	Travelift
Movimentar estrutura	Motoredutor	Motoredutor	Motor diesel
Caminhos de rolamento	Solo	Solo	Trilho
Mecanismo de rolamento	Pneus	Rodízio	Rodas
Elevar lanchas	Sistema de polias	Carro guincho	Talha elétrica
Fixar lancha	Cinta	Corrente	Cinta
Controlar e ajustar posição	Manual	Controle com cabo	Controle remoto
Garantir segurança na operação	Visual	Alerta sonoro	Dispositivos mecânicos
Garantir segurança do translado	Freio manual	Freio eletromagnético	Fim de curso

Fonte: Autor (2023)

Após o desenvolvimento e análise da matriz, foi realizada a combinação dos princípios de solução, para a geração de concepções da estrutura funcional do pórtico, visando assim à busca da solução que melhor atenda os requisitos, conforme Quadro 6.

Quadro 6 - Matriz de combinação

Função	Concepção 1	Concepção 2	Concepção 3
Estrutura	Travelift	Pórtico biviga	Travellift
Movimentar estrutura	Motor diesel	Motoredutor	Motoredutor
Caminhos de rolamento	Solo	Trilho	Trilho
Mecanismo de rolamento	Pneus	Roda flangeada	Roda flangeada
Elevar lanchas	Sistema de polias	Carro guincho	Talhas elétrica
Fixar lancha	Cinta	Cinta	Cinta
Controlar e ajustar posição	Controle remoto	Controle por cabo	Central de controle remoto
Garantir segurança na operação	Visual	Alerta sonoro	Dispositivos mecânicos
Garantir segurança do translado	Freio	Fim de curso	Fim de curso

Fonte: Autor (2023)

4.2.3 Concepção Selecionada

Para se determinar a concepção que melhor atenda o problema, foram utilizadas técnicas de seleção para que assim fosse possível verificar o resultado de forma objetiva e direta.

O primeiro método escolhido foi a seleção com o julgamento de viabilidade, em que foram comparadas ponto a ponto as concepções para determinar a aplicabilidade do equipamento quanto aos pontos de fabricação, operação e manutenção, conforme quadro 7.

Quadro 7 - Julgamento de viabilidade

Tipo de concepção	Avaliação		
	Viável	Parcialmente viável	Não viável
1	X		
2		X	
3	X		

Fonte: Autor (2024)

Portanto, percebe-se que as concepções 1 e 3 se mostraram melhores opções para atender a demanda de projeto de maneira mais eficiente, pois apresentam menos limitações para operação. Após isso, foi realizada a aplicação de uma técnica de avaliação das concepções, denominada matriz avaliação, em que o principal critério de avaliação são as especificações de projeto, para verificar qual das duas alternativas satisfaz a condições de projeto. A Tabela 2 apresenta a concepção selecionada.

Tabela 2 - Matriz avaliação

Requisitos de Clientes	Concepção 1	Concepção 3
Capacidade nominal de elevação	1	1
Suportar os esforços do vento	1	1
Proteção contra corrosão	1	1
Vida útil	0	1
Atender as normas técnicas nacionais pertinentes	0	1
Taxa de falhas	0	1
Dispositivos de segurança	0	1
Material padronizado	0	1
Sistema de fim de curso	0	1
Altura de elevação	1	1
Manutenção acessível	0	1
Material anticorrosivo	1	1
Uniões mecânicas descomplicadas	0	1
Montagem acessível	0	1
Pouco esforço do operador	1	1
Velocidade de elevação da embarcação	0	1
Distância de deslocamento	1	1
Processos de fabricação usuais	0	0
Velocidade de deslocamento do pórtico	0	0
Tolerâncias adequadas	1	1
Compatível com a rede elétrica local	1	1
Sistema de acionamento	0	1
Dimensões adequadas	1	1
Comando simples	0	1
Total	 10	 22

Fonte: Autor (2024)

A partir do resultado apresentado pelo método sistemático constatou-se que a alternativa que melhor atende a demanda do clube é a concepção 3.

4.2.4 Leiaute da Concepção Escolhida

A partir da concepção escolhida foi desenvolvido um projeto inicial com base nos resultados obtidos pelas etapas informacional e conceitual, além das restrições geométricas de projeto.

A) Comprimento do pórtico (travelift)

O comprimento máximo do pórtico foi estimado em 11 metros para ser capaz de erguer com segurança não só a atual maior lancha do clube, como também lanchas de médio porte até cerca de 49 pés (15 metros.).

B) Largura do pórtico

A largura do pórtico foi definida em 5 metros de vão, pois considerou-se que o espaço atual disponível para aplicação da estrutura sobre trilhos, ilustrado na Figura 17, será adequado através de estaqueamento para garantir estabilidade ao solo, e o alinhamento do cais para operação do pórtico realizando uma redução dos quase 10 metros atuais (imagem A) para 5 metros (imagem B) necessários para a estrutura do pórtico.

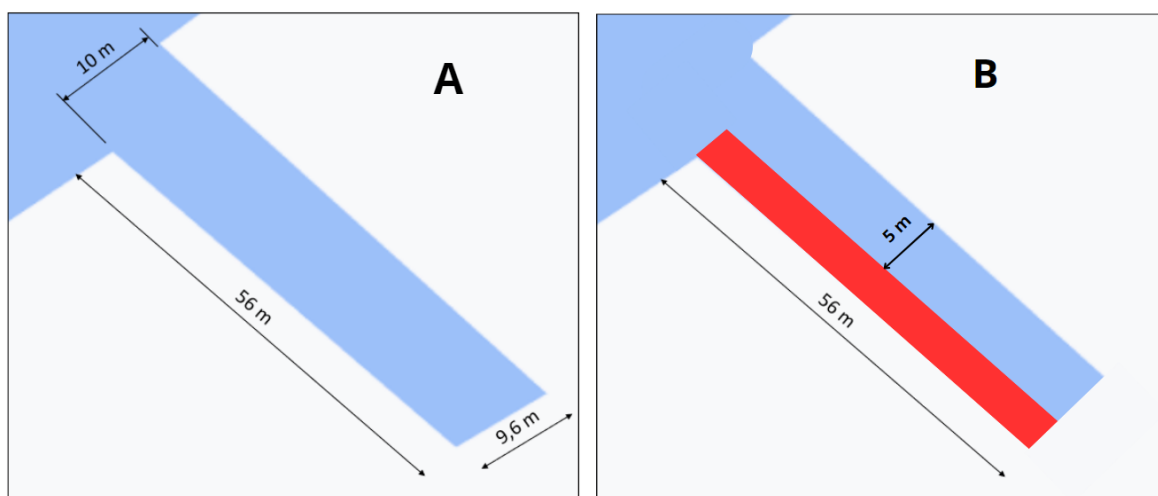


Figura 17 - dimensões após adequação
Fonte: Autor (2024)

C) Posição das talhas

As talhas elétricas a serem selecionadas serão posicionadas em carros trolés motorizados na viga de rolamento com percurso máximo a partir do centro da viga de até dois metros das extremidades, com uma distância total entre eles de 7 metros, podendo ser alterada de acordo com a dimensão da lancha a ser erguida pelo pórtico.

D) Altura máxima de elevação

Para definir a altura máxima de elevação da estrutura foi utilizada a maré mais baixa registrada região do cais do clube. O menor registro foi de 5 metros de profundidade, contudo nessa condição não é possível o lançamento pois a lancha seria posicionada em um local sem a profundidade necessária para a navegação, logo a dupla optou por definir a maré mais baixa para operação segura em 3,5 metros.

Considerando-se a altura média das lanchas e a altura dos reboques que as transportam, obtém-se uma altura de 4 metros aproximadamente. Assim, acrescentando-se 1 metro a mais por segurança determinou-se como 5 metros e altura máxima de elevação.

E) Altura do pórtico

Com base na situação descrita anteriormente foi estimada a altura do pórtico em 6 metros.

F) Posicionamento das rodas

Foi estimado que as quatro rodas serão todas posicionadas nas extremidades da estrutura e dois motores serão acoplados em duas delas.

E a Figura 18 apresenta o leiaute da estrutura do pórtico rolante a ser dimensionado na próxima seção.

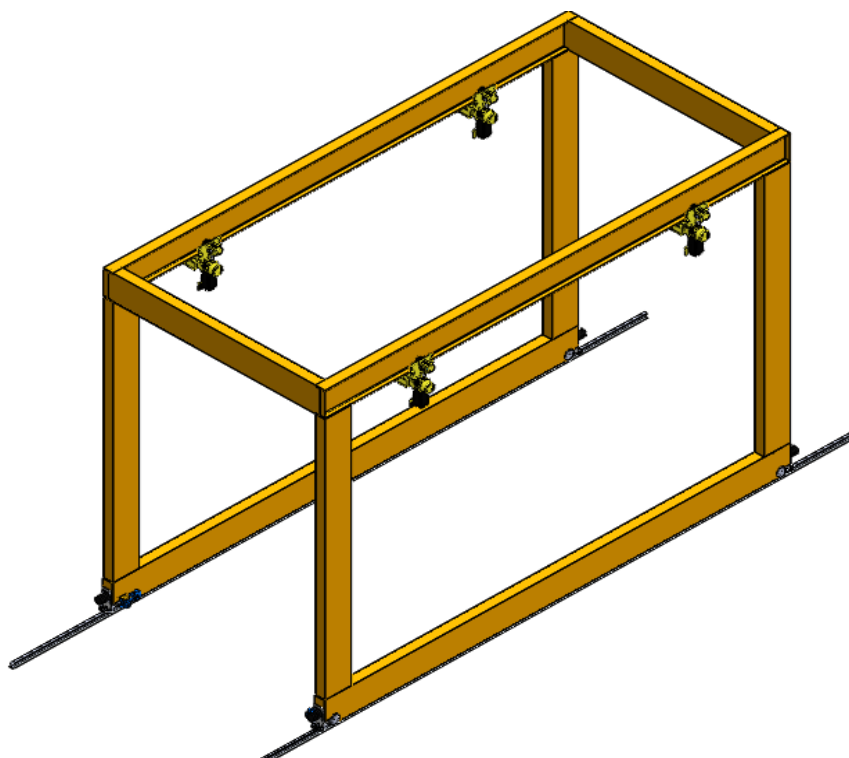


Figura 18 - Leiaute do equipamento
Fonte: Autor (2024)

4.3 PROJETO DETALHADO

4.3.1 Dimensionamento da Estrutura

Após o tratamento de todas as informações obtidas seguindo as etapas de projetos descritas e aplicadas nos tópicos anteriores, iniciou-se o processo de dimensionamento do pórtico rolante seguindo as diretrizes das normas ABNT NBR 8400 (2019) e ABNT NBR 8800 (2008). Neste tópico, realizaram-se os cálculos para dimensionamento estrutural, dos mecanismos de movimentação e elevação. Em seguida realizaram-se as verificações previstas pela ABNT NBR 8400 em razão dos esforços solicitantes na estrutura. A seguir são apresentados os parâmetros quantitativos e qualitativos utilizados como base para o dimensionamento deste projeto mecânico:

- Carga útil: 12.000 kg
- Largura do pórtico: 5 m
- Altura do pórtico: 6 m
- Altura de elevação da lancha: 5 m
- Comprimento do pórtico: 11 m.
- Velocidade de elevação: 6,4 m/min
- Velocidade de translação da estrutura: 37,5 m/min
- Ambiente sujeito a corrosão e vento.
- Caminho de rolamento: 36 m.

4.3.1.1 Classe de utilização

Na NBR 8400-1 são especificadas dez categorias para classificação do equipamento, baseado no ciclo de utilização, ou seja, o ciclo de carregamentos do pórtico como ilustrado na Tabela 3.

Tabela 3 - Classe de utilização

Símbolo	Duração total do uso				
	(número $n_{m\acute{a}x.}$ de ciclos de elevação)				
U0			$n_{m\acute{a}x.}$	<	16 000
U1	16 000	<	$n_{m\acute{a}x.}$	<	32 000
U2	32 000	<	$n_{m\acute{a}x.}$	<	63 000
U3	63 000	<	$n_{m\acute{a}x.}$	<	125 000
U4	125 000	<	$n_{m\acute{a}x.}$	<	250 000
U5	250 000	<	$n_{m\acute{a}x.}$	<	500 000
U6	500 000	<	$n_{m\acute{a}x.}$	<	1 000 000
U7	1 000 000	<	$n_{m\acute{a}x.}$	<	2 000 000
U8	2 000 000	<	$n_{m\acute{a}x.}$	<	4 000 000
U9	4 000 000	<	$n_{m\acute{a}x.}$		

Fonte: NBR 8400-1 (2019)

Considera-se o tempo de um ciclo o tempo transcorrido desde o levantamento até o momento em que o pórtilco pode iniciar um novo levantamento. Para o projeto, após conversar com os funcionários, verificou-se que o equipamento será utilizado segundo solicitação dos associados, que ocorre somente em poucos dias do ano, dessa forma classifica-se a estrutura na Classe U0.

4.3.1.2 Espectro de carga

Para definir a classificação da estrutura é necessário determinar o espectro de carga, que caracteriza em que proporção o equipamento levanta a carga máxima ou somente frações da carga nominal. Para o equipamento na norma a uma fórmula sugerida para auxiliar na escolha do K_p , ela é um somatório que considera a massa da carga média em relação a carga nominal com o número estimado de vezes que ela será erguida em relação ao valor selecionado no tópico anterior, após a análise foi selecionado, segundo a Tabela 4 o equipamento é classificado no espectro de carga $K_p < 0,125$, logo está no grupo Q1.

Tabela 4 - Espectro de carga

Símbolo	Fator de espectro k_p				
Q1			k_p	<	0,125
Q2	0,125	<	k_p	<	0,250
Q3	0,250	<	k_p	<	0,500
Q4	0,500	<	k_p	<	1,000

Fonte: NBR 8400 - 1 (2019)

4.3.1.3 Classificação dos elementos da estrutura

Após determinar a classe de utilização e o espectro de carga é possível determinar a classe da estrutura em oito grupos possíveis na Tabela 5.

Tabela 5 - Classificação da estrutura

Classe de espectro de carga	Classe de utilização									
	U0	U1	U2	U3	U4	U5	U6	U7	U8	U9
Q1	A1	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
Q3	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8
Q4	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8	A8

Fonte: NBR 8400 - 1 (2019)

São 8 grupos onde observa-se que quanto maior o número do grupo mais robusto é o equipamento de acordo com a variação do espectro de carga ou a classe de utilização. Observando a tabela nota-se que o projeto se enquadra no grupo A1.

4.1.3.4 Coeficiente de majoração

O coeficiente de Majoração é utilizado para majorar solicitações de projeto e depende diretamente do grupo determinado anteriormente. Sendo a estrutura do projeto pertencente ao grupo A1 segundo a Tabela 6, temos $M_x = 1,00$.

Tabela 6 - Coeficiente de majoração

Grupo do equipamento	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
M_x	1,00	1,02	1,05	1,08	1,11	1,14	1,17	1,20

Fonte: NBR 8400 - 1 (2019)

4.3.1.5 Coeficiente dinâmico de carga vertical

O coeficiente dinâmico considera o levantamento brusco da carga de serviço, sendo a mais importante a ser considerada. Assim, todas as solicitações verticais relacionadas ao içamento devem ser majoradas por este fator.

Através da Tabela 7, é possível selecionar o valor que será utilizado ao longo do projeto. E considerando que a velocidade de içamento das talhas utilizadas é 0,086 m/s, utilizando este valor através da Tabela 8 pode-se determinar o valor para o coeficiente dinâmico de 1,06, contudo grande parte dos trabalhos similares foi utilizado o valor 1,15 em favor da segurança foi o mesmo valor adotado pelo grupo.

Tabela 7 - Valores para coeficiente dinâmico

Classe de elevação do equipamento	β_2	$\Psi_{\min.}$
HC1	0,17	1,05
HC2	0,34	1,10
HC3	0,51	1,15
HC4	0,68	1,20

Fonte: NBR 8400-1 (2019)

Tabela 8 - Valores de V_h para estimativa de Ψ_{min}

Caso de solicitação (ver 6.3.3)	Tipo de acionamento de elevação e seu método de operação				
	HD1	HD2	HD3	HD4	HD5
Caso I, Caso II	$V_{h.máx.}$	$V_{h.cs}$	$V_{h.cs}$	$0,5 \times V_{h.máx.}$	$V_h = 0$
Caso III	–	$V_{h.máx.}$	–	$V_{h.máx.}$	$0,5 \times V_{h.máx.}$

onde

HD1 é o mecanismo de elevação que não pode ser operado com velocidade baixa;

HD2 é uma velocidade baixa para o acionamento de elevação que pode ser selecionada pelo operador do equipamento;

HD3 é o sistema de controle de acionamento de elevação que assegura o uso de uma velocidade baixa estável até que a carga seja içada do solo;

HD4 é um controle de variação contínua de velocidade que pode ser utilizado pelo operador do equipamento;

HD5 é o sistema que após pré-tensionar o mecanismo de elevação, gera uma variação contínua de velocidade, independentemente do operador do equipamento;

$V_{h.máx.}$ é a velocidade nominal de elevação;

$V_{h.cs}$ é a velocidade mais baixa de elevação ou primeiro ponto de velocidade que pode ser selecionado pelo operador.

Fonte: NBR 8400-1 (2019)

4.3.1.6 Tensão admissível

O valor da tensão admissível foi encontrado dividindo-se a tensão limite de escoamento por um coeficiente de segurança. O cálculo depende do tipo de solicitação e a NBR 8400 define 3 casos possíveis de ser selecionados como ilustrado na Tabela 9:

Tabela 9 - Coeficiente de segurança em relação ao limite elástico

	Caso I	Caso II	Caso III
Valores de ν_E	1,5	1,33	1,1
Tensão admissível σ_a	$\sigma_E/1,5$	$\sigma_E/1,33$	$\sigma_E/1,1$

Fonte: NBR 8400-1 (2019)

O aço escolhido para o projeto foi o ASTM A572 Grau 50 que apresenta uma tensão de escoamento (σ_e) de 345 MPa. Neste projeto, o pórtico foi enquadrado no caso II, pois está localizado em um ambiente externo exposto ao vento limite de serviço. Assim, a tensão admissível igual a 259,4 MPa.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_e}{1,33} \quad (4.1)$$

Em que:

σ_a = Tensão admissível = 259,4 MPa

σ_e = Tensão de escoamento do material = 345 MPa

Para os elementos solicitados a cisalhamento puro temos a seguinte fórmula na norma:

$$\tau_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{3}} \quad (4.2)$$

Em que:

τ_a = Tensão máxima de cisalhamento = 149,76 MPa

4.3.2 Dimensionamento das Vigas

Na etapa de dimensionamento das vigas do pórtico, foram escolhidos perfis específicos para compor a estrutura. As vigas principais, com 11 metros de comprimento, foram projetadas como vigas em formato de 'I' como ilustrado na Figura 19. E as vigas de sustentação, cabeceira e inferior, com comprimentos de 6, 5 e 11 metros, respectivamente, foram formadas por chapas soldadas, criando perfis de seção retangular. O material selecionado para todas as vigas foi o Aço ASTM A572 Grau 50 (também conhecido como Aço NBR 5000 G-35). A seguir, serão apresentados os métodos utilizados para a escolha desses perfis.

4.3.2.1 Viga principal

Para selecionar a viga resistente foram empregados métodos de Resistência dos Materiais presente no livro do HIBBELER (2004) para realizar as verificações na estrutura e metodologia para estimar o momento resistente e o momento de inércia que será utilizado para estimar as medidas da viga principal combinado com as recomendações presentes nas normas NBR 8400 e NBR 8800 que serão descritos a seguir:

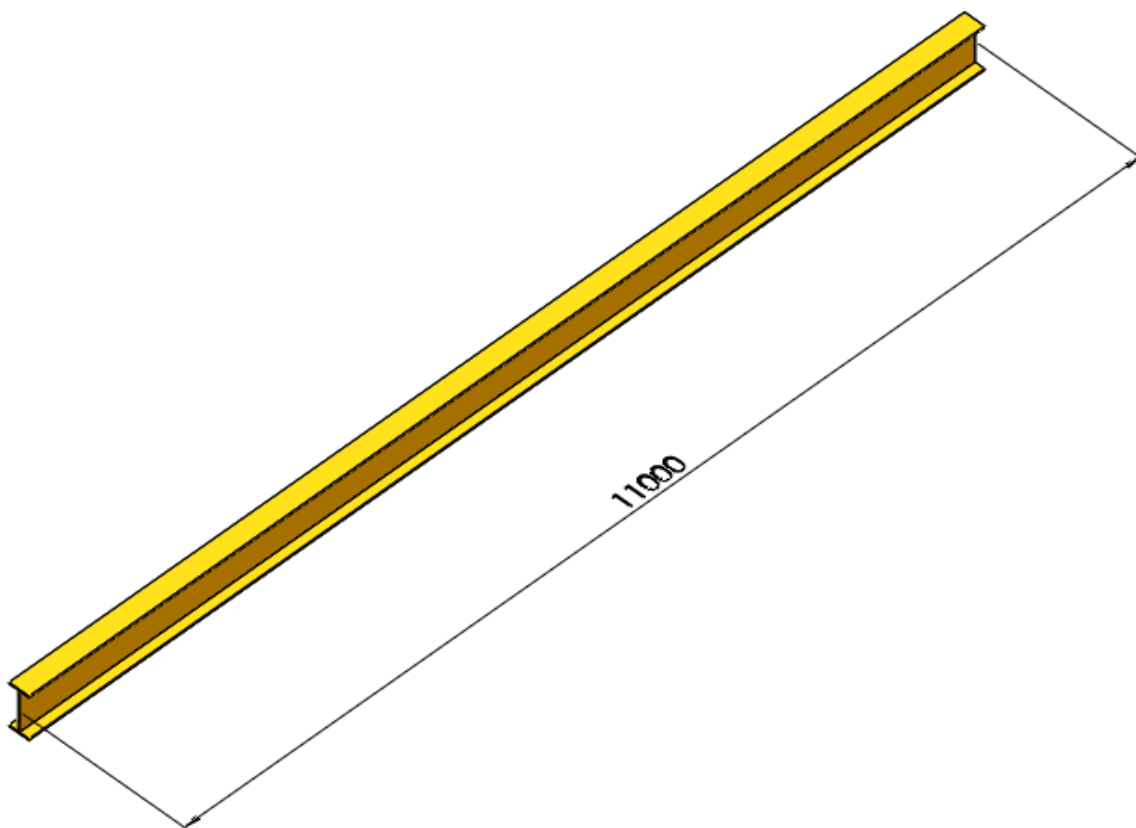
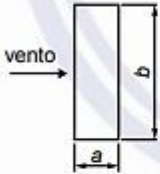


Figura 19 - Viga principal [mm]
Fonte: Autor (2024)

A Tabela 10 fornece uma relação dimensional definida pela NBR 8400-1 que deve ser respeitada pela viga para valores de efeito aerodinâmico a qual o pórtico estará exposto.

Tabela 10 - Coeficiente aerodinâmico

Tipo	Descrição	Esbelteza aerodinâmica l/b ou l/D ^a						
		≤ 5	10	20	30	40	50	> 50
Elementos individuais	Seções laminadas	1,15	1,15	1,3	1,4	1,45	1,5	1,6
	Seções quadradas vazadas até 356 mm e retangulares de 254 mm × 457 mm	1,4	1,45	1,5	1,55	1,55	1,55	1,6
	Outras seções	1,05	1,05	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6
	Outras seções	1,30	1,35	1,6	1,65	1,70	1,80	1,80
	Seções circulares onde: $D \times V_S < 6 \text{ m}^2/\text{s}$	0,60	0,70	0,80	0,85	0,90	0,90	0,90
	$D \times V_S \geq 6 \text{ m}^2/\text{s}$	0,60	0,65	0,70	0,70	0,75	0,80	0,80
	Seções quadradas vazadas acima de 356 mm e retangulares de 254 mm × 457 mm	b/d						
	2	1,55	1,75	1,95	2,10	2,20		
	1	1,40	1,55	1,75	1,85	1,90		
	0,5	1,0	1,20	1,30	1,35	1,40		
	0,25	0,80	0,90	0,90	1,0	1,0		
								
Estruturas de vigas treliçadas	Seções com laterais planas	1,70						
	Seções circulares onde: $D \times V_S < 6 \text{ m}^2/\text{s}$	1,10						
	$D \times V_S \geq 6 \text{ m}^2/\text{s}$	0,80						
Casas de máquinas etc.	Estruturas retangulares totalmente fechadas apoiadas sobre o solo ou base sólida	1,10						
^a Ver Figura 8.								

Fonte: NBR 8400-1 (2019)

Para uma viga de perfil I devem ser respeitadas as seguintes relações apresentadas na Tabela 10 e com base na relação adotada em outros trabalhos similares – adota-se um coeficiente aerodinâmico igual 1,6, assim a relação de proporção do comprimento pela altura da viga (l/h), segundo a tabela 10, deverá ser igual a 20. E como a viga tem um vão livre de 11.000 mm a altura mínima do perfil deve ser de no mínimo 550mm.

Para uma viga de perfil I devem ser respeitadas as seguintes relações apresentadas na Tabela 10 e com base na relação adotada em outros trabalhos similares – adota-se um coeficiente aerodinâmico igual 1,6, assim a relação de

proporção do comprimento pela altura da viga (l/h) deverá ser igual a 20. E como a viga principal tem comprimento de 11.000 mm, a altura mínima do perfil deve ser de no mínimo 550mm, ou seja, vinte vezes menor.

E segundo as recomendações da NBR 8800 foi utilizada a Tabela 11, presente no anexo C, para a condição de Viga de rolamento, que estabelece uma relação para deformação máxima permitida para assim determinar o momento de inércia mínimo da viga. Considerando o deslocamento vertical para pontes rolantes com capacidade nominal inferior a 200 kN, o deslocamento máximo é determinado pela equação 4.5.

Tabela 11 - Deslocamentos máximos

Descrição	δ^a
- Travessas de fechamento	$L/180^b$
	$L/120^{c,d}$
- Terças de cobertura ^{g)}	$L/180^e$
	$L/120^f$
- Vigas de cobertura ^{g)}	$L/250^h$
- Vigas de piso	$L/350^h$
- Vigas que suportam pilares	$L/500^h$
Vigas de rolamento: ^{j)}	
- Deslocamento vertical para pontes rolantes com capacidade nominal inferior a 200 kN	$L/600^i$
- Deslocamento vertical para pontes rolantes com capacidade nominal igual ou superior a 200 kN, exceto pontes siderúrgicas	$L/800^i$
- Deslocamento vertical para pontes rolantes siderúrgicas com capacidade nominal igual ou superior a 200 kN	$L/1000^i$
- Deslocamento horizontal, exceto para pontes rolantes siderúrgicas	$L/400$
- Deslocamento horizontal para pontes rolantes siderúrgicas	$L/600$
Galpões em geral e edifícios de um pavimento:	
- Deslocamento horizontal do topo dos pilares em relação à base	$H/300$
- Deslocamento horizontal do nível da viga de rolamento em relação à base	$H/400^{k,l}$

Fonte: NBR 8800 (2008)

$$M_{est} = \frac{\psi \times (m_c + (m_t \times 4))}{2} \times g \times \left(\frac{1}{2}\right) \quad (4.3)$$

$$W_x = \frac{M_{est} \times 1,33}{\sigma_e} \quad (4.4)$$

$$\delta_v = \frac{L}{600} \quad (4.5)$$

$$I_x = \frac{P \times L^3}{48 \times E \times \delta_v} \quad (4.6)$$

Em que:

ψ = coeficiente dinâmico = 1,15

m_t = massa do conjunto (talha + trole) = 183,1 kg

m_c = massa da lancha = 12.000 kg

g = aceleração da gravidade = $9,81 \frac{m}{s^2}$

l = comprimento da viga = 11 m

M_{est} = momento estático = 395.011,57 N.m

σ_e = tensão de escoamento do aço = 345×10^6 Pa

W_x = módulo resistente da seção = 1.523 cm^3

δ_v = deformação máxima permitida = 1,83 cm

P = peso da lancha + conjunto = 124.904,85 N

E = módulo de elasticidade do aço = 207×10^9 Pa

I_x = momento de inércia da área = 10.520 cm^4

A Figura 20 dispõe o dimensional da seção da viga principal. Após a obtenção dos resultados foi realizada a seleção do perfil de viga W610x140 com base no catálogo da Gerdau, ilustrado na Figura 21, que atendia as especificações mínimas calculadas acima.

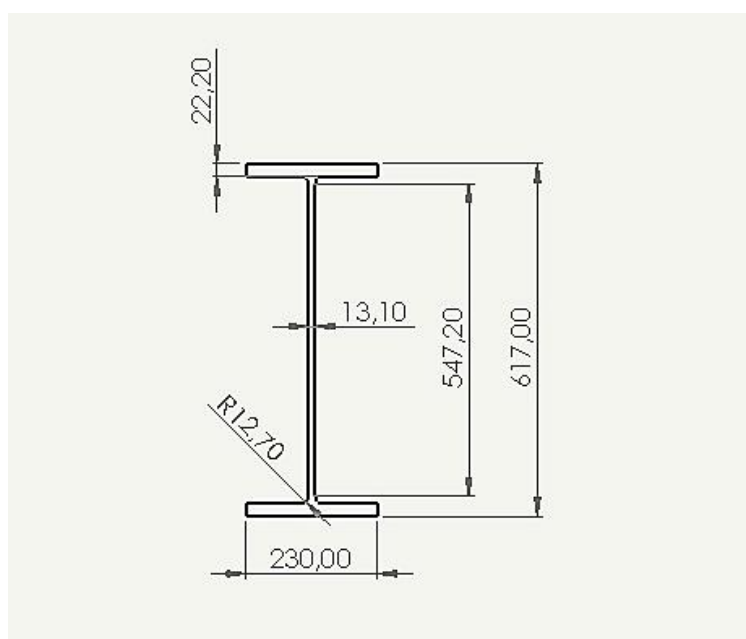


Figura 20 - Seção transversal da viga principal
 Fonte: Autor (2024)

TABELA DE BITOLAS

BITOLA mm x kg/m	Massa Linear kg/m	d mm	b _f mm	ESPESSURA		h mm	d' mm	Área cm ²	EIXO X - X				EIXO Y - Y				r _x cm	I _x cm ⁴	ESBELTEZ		C _x cm ³	u m/m	BITOLA in x lb/ft
				t _w mm	t _f mm				I _y cm ⁴	W _y cm ³	r _y cm	Z _x cm ³	I _y cm ⁴	W _y cm ³	r _y cm	Z _y cm ³			b/2t _f	ALMA ⁻¹ d'/t _f			
W 530 x 123,0*	123,0	544	212	13,1	21,2	502	470	157,8	76577	2815,3	22,03	3228,1	3378	318,7	4,63	500,2	5,47	186,69	5,00	35,85	2.300,400	1,88	W 21 x 83
W 530 x 138,0*	138,0	549	214	14,7	23,8	501	469	177,8	87079	3172,3	22,13	3653,3	3904	364,8	4,69	574,5	5,53	262,76	4,50	31,93	2.680,751	1,90	W 21 x 93
W 610 x 82,0	82,0	599	178	10,0	12,8	573	541	105,1	56628	1890,8	23,21	2219,9	1210	135,9	3,39	219,0	4,29	51,82	6,95	54,14	1.033,595	1,86	W 24 x 55
W 610 x 92,0	92,0	603	179	10,9	15,0	573	541	118,4	65277	2165,1	23,48	2535,8	1442	161,1	3,49	259,3	4,37	74,73	5,97	49,63	1.239,349	1,87	W 24 x 62
W 610 x 101,0	101,0	603	228	10,5	14,9	573	541	130,3	77003	2554,0	24,31	2922,7	2951	258,8	4,76	405,0	5,76	81,68	7,65	51,54	2.544,966	2,07	W 24 x 68
W 610 x 113,0	113,0	608	228	11,2	17,3	573	541	145,3	88196	2901,2	24,64	3312,9	3426	300,5	4,86	469,7	5,82	116,50	6,59	48,34	2.981,078	2,08	W 24 x 76
W 610 x 125,0	125,0	612	229	11,9	19,6	573	541	160,1	99184	3241,3	24,89	3697,3	3933	343,5	4,96	536,3	5,89	159,50	5,84	45,45	3.441,766	2,09	W 24 x 84
W 610 x 140,0	140,0	617	230	13,1	22,2	573	541	179,3	112619	3650,5	25,06	4173,1	4515	392,6	5,02	614,0	5,94	225,01	5,18	41,27	3.981,687	2,10	W 24 x 94
W 610 x 155,0	155,0	611	324	12,7	19,0	573	541	198,1	129583	4241,7	25,58	4749,1	10783	665,6	7,38	1022,6	8,53	200,77	8,53	42,60	9.436,714	2,47	W 24 x 104
W 610 x 174,0	174,0	616	325	14,0	21,6	573	541	222,8	147754	4797,2	25,75	5383,3	12374	781,5	7,45	1171,1	8,58	286,88	7,52	38,63	10.915,665	2,48	W 24 x 117
W 610 x 195,0*	195,0	622	327	15,4	24,4	573	541	250,1	168484	5417,5	25,96	6095,4	14240	870,9	7,55	1341,0	8,66	405,29	6,70	35,14	12.695,302	2,49	W 24 x 131
W 610 x 217,0*	217,0	628	328	16,5	27,7	573	541	278,4	191395	6095,4	26,22	6868,8	16316	994,9	7,66	1531,6	8,73	570,21	5,92	32,76	14.676,643	2,51	W 24 x 146

* Bitolas produzidas sob encomenda.

Características Dimensionais e Propriedades Geométricas de acordo com as normas ABNT NBR 15980:2011 e ASTM A6/A6M.

As seções indicadas na tabela acima são produzidas em aço ASTM A572 Grau 50. Informações sobre produção em outros aços, consultar a equipe comercial da Gerdaul.



Figura 21 - Perfil estrutural W
Fonte: Adaptado da tabela de bitolas Gerdaul (2024)

A Figura 22 apresenta as direções consideradas das forças atuantes na viga principal.

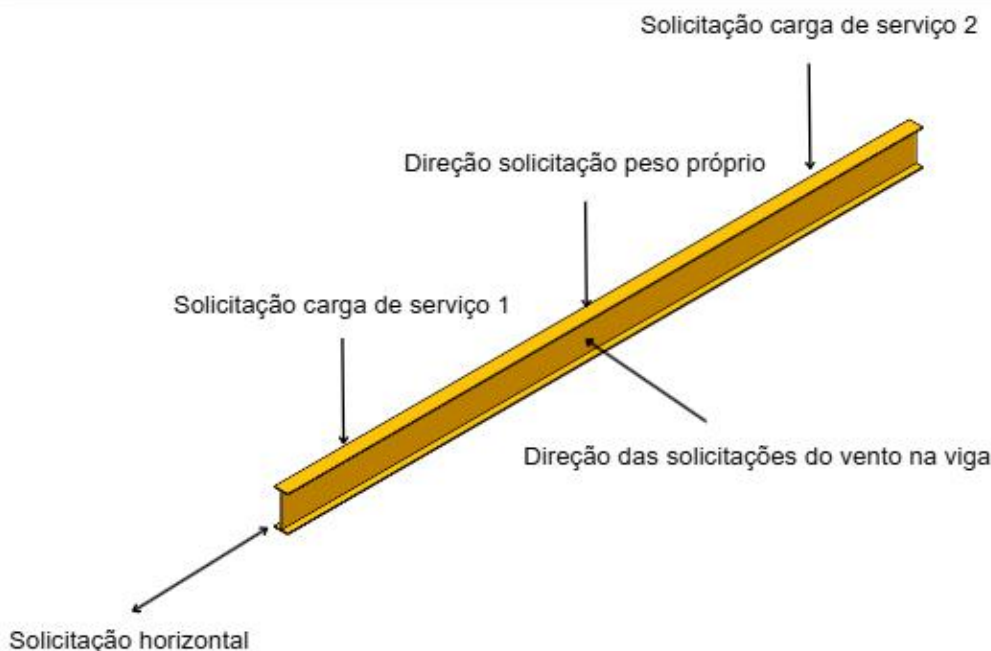


Figura 22 - Direção considerada das forças atuantes na viga
Fonte: Autor (2024)

1º) Para prosseguir com o dimensionamento das vigas principais, utilizam-se os dados apresentados na tabela acima para determinar a massa e peso da viga principal.

$$M = \frac{M}{m} \times l \quad (4.7)$$

$$\text{Peso} = M \times g \quad (4.8)$$

$$Q = \frac{M \times g}{l} \quad (4.9)$$

Onde:

$$\frac{M}{m} = \text{massa linear} = 140 \frac{kg}{m}$$

$$l = \text{comprimento da viga} = 11 \text{ m}$$

$$M = \text{massa da viga principal} = 1.540 \text{ kg}$$

$$\text{Peso} = \text{peso da viga} = 15.107,4 \text{ N}$$

$$Q = \text{peso por metro} = 1.373,4 \frac{N}{m}$$

2º) Solicitação devido ao peso próprio

Segundo a NBR 8400 deve-se realizar a análise da viga sob solicitações específicas que lhe serão impostas, a Figura 23 é o diagrama de esforço cortante e momento fletor gerados pelo peso próprio da viga:

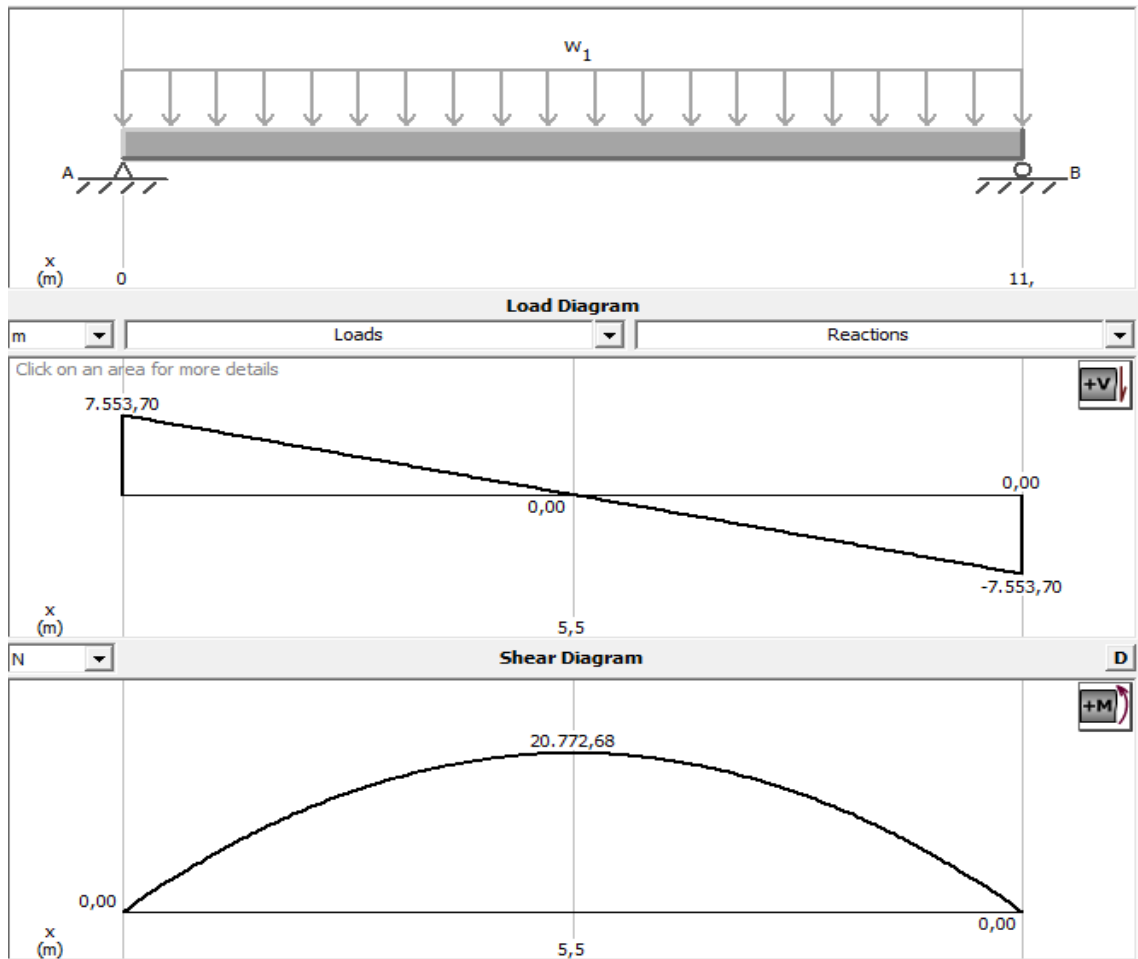


Figura 23- Diagrama esforços devido ao peso próprio
Fonte: Autor com auxílio do software MdsSolids (2024)

Com base nas informações fornecidas pela Figura 23, é possível determinar a sollicitação S_g da viga principal a partir do momento fletor máximo e do módulo resistente da seção, o esforço cortante será desconsiderado pois sua influência é muito pequena.

$$S_g = \frac{M_{\text{máx}}}{W_x} \quad (4.10)$$

Em que:

$$W_x = \text{Módulo de rigidez} = 3,6505 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$M_{\text{máx}} = \text{Momento fletor máximo} = 20.772,68 \text{ N.m}$$

$$S_g = \text{Sollicitação peso próprio} = 5,7 \text{ MPa}$$

3º) Análise vento limite de serviço e vento fora de serviço

Na análise da viga principal, também será avaliado o comportamento sob a influência da força do vento. Para isso, devem-se considerar as duas condições de serviço apresentadas na NBR 8400:

- Vento operacional (equipamentos instalados ao ar livre) (a);
- Vento limite de serviço (equipamentos que operam com ventos fortes) (b)
- Vento fora de serviço (equipamento fora de operação) (b);

Segundo a NBR 8400-1, adota-se um valor padrão de 0,5 m² para cada tonelada de peso, contudo como o perfil das lanchas está em constante evolução novas lanchas podem ser erguidas com áreas de exposição maiores do que a norma considera, então para simplificar a análise foi considerada a lancha como um perfil retangular, de forma conservativa visto que aumenta a área exposta às solicitações devido ao vento. E o valor da pressão aerodinâmica foi obtido da Tabela 12 retirada da NBR 8400.

Tabela 12 - Valores de pressão aerodinâmica

Tipo de equipamento	Pressão do vento operacional N/m ²	Velocidade do vento operacional m/s
Equipamentos de içamento facilmente protegidos contra a ação do vento ou projetados exclusivamente para uso em vento leve Operações de montagem	125	14
Todos os tipos de equipamentos normais instalados ao ar livre	250	20
Equipamentos que devem continuar a operar com ventos fortes ^a	500	28
^a Por exemplo, equipamentos do tipo 10 e 11 descritos na Tabela 4.		

Fonte: NBR 8400-1 (2019)

$$F_{wv} = C \times A_v \times P_a \quad (4.11)$$

$$A_v = l \times h \quad (4.12)$$

$$Q_{wv} = \frac{F_{wv}}{l} \quad (4.13)$$

$$F_{wc} = \frac{2,5 \times A_c \times P_a}{4} \quad (4.14)$$

$$A_c = l_c \times h_c \quad (4.15)$$

a) Vento limite de serviço

Nesse cenário, será considerado que o pórtico pode continuar operando com a velocidade máxima de vento considerada até 72 km/h (NBR 8400), o pórtico não será projetado para operação com ventos fortes pois isso afeta as condições de lançamento e retirada devido a ondulações maiores no mar.

Em que:

C = coeficiente retirado da tabela 10 = 1,6 (para carga esse valor é 1)

A_v = área exposta da viga = 6,787 m²

P_a = pressão aerodinâmica dada pela = 250 N/m²

F_{wv} = força do vento na viga = 2.714,8 N

l = 11 m

h = altura da viga = 0,617 m

Q_{wv} = força distribuída pelo vento na viga = 246,8 N/m

A_c = área lateral da lancha = 53,12 m²

L_c = comprimento da lancha = 12,25 m

h_c = altura lateral da lancha = 4,336 m

F_{wc} = força do vento na lancha dividida pelo número de talhas = 8.300 N

Após serem determinados os esforços atuantes nas vigas, foram elaborados os dois diagramas de esforço cortante e momento fletor da viga principal. O primeiro, ilustrado na Figura 24, considera o esforço distribuído do vento que é perpendicular ao eixo y da viga. E o segundo, conforme Figura 25, considera o esforço do vento na lancha suspensa e que é perpendicular ao eixo x, além disso não foi considerada a tensão de cisalhamento, por ser pequena em comparação com as tensões normais presentes.

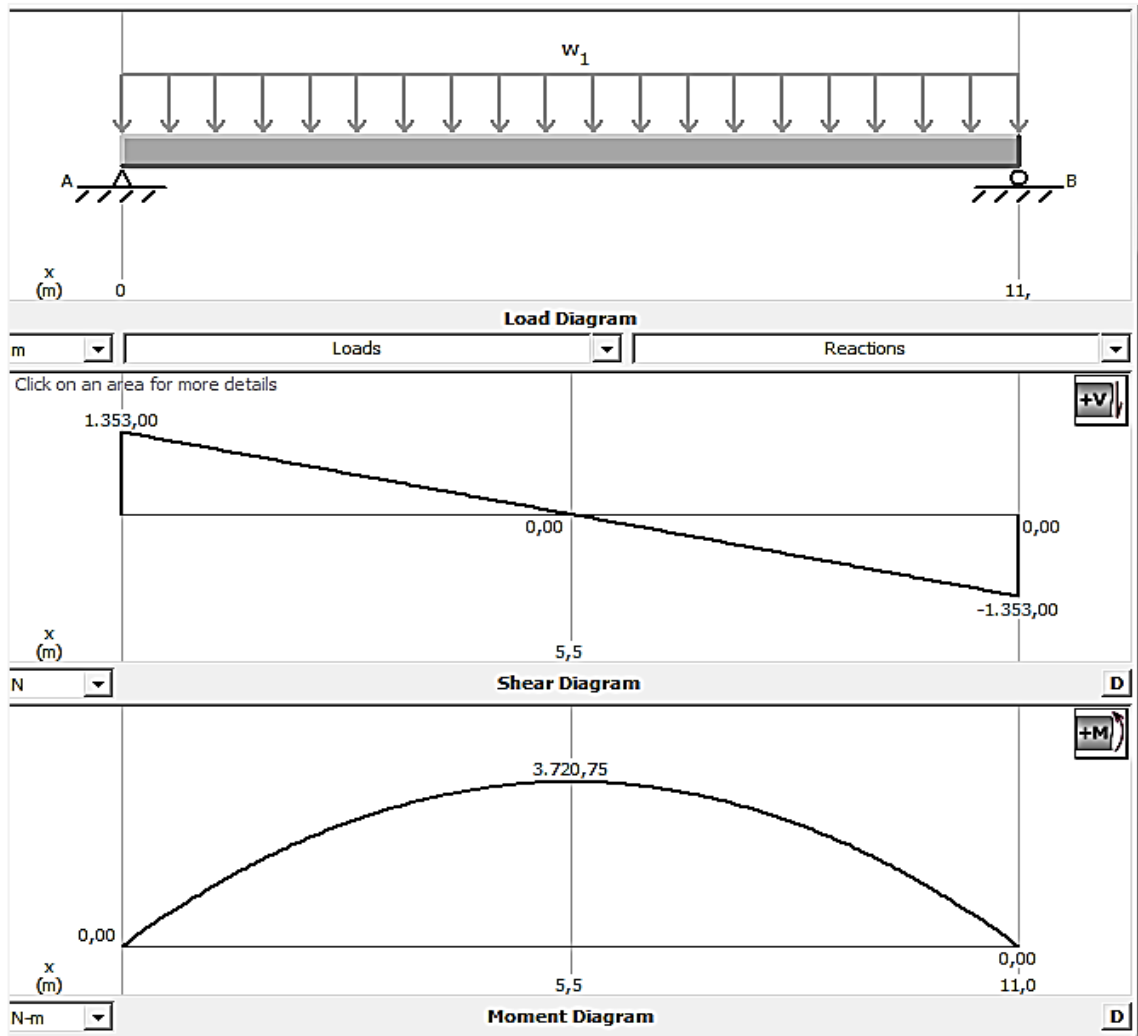


Figura 24 - Diagrama de esforços devido ao vento limite de serviço
 Fonte: Autor com auxílio do software MdsSolids (2024)

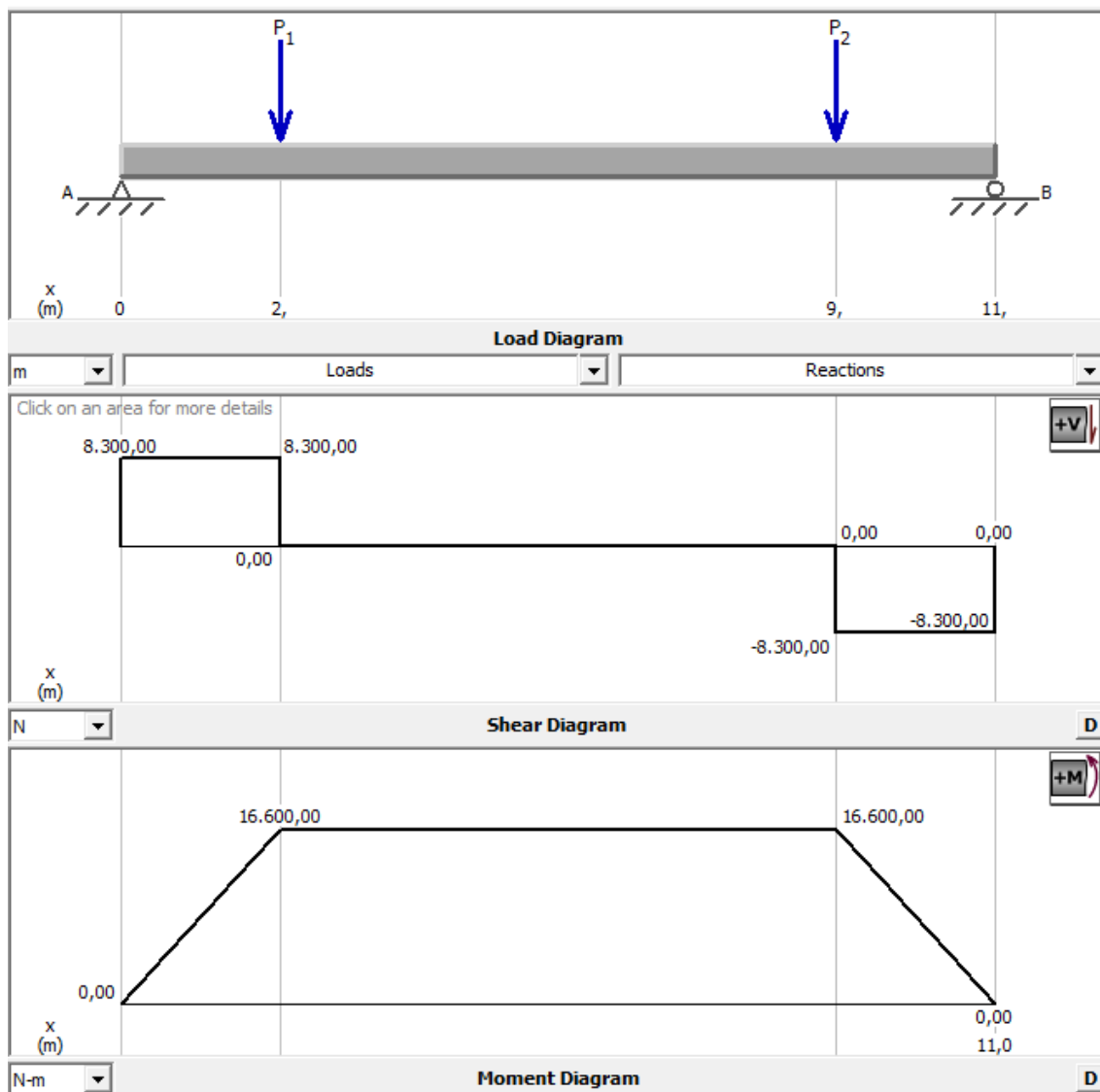


Figura 25 - Diagrama esforço cortante e momento fletor
Fonte: Autor com auxílio do software MdsSolids (2024)

Em posse dos resultados dos diagramas, foi realizado o cálculo da solicitação do vento limite em relação as duas situações apresentadas anteriormente:

$$S_{wv} = \frac{M_{\text{máx}}}{W_y} \quad (4.16)$$

$$S_{wc} = \frac{M_{\text{máx}}}{W_x} \quad (4.17)$$

Em que:

$$M_{\text{máx}} = 3.720,75 \text{ N.m (figura 24)}$$

$$W_y = 3,926 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$S_{\text{wv}} = 9,48 \text{ MPa}$$

$$M_{\text{máx}} = 16.600 \text{ N.m (figura 25)}$$

$$W_x = 3,6505 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$S_{\text{wc}} = 4,61 \text{ MPa}$$

- b) Vento fora de serviço: é quando o pórtico não poderá estar operando com velocidade superior a 130 km/h.

Segundo a norma NBR 8400, também deve se verificar a resistência da estrutura para a solicitação de vento quando o equipamento não estará em serviço, ou seja, por segurança considera-se que a lancha estará sendo içada pela estrutura e o serviço é interrompido devido ao vento. Assim, verifica-se se a viga falha devido ao esforço gerado neste cenário.

Como o esforço do vento é o mesmo na estrutura e na carga (lancha), foram utilizadas as mesmas equações do tópico a) alterando apenas o valor da pressão aerodinâmica (P_a), conforme a NBR 8400, para vento fora de serviço que é 800 N/m^2 .

$$F_{\text{wv}} = C \times A_v \times P_a \quad (4.11)$$

$$A_v = l \times h \quad (4.12)$$

$$Q_{\text{wv}} = \frac{F_{\text{wv}}}{l} \quad (4.13)$$

$$F_{\text{wc}} = 2,5 \times A_c \times P_a \quad (4.14)$$

$$A_c = l_c \times h_c \quad (4.15)$$

Em que:

C = coeficiente retirado da tabela 10 = 1,6 (para carga esse valor é 1)

A_v = área exposta da viga = $6,787 \text{ m}^2$

P_a = pressão aerodinâmica dada pela = 800 N/m^2

$$F_{wv} = \text{força do vento na viga} = 8.687,4 \text{ N}$$

$$l = 11 \text{ m}$$

$$h = \text{altura da viga} = 0,617 \text{ m}$$

$$Q_{wv} = \text{força distribuída pelo vento na viga} = 789,8 \text{ N/m}$$

$$A_c = \text{área lateral da lancha} = 53,12 \text{ m}^2$$

$$L_c = \text{comprimento da lancha} = 12,25 \text{ m}$$

$$h_c = \text{altura lateral da lancha} = 4,336 \text{ m}$$

$$F_{wc} = \text{força do vento na lancha} = 26.560 \text{ N}$$

O diagrama dos esforços, considerando as condições de vento fora de serviço atuando sobre a viga, está ilustrado na Figura 26:

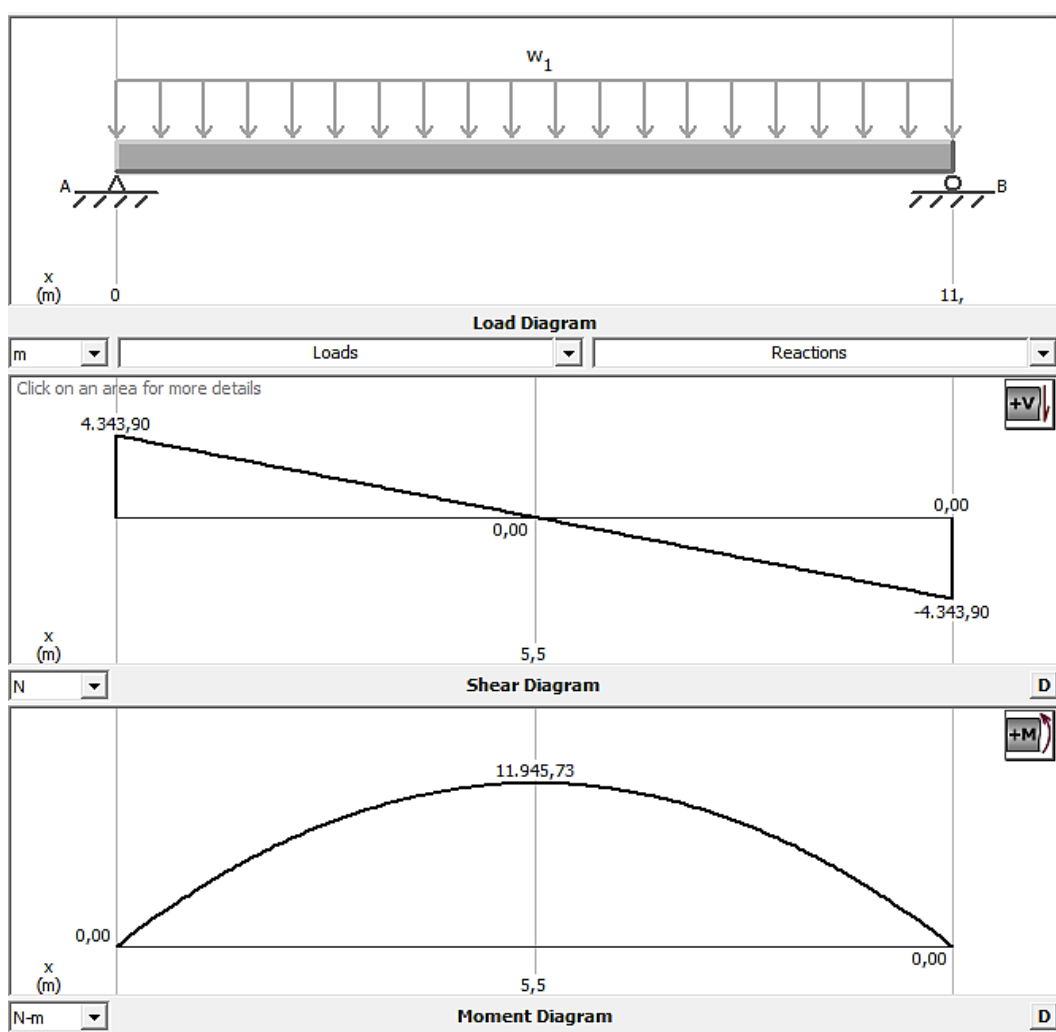


Figura 26 - Diagrama esforço cortante e momento fletor
 Fonte: Autor com auxílio do software MdsSolids (2024)

E os esforços gerados pela ação do vento sobre a lancha são apresentados na Figura 27:

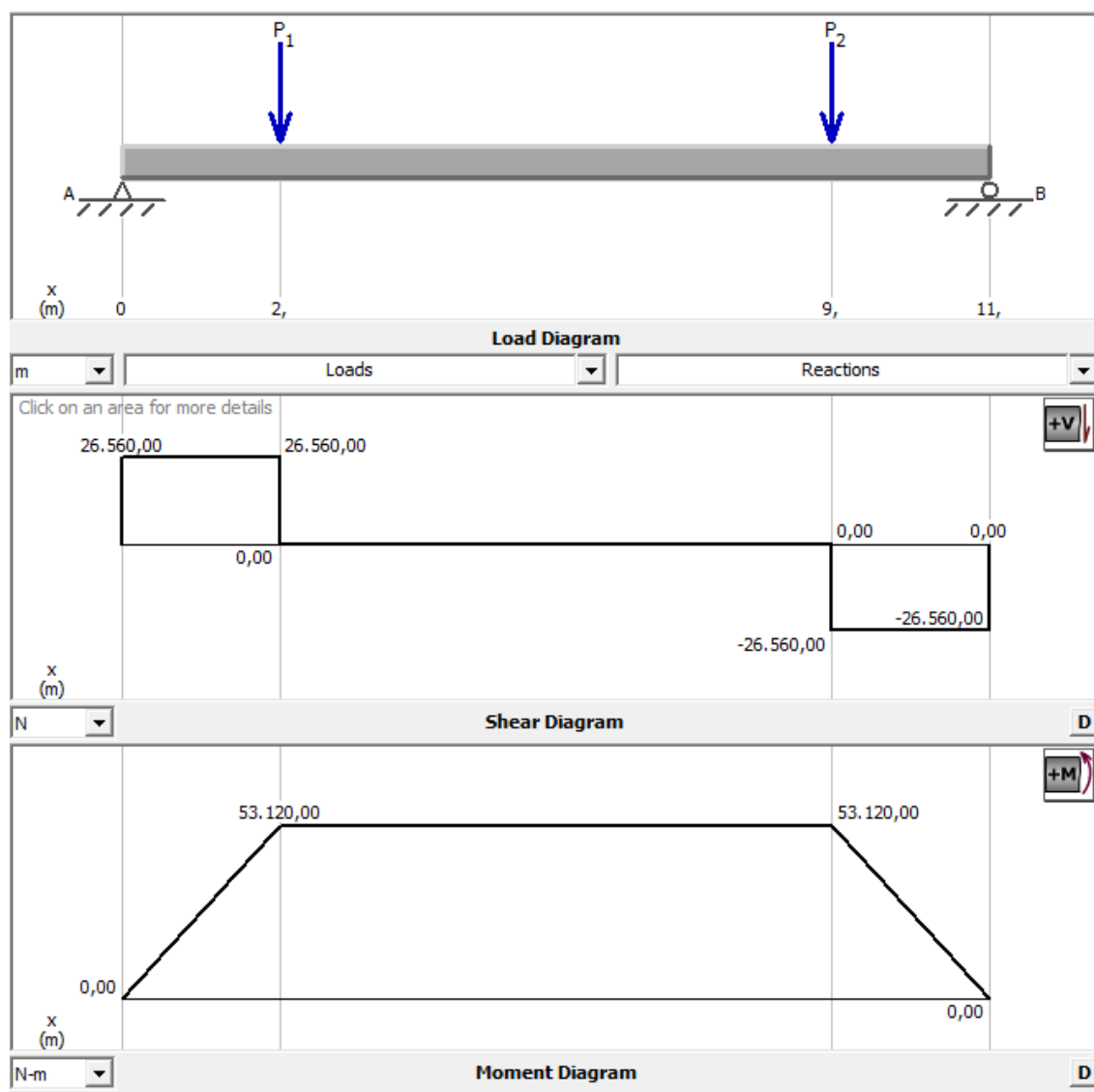


Figura 27 - Diagrama esforço gerado pela ação do vento sobre a lancha
Fonte: Autor com auxílio do software MdsSolids (2024)

$$S_{wv} = \frac{M_{\text{máx}}}{W_y} \quad (4.16)$$

$$S_{wc} = \frac{M_{\text{máx}}}{W_x} \quad (4.17)$$

Em que:

$$M_{m\acute{a}x} = 11.945,73 \text{ N.m (Figura 26)}$$

$$W_y = 3,926 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$S_{wv} = 30,43 \text{ MPa}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 53.120 \text{ N.m (figura 27)}$$

$$W_x = 3,6505 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$S_{wc} = 14,74 \text{ MPa}$$

Foram realizadas análises nas duas situações e será considerada adiante nos cálculos a pior situação sendo ela a do vento fora de serviço. Nos cálculos não foram consideradas as solicitações devidas aos esforços cortantes pois sua influência em comparação com os demais.

4º) Análise carga de serviço

Analisou-se a influência das solicitações devidas à carga de serviço imposta à viga principal em que será somada a massa da lancha com a massa dos carros trole.

$$M_{ct} = m_c + (m_t \times 4) \quad (4.18)$$

$$P_{ct} = \frac{M_{ct} \times g}{2} \quad (4.19)$$

Em que:

$$m_c = 12.000 \text{ kg}$$

$$m_t = 183,1 \text{ kg}$$

$$M_{ct} = \text{massa da lancha} + \text{massa conjunto} = 12.732,4 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$P_{ct} = \text{peso da lancha} + \text{conjunto} = 62.452,42 \text{ N}$$

Após obter as forças que atuarão sobre a viga, estas foram divididas em duas. Considerou-se a posição de dois carros trole ao longo da viga, de maneira que estejam posicionadas nos pontos em que o esforço sobre a estrutura é mais crítico. Também

foi considerado o peso da viga de cabeceira nos pontos para obter um resultado onde sua influência seria mais bem observada, obtendo-se:

$$F_1 = \frac{P_{ct}}{2} \quad (4.20)$$

$$F_2 = \frac{P_{ct}}{2} \quad (4.21)$$

Em que:

F_1 = força no ponto 1 = 31.226,21 N

F_2 = força no ponto 2 = 31.226,21 N

Em posse dos resultados, foi elaborado o diagrama do esforço cortante e momento fletor para o cálculo da solicitação da carga de serviço. Contudo, diferentemente dos casos anteriores em que a tensão de cisalhamento foi pequena, neste cenário ela é significativa e deve ser considerada. A tensão cisalhante será o maior esforço atuando sobre a viga dividido pela área da alma conforme ilustrado na Figura 28.

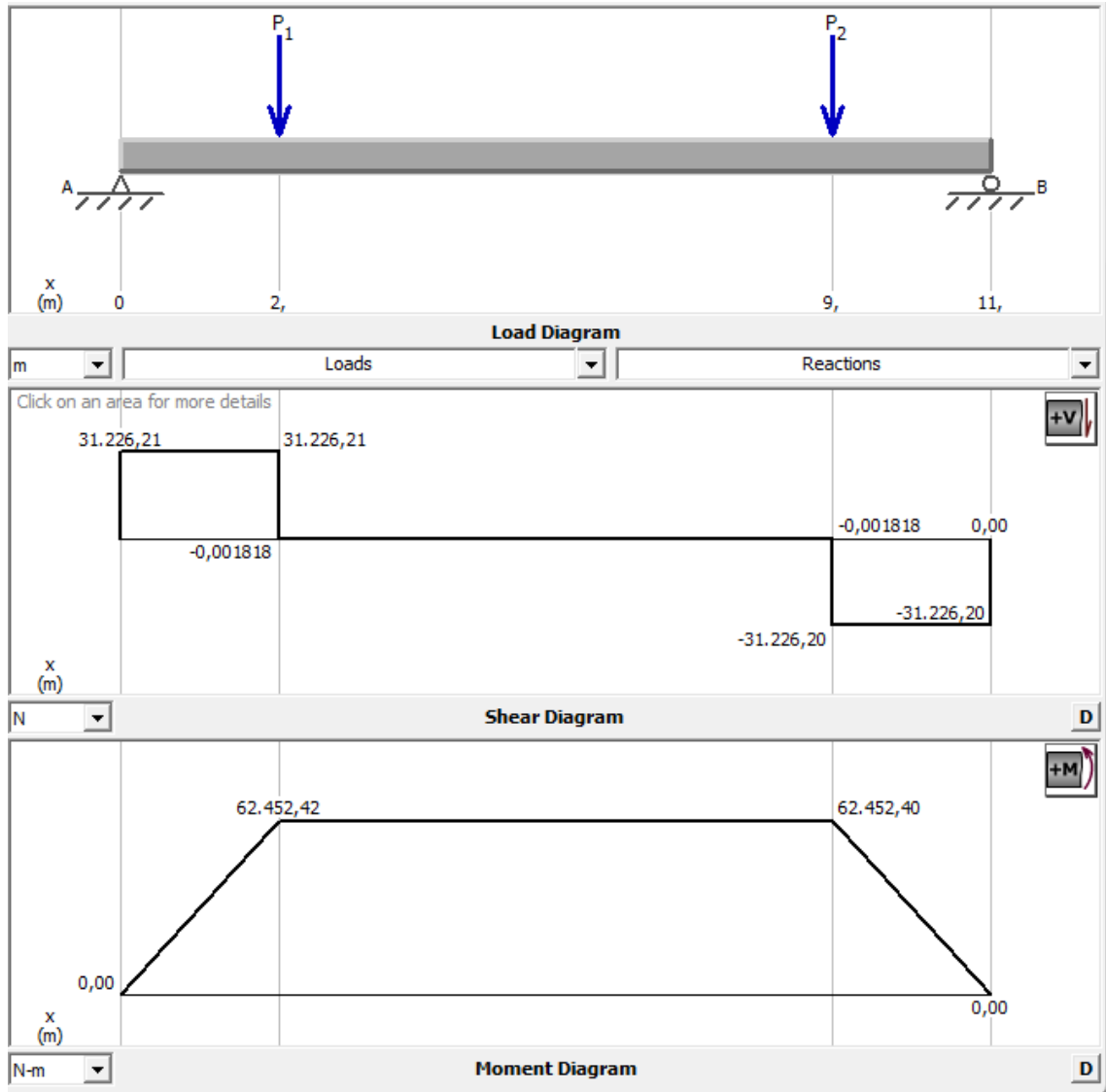


Figura 28- Diagrama esforços da carga de serviço na Viga principal
Fonte: Autor com auxílio do software MdsSolids (2024)

$$Sl = \frac{M_{\text{máx}}}{W_x} \quad (4.22)$$

$$\tau = \frac{V}{A_{\text{alma}}} \quad (4.23)$$

$$A_{\text{alma}} = h \times e_{\text{aba}} \quad (4.24)$$

Em que:

$$M_{\text{máx}} = 62.452,42 \text{ N.m}$$

$$W_x = 3,6505 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V = \text{esforço de cisalhamento máximo} = 31.226,21 \text{ N}$$

$$A_{\text{alma}} = 8.082,7 \text{ mm}^2$$

$$S_1 = 17,3 \text{ MPa}$$

$$\tau = 3,9 \text{ MPa}$$

5º) Solicitação horizontal

Está é uma solicitação relacionada a eventuais freadas bruscas, que podem acontecer durante a operação do pórtico. Esses acontecimentos geram solicitações horizontais na viga principal devidas ao movimento pendular que ocorre na carga e, portanto, precisam ser consideradas no projeto.

Os cálculos serão realizados seguindo as diretrizes da NBR 8400-2, para os quais é necessário determinar massa equivalente da estrutura.

Em que:

$$M_1 = \text{massa a ser erguida} = 12.000 \text{ kg}$$

$$M_{vp} = \text{massa vigas principais} = 2 \times 1.540 \text{ kg} = 3.080 \text{ kg}$$

$$M_{vc} = \text{massa vigas de cabeceira} = 2 \times 817 \text{ kg} = 1.634 \text{ kg}$$

$$M_{vs} = \text{massa vigas de sustentação} = 4 \times 1.447,9 \text{ kg} = 5.791,6 \text{ Kg}$$

$$M_{vi} = \text{massa vigas inferiores} = 2 \times 2.654,45 \text{ kg} = 5.308,9 \text{ kg}$$

$$m_t = 4 \times 183,1 \text{ kg} = 732,4 \text{ kg}$$

Após a determinação das massas dos elementos da estrutura é possível determinar a massa equivalente, assim como a força peso por ela gerado na estrutura.

Em que:

$$P_1 = \text{peso de } m_1 = 117.720 \text{ N}$$

$$M_{eq} = \text{somatório de todas as massas} = 16.546,9 \text{ kg}$$

$$P_{eq} = \text{peso equivalente} = 162.325,1 \text{ N}$$

O próximo passo é a determinação da força normal atuando nas rodas motoras, nesse caso foi adotado $\mu = 0,16$ coeficiente comum de atrito entre trilhos e rodas de aço, no projeto foram consideradas 4 rodas sendo 2 delas motoras.

$$F_{NRM} = \mu(P_1 + P_{eq}) \times \left(\frac{n^{\circ} \text{ rodas motoras}}{n^{\circ} \text{ rodas}} \right) \quad (4.25)$$

$$F_{NRM} = \text{força normal sobre rodas motoras} = 22.403,61 \text{ N}$$

Em posse do resultado de F_{NRM} determina-se a desaceleração do sistema, e com esse resultado pode-se determinar a força F_{cm} atuante no sistema:

$$J_m = \frac{F_{NRM}}{M_t} \quad (4.26)$$

$$F_{cm} = M_1 \times J_m \quad (4.27)$$

Em que:

$$M_t = M_1 + M_{eq} = 28.546,9 \text{ kg}$$

$$J_m = \text{desaceleração do sistema} = 0,78 \text{ m/s}^2$$

$$F_{cm} = \text{força de inércia média} = 9.360 \text{ N}$$

Essa força, segundo a norma, deve ser majorada pelo coeficiente dinâmico ψ_h , que é calculado de duas formas distintas segundo a NBR 8400:

$$\mu' > 1$$

$$\psi_h = \sqrt{2 + \mu + \frac{1}{\mu}} \quad (4.28)$$

Através do gráfico, da Figura 29:

Determinando μ' :

$$\mu' = \frac{M_1}{M_{eq}} \quad (4.29)$$

Em que:

$$M_1 = 12.000 \text{ kg}$$

$$M_{eq} = 16.546,9 \text{ kg}$$

$$\mu' = \text{coeficiente em função das massas} = 0,7$$

Como o valor calculado é menor que 1 deve-se seguir com a utilização do gráfico da Figura 28, para isso serão necessárias mais 3 informações sendo elas a determinação dos valores de T_m (desaceleração média) e T_1 (período de pendulação) e β que é a razão dos tempos calculados.

Determinar valor de β :

$$T_m = \frac{V_1}{J_m} \quad (4.30)$$

$$T_1 = 2\pi \times \sqrt{\frac{l}{g}} \quad (4.31)$$

$$\beta = \frac{T_m}{T_1} \quad (4.32)$$

Em que:

V_1 = velocidade de translação média dos carros trole = 0,69 m/s

J_m = desaceleração da estrutura = 0,78 m/s²

l = comprimento de elevação = 3,5 m

g = aceleração da gravidade = 9,81 m/s²

T_m = tempo de desaceleração média = 0,88s

T_1 = período de pendulação = 3,75s

β = Coeficiente = 0,23

ψ_h = por interpolação = 1,44 (Figura 29)

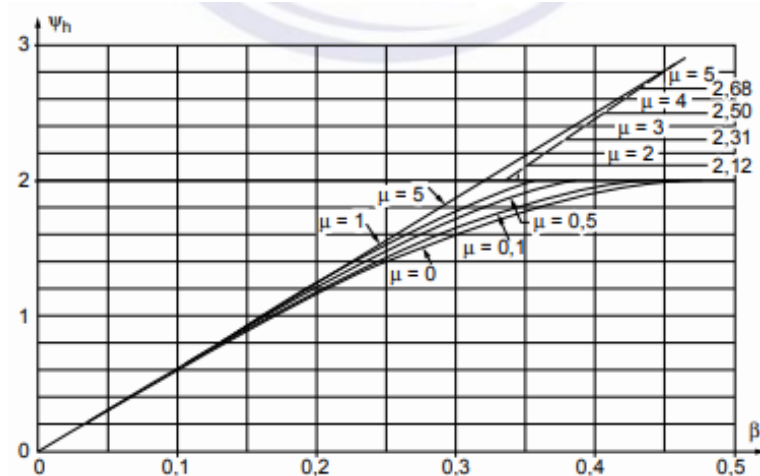


Figura 29 - Gráfico para determinar o β
Fonte: NBR 8400 - 1 (2019)

Determinando $F_{cm\acute{a}x}$:

$$F_{cm\acute{a}x} = F_{cm} \times \psi_h \quad (4.33)$$

Em que:

$$F_{cm} = 9.360 \text{ N}$$

$$\psi_h = \text{coeficiente de majora\c{c}o calculado} = 1,44$$

$$F_{cm\acute{a}x} = \text{for\c{c}a de in\c{e}rcia m\acute{a}xima} = 13.478,4 \text{ N}$$

Ap\c3s a determina\c3o do esfor\c3o horizontal, \c3 necess\c3rio verificar se ele atende as especifica\c3oes da norma, segundo as quais, n\c3o deve ser menor que 1/30 da carga sobre as rodas motoras e n\c3o pode ser maior do que 1/4 da mesma carga.

$$\frac{FSRM}{30} \leq F_{cm\acute{a}x} \leq \frac{FSRM}{4} \quad (4.34)$$

$$4.667,42 \text{ N} \leq 13.478,4 \text{ N} \leq 35.005,64 \text{ N}$$

Como a carga est\c3 dividida sobre duas vigas, obt\c3m-se:

$$F_h = \frac{F_{cm\acute{a}x}}{2} \quad (4.35)$$

$$P_1 = P_2 = \frac{F_h}{2} \quad (4.36)$$

A Figura 30 apresenta o diagrama de esforço cortante e momento fletor.

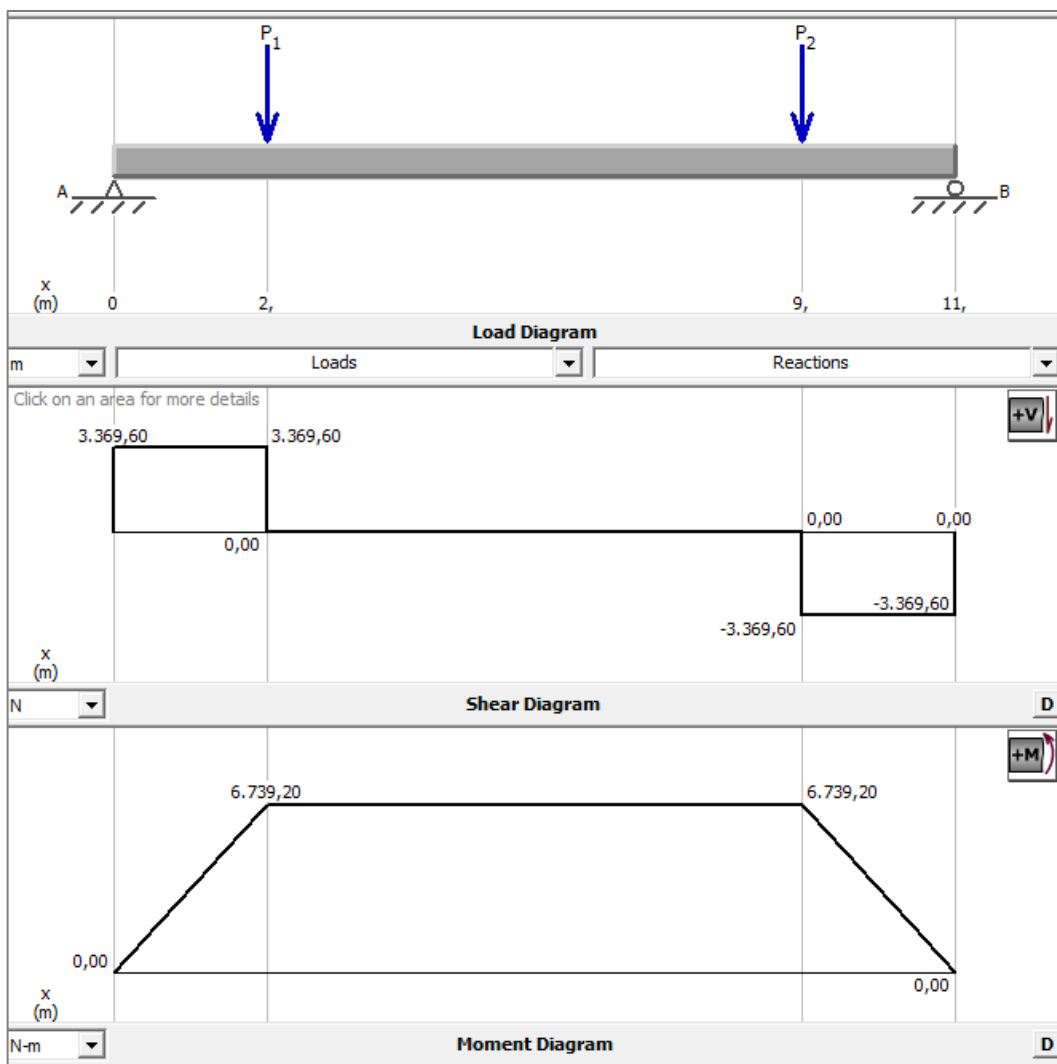


Figura 30 - Diagrama esforço cortante e momento fletor
Fonte: Autor com auxílio do software MdsSolids (2024)

Assim, foi possível determinar a sollicitação horizontal em posse do momento fletor máximo por ela aplicada à viga principal:

$$S_h = \frac{M_{\max}}{w_y} \quad (4.37)$$

Em que:

$$M_{\text{máx}} = 6.739,2 \text{ N.m}$$

$$W_y = 3,926 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$S_h = 17,2 \text{ MPa}$$

6º) Verificação de resistência ao escoamento

Segundo a NBR 8400, os elementos sobre solicitação de esforços combinados devem ser verificados em 3 casos, sendo eles:

- Tensões normais, σ_x e σ_y , sejam iguais ou inferior a σ_a :

$$\sigma_x = M_x \times (S_g + \psi \times S_l) + S_w \leq \sigma_a \quad (4.38)$$

$$\sigma_x = 31,5 \text{ MPa} < 259,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = M_x \times (S_h) + S_w \leq \sigma_a \quad (4.39)$$

$$\sigma_y = 47,63 \text{ MPa} < 259,4 \text{ MPa}$$

- Cisalhamento τ_{xy} seja igual ou inferior a τ_a :

$$\tau_{xy} = M_x \times (\psi \times \tau_l) + \tau_w \leq \tau_a \quad (4.38)$$

$$\tau_{xy} = 5,8 \text{ MPa} < 149,76 \text{ MPa}$$

- Tensão de comparação σ_{cp} seja igual ou inferior a σ_a :

$$\sigma_{cp} = M_x \times \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \leq \sigma_a \quad (4.40)$$

$$\sigma_{cp} = 45,56 \text{ MPa} < 259,4 \text{ MPa}$$

Com base nos resultados obtidos, concluiu-se que não ocorrerá falha por escoamento.

7º) Verificação da contraflecha

Segundo a NBR 8400, as vigas principais e equipamentos devem ser projetados com uma contraflecha de valor igual à deflexão ocasionada pelo peso próprio das vigas mais 50% da soma do peso do carro trole e da carga máxima, fica a critério do fabricante a aplicação da contraflecha nos seguintes casos:

- a) Quando o valor calculado for inferior a 5 mm ou satisfizer a relação de 1/2000 do vão (o que for maior);
- b) Para vigas fabricadas com perfis simples.

Em seguida, determinaram-se as deflexões geradas pelo peso próprio e da carga de serviço.

Deflexão peso próprio

Será utilizada, para o cálculo da deflexão devido ao peso próprio, a fórmula presente no HIBBELER 2004, para viga bi apoiada e carga distribuída, tem-se:

$$y(x) = \frac{-5 w x l^4}{384 E I_x} \quad (4.41)$$

Em que:

W = peso próprio da viga = 15.107,4 N

l = 11 m

E = módulo de elasticidade do aço ASTM A572 Gr 50 = 207×10^9 Pa

I_x = momento de inércia da seção = $1,13 \times 10^{-3}$ m⁴

$Y_{(x)}$ = deflexão da viga = $-0,012$ m = $-1,2$ cm = -12 mm

Deflexão devido à carga de serviço

Para calcular a deflexão pela carga de serviço, será utilizada novamente a fórmula do HIBBELER 2004, em que a viga será considerada como bi apoiada com uma carga concentrada em dois pontos distintos, e no final serão somadas para determinação da deflexão total.

$$Y_{(x1)} = -\frac{P \times b \times a}{6 \times L \times E \times I_x} \times (l^2 - b^2 - a^2) \quad (4.42)$$

Em que:

$$l = 11 \text{ m}$$

$$b = 9 \text{ m}$$

$$a = 2 \text{ m}$$

$$P = \text{peso da lancha} + \text{conjunto} = 31.226,21 \text{ N}$$

$$Y_{(x1)} = 1,308 \times 10^{-3} \text{ m} = -1,3 \text{ mm}$$

Aplicando a equação 4.42, invertendo os valores de b e a, tem-se:

$$l = 11 \text{ m}$$

$$b = 9 \text{ m}$$

$$a = 2 \text{ m}$$

$$P = \text{peso da lancha} + \text{conjunto} = 31.226,21 \text{ N}$$

$$Y_{(x2)} = 1,308 \times 10^{-3} \text{ m} = -1,3 \text{ mm}$$

A deflexão total da viga será dada pela soma da contribuição do peso próprio e da carga de serviço:

$$Y(v) = Y(x1) + Y(x2) + Y(x) = 0,0146 \text{ m} \quad (4.43)$$

Durante a construção recomenda-se que deslocamentos contrários aos deslocamentos que irão ocorrer sobre a viga sejam provocados, dessa forma obtém-se a contraflecha, como as deflexões calculadas não se enquadram em nenhum dos critérios supracitados será necessária contraflecha de:

$$0,0013 + (0,5 \times 0,012) = 0,0073 \text{ m} \quad (4.44)$$

8º) Verificação contra flambagem localizada

A flambagem localizada pode ocorrer em peças que estão submetidas tanto a esforços de compressão como de flexão. Esta é evitada na maioria dos casos através da aplicação de reforços nas peças a elas expostas principalmente nas abas e/ou almas das vigas.

Será verificada a alma da viga principal onde ocorrem os maiores esforços de compressão e flexão e serão considerados os esforços gerados pelo peso próprio e peso da lancha, sendo elas as principais tensões impostas nas vigas principais.

- Tensões impostas:

$$\sigma = M_x \times (Sg + \psi \times Sl) \quad (4.45)$$

$$\sigma = 25,6 \text{ MPa}$$

$$\tau = M_x \times (\psi \times \tau_l) \quad (4.46)$$

$$\tau = 4,49 \text{ MPa}$$

Serão realizados os cálculos seguindo as orientações presentes na NBR 8400-2.

A) Tensão referência de Euler

Esta verificação utiliza a tensão de referência de Euler calculada para uma placa plana sob compressão corrigida por coeficientes que consideram o tipo de carregamento, a fixação do painel verificado e sua geometria.

$$\sigma_R^E = \frac{\pi^2 E}{12(1 - \eta^2)} \times \left(\frac{e}{h}\right)^2 \quad (4.47)$$

Em que:

$$E = 207 \times 10^9 \text{ Pa}$$

$$\eta = \text{coeficiente de poisson} = 0,3$$

$$e = \text{espessura da alma} = 13,1 \text{ mm}$$

$$h = 617 \text{ mm}$$



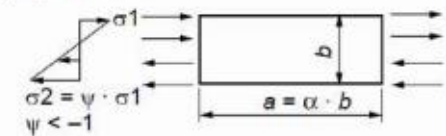
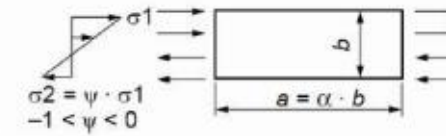
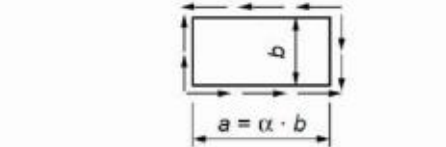
$$\sigma_R^E = \text{tensão de referência de Euler} = 84,34 \text{ MPa}$$

A tensão que foi encontrada é válida para uma placa plana submetida a esforços de compressão, agora será necessário prosseguir, segundo a NBR 8400-2, com a classificação do caso em que a placa da estrutura se enquadra, assim como, o cálculo de mais alguns coeficientes.

B) Classificação do painel

Na norma, são previstos 5 tipos de solicitações, tabela 46 da NBR 8400-2, ilustrada na Tabela 13. No caso relacionado, as tensões normais permitem enquadrar a placa no caso 3, em que a flexão com tração preponderante e a tração e compressão são iguais, no caso da tensão de cisalhamento, foi considerado o caso 5 de cisalhamento puro.

Tabela 13 - Valores dos coeficientes de flambagem

Nº	Caso	$\alpha = a / b$	K_σ ou K_τ
1	Compressão uniforme simples 	$\alpha > 1$ $\alpha < 1$	$K_\sigma = 4$ $K_\sigma = \left(\alpha + \frac{1}{\alpha}\right)^2$
2	Compressão não uniforme 	$\alpha > 1$ $\alpha < 1$	$K_\sigma = \left(\frac{8,4}{\psi + 1}\right)$ $K_\sigma = \left(\alpha + \frac{1}{\alpha}\right)^2 \times \frac{2,1}{\psi + 1,1}$
3	Flexão pura $\psi = -1$ ou flexão com tração preponderante 	$\alpha > 2/3$ $\alpha < 2/3$	$K_\sigma = 23,9$ $K_\sigma = 15,87 + \frac{1,87}{\alpha^2} + 8,6 \times \alpha^2$
4	Flexão com compressão preponderante $-1 < \psi < 0$ 		$K_\sigma = (1 + \psi) \times K' - \psi \times K'' + 10 \times \psi \times (1 + \psi)$ onde $K' =$ valor de K_σ para $\psi = 0$ no caso nº 2 $K'' =$ valor de K_σ para flexão pura (caso nº 3)
5	Cisalhamento puro 	$\alpha > 1$ $\alpha < 1$	$K_\tau = 5,34 + \frac{4}{\alpha^2}$ $K_\tau = 4 + \frac{5,34}{\alpha^2}$

Fonte: NBR 8400-2 (2019)

Determinar o parâmetro Ψ e α :

A seguir foram calculados os parâmetros Ψ e α que serão utilizados para determinar os coeficientes que serão empregados mais adiante segundo a norma, sendo o primeiro a razão das tensões trativas e compressivas atuantes na placa e o segundo, a razão entre o comprimento e altura da placa.

$$\Psi = \frac{\sigma_2}{\sigma_1} \quad (4.48)$$

$$\alpha = \frac{a}{b} \quad (4.49)$$

Em que:

$$\sigma_2 = \text{tensão de tração} = 25,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \text{tensão de compressão} = - 25,6 \text{ MPa}$$

$$a = \text{comprimento da placa} = 11 \text{ m}$$

$$b = \text{altura da placa} = 0,617 \text{ m}$$

$$\Psi = - 1$$

$$\alpha = 17,83$$

Após a definição dos parâmetros, se obtém os coeficientes necessários para o cálculo da tensão crítica de flambagem.

C) Tensão crítica de Flambagem

Para compressão:

$$\sigma_{CR}^V = K_\sigma \times \sigma_R^E \quad (4.50)$$

Em que:

$$K_\alpha = \text{coeficiente para } \alpha > 0,67 = 23,9$$

$$\sigma_{RE} = \text{tensão de referência de Euler} = 84,34 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CR}^V = \text{tensão crítica de flambagem para compressão} = 2.016 \text{ MPa}$$

Como $25,6 \text{ MPa} < 2.015,73 \text{ MPa}$ não haverá flambagem localizada.

Para cisalhamento:

$$\tau_{CR}^V = K_t \times \sigma_R^E \quad (4.51)$$

$$K_t = 5,34 + \frac{4}{\alpha^2} \quad (4.52)$$

Em que:

$K_t = \text{coeficiente da tabela para } \alpha > 1 = 5,35$

$\sigma_R^E = 84,34 \text{ MPa}$

$\tau_{CR}^V = \text{tensão crítica de flambagem para o cisalhamento} = 451,22 \text{ MPa}$

Como $4,49 \text{ MPa} < 451,22 \text{ MPa}$ não haverá flambagem localizada.

D) Tensões combinadas

Após o cálculo das tensões críticas de flambagem, realiza-se o cálculo da tensão crítica de comparação:

Tensão crítica de comparação:

$$\sigma_{CR,c}^V = \frac{\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}}{\frac{1 + \theta}{4} \times \frac{\sigma}{\sigma_{CR}^V} + \sqrt{\left(\frac{3 - \theta}{4} \times \frac{\sigma}{\sigma_{CR}^V}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{CR}^V}\right)^2}} \quad (4.53)$$

$$\sigma_{CR,c}^V = 872,09 \text{ MPa}$$

Tensão de comparação:

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (4.54)$$

$$\sigma = 26,76 \text{ MPa}$$

Coeficiente de flambagem localizada:

Segundo a NBR 8400, o coeficiente de flambagem localizada para painel inteiro é dado pela Tabela 13 para o caso de solicitação II.

Tabela 14 - Coeficiente de segurança na flambagem localizada

Tipo de elemento	Caso	Coeficiente de segurança na flambagem ψ_F
Flambagem de elementos planos	I	$1,70 + 0,175 (\Psi - 1)$
	II	$1,50 + 0,125 (\Psi - 1)$
	III	$1,35 + 0,075 (\Psi - 1)$
Flambagem de elementos curvos: Cilindros circulares (por exemplo, tubos)	I	1,70
	II	1,50
	III	1,35
NOTA 1 A relação de tensão ψ das bordas varia entre +1 e -1.		
NOTA 2 O Anexo C fornece o procedimento para determinar a tensão crítica de flambagem.		

Fonte: NBR 8400-2 (2019)

O coeficiente é obtido com a equação 4.55:

$$\mathcal{F} = 1,50 + 0,125x (\Psi - 1) \quad (4.55)$$

$$\mathcal{F} = 1,25$$

$$\frac{\sigma_{Cr,c}^v}{\mathcal{F}} \quad (4.56)$$

$$\frac{\sigma_{Cr,c}^v}{\mathcal{F}} = 1.307,7 \text{ MPa}$$

E como $26,76 \text{ MPa} < 1.307,7 \text{ MPa}$, pode-se concluir que não irá ocorrer flambagem localizada.

4.3.2.2 Viga de cabeceira

Serão montados na estrutura duas vigas de cabeceira, isso limita o uso do pórtico até lanchas com no máximo 4,5 m de altura, as lanchas até médio porte como as guardadas no clube em geral salvo raras exceções não ultrapassam esse limite, portanto a estrutura continuará a atender as lanchas guardadas no clube, novas lanchas até o limite de espaço do clube, apresentando em geral apenas a limitação para uso com veleiros.

Neste t3pico ser3o apresentados todos os procedimentos utilizados para determina3o das vigas de cabeceira com o perfil retangular, Figura 31, a an3lise de solicita33es e as verifica33es recomendadas pela NBR 8400.

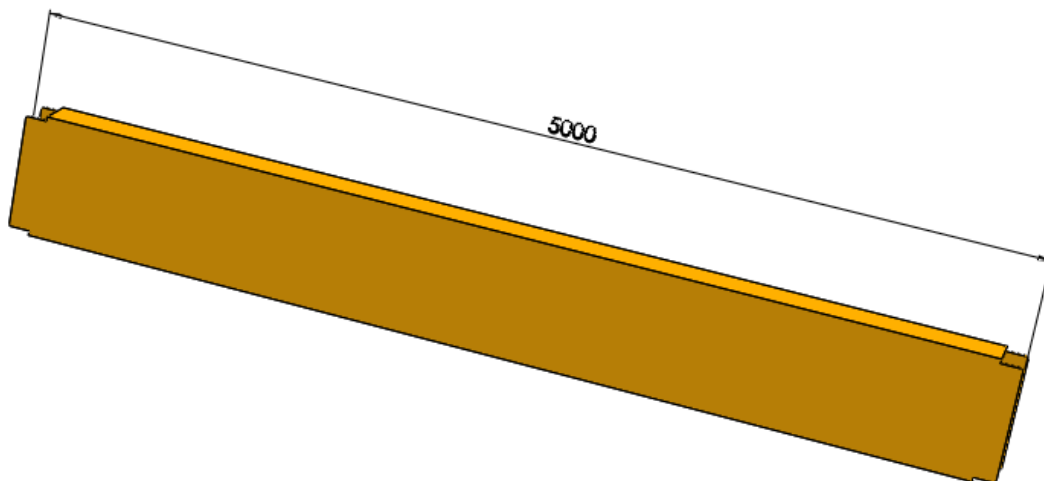


Figura 31 - Viga de cabeceira [mm]
Fonte: Autor (2024)

1º) Dados da viga:

A Figura 32 apresenta o perfil e as dimens3es da viga cabeceira.

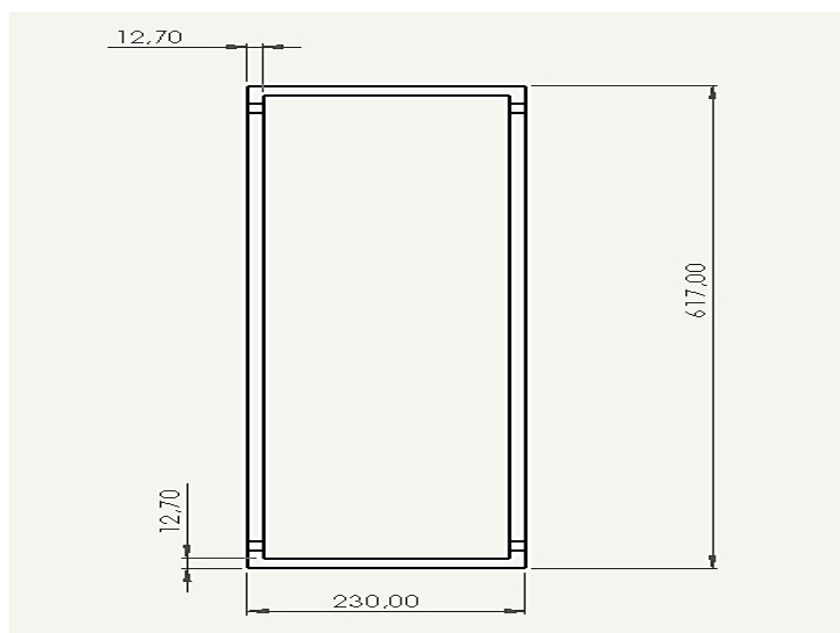


Figura 32 - Se33o da viga de cabeceira [mm]
Fonte: Autor (2024)

A Figura 33 apresenta as direções dos esforços atuantes sobre a viga. E a Tabela 14 contém os dados pertinentes ao cálculo de dimensionamento

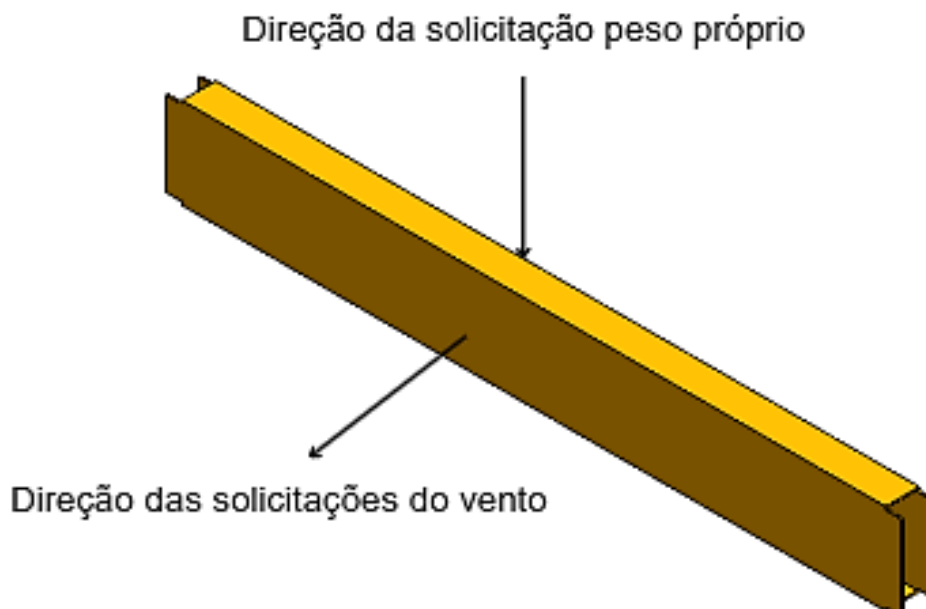


Figura 33 - Forças atuantes na viga cabeceira
Fonte: Autor (2024)

Tabela 14 - Dados da viga

Área	20.868,64 mm ²
W_x	$3,1497 \times 10^{-3} m^3$
W_y	$1,7682 \times 10^{-3} m^3$
ρ	$7.830 \frac{kg}{m^3}$

Fonte: Autor (2024)

Para determinar a massa da viga será utilizada a área da seção, massa específica do aço ASTM A572 Gr 50 e o valor de L da viga de cabeceira, dados compilados na Tabela 15, temos:

$$M_v = A \times \rho \times L \quad (4.57)$$

$$W_v = M_{vc} \times g \quad (4.58)$$

$$Q_v = A \times \rho \times g \quad (4.59)$$

Em que:

M_v = massa da viga de cabeceira = 817 kg

W_v = peso da viga de cabeceira = 8.014,85 N

Q_v = peso distribuído da viga de cabeceira = 1.602,97 N/m

2º) Solicitação peso próprio

Uma das solicitações às quais as vigas de cabeceira estarão submetidas é o seu peso próprio, e apresenta-se o diagrama de esforço cortante e momento fletor da viga na Figura 34.

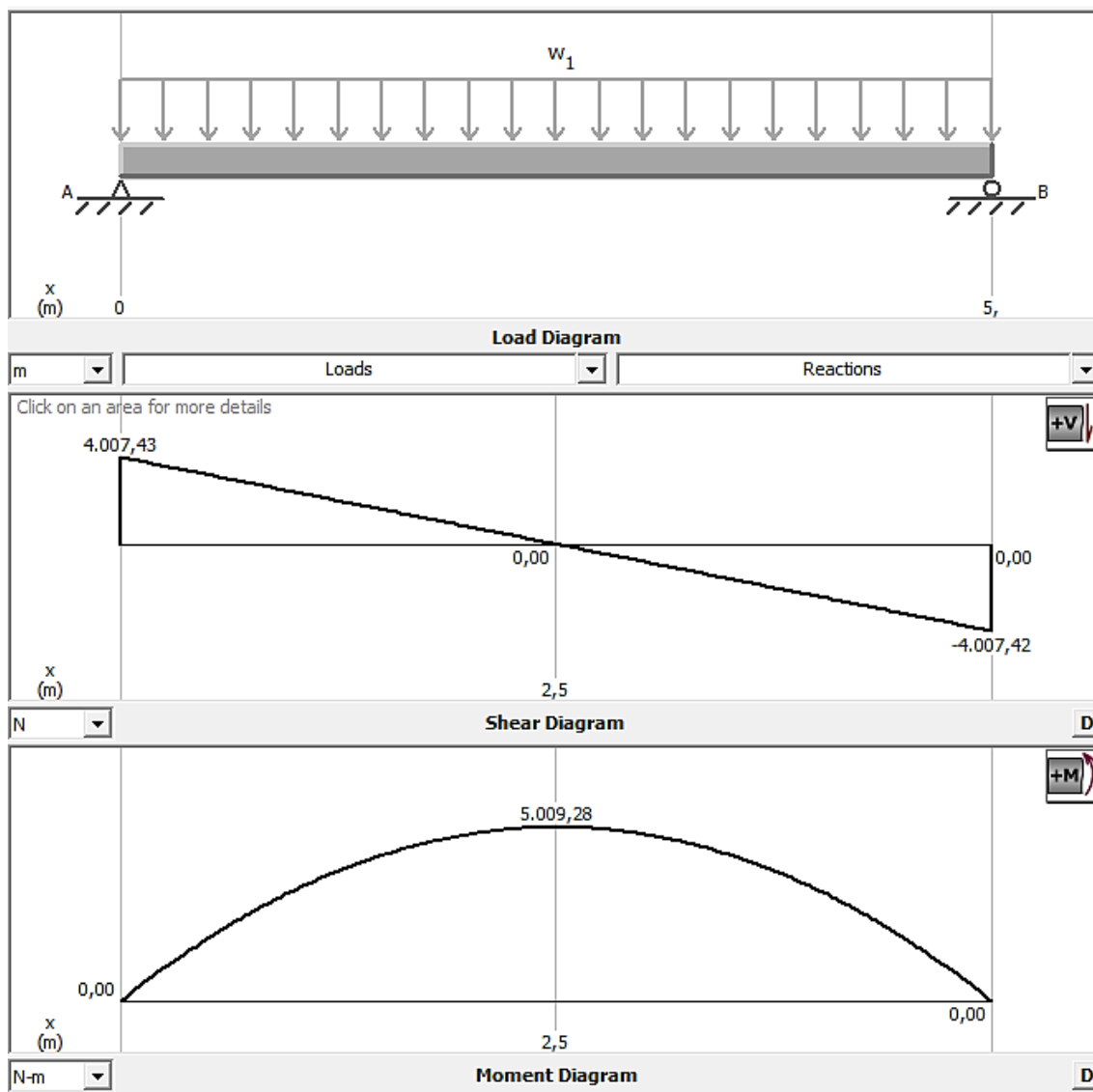


Figura 34 - Diagrama esforço cortante e momento fletor
 Fonte: Autor com auxílio do software MdsSolids (2024)

Utilizando a equação 4.10, tem-se:

$$S_g = \frac{M_{m\acute{a}x}}{W_x} \quad (4.10)$$

Em que:

$$M_{m\acute{a}x} = 5.009,28 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W_x = 3,1497 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$S_g = 1,6 \text{ MPa}$$

3º) Solicitação devido ao vento limite de serviço e fora de serviço

Será utilizado o mesmo procedimento aplicado no tópico 4.3.2.1, em que, primeiro deve ser encontrada a relação l/h para determinar o coeficiente a ser aplicado na equação, temos:

$$\frac{L}{h} = \frac{5000}{617} = 8,1 \quad (4.60)$$

$$A = h \times l \quad (4.12)$$

Em que:

$$h = 617 \text{ mm}$$

$$l = 5 \text{ m}$$

$$A = 3,085 \text{ m}^2$$

Pela segurança, foi escolhido o coeficiente de L/h igual a 10 e, dessa forma tem-se que $C = 1,4$. Em seguida determina-se a força do vento nos 2 casos previstos, utilizando-se as mesmas equações do tópico 4.3.2.1, tem-se:

Caso vento limite de serviço:

$$F_{wv} = C \times A_v \times P_a \quad (4.11)$$

$$A_v = l \times h \quad (4.12)$$

$$Q_{wv} = \frac{F_{wv}}{l} \quad (4.13)$$

Em que:

$$F_w = 1.079,75 \text{ N}$$

$$Q_{wv} = 215,95 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Após a determinação do esforço distribuído, elaborou-se o diagrama do esforço cortante e momento fletor conforme a Figura 35.

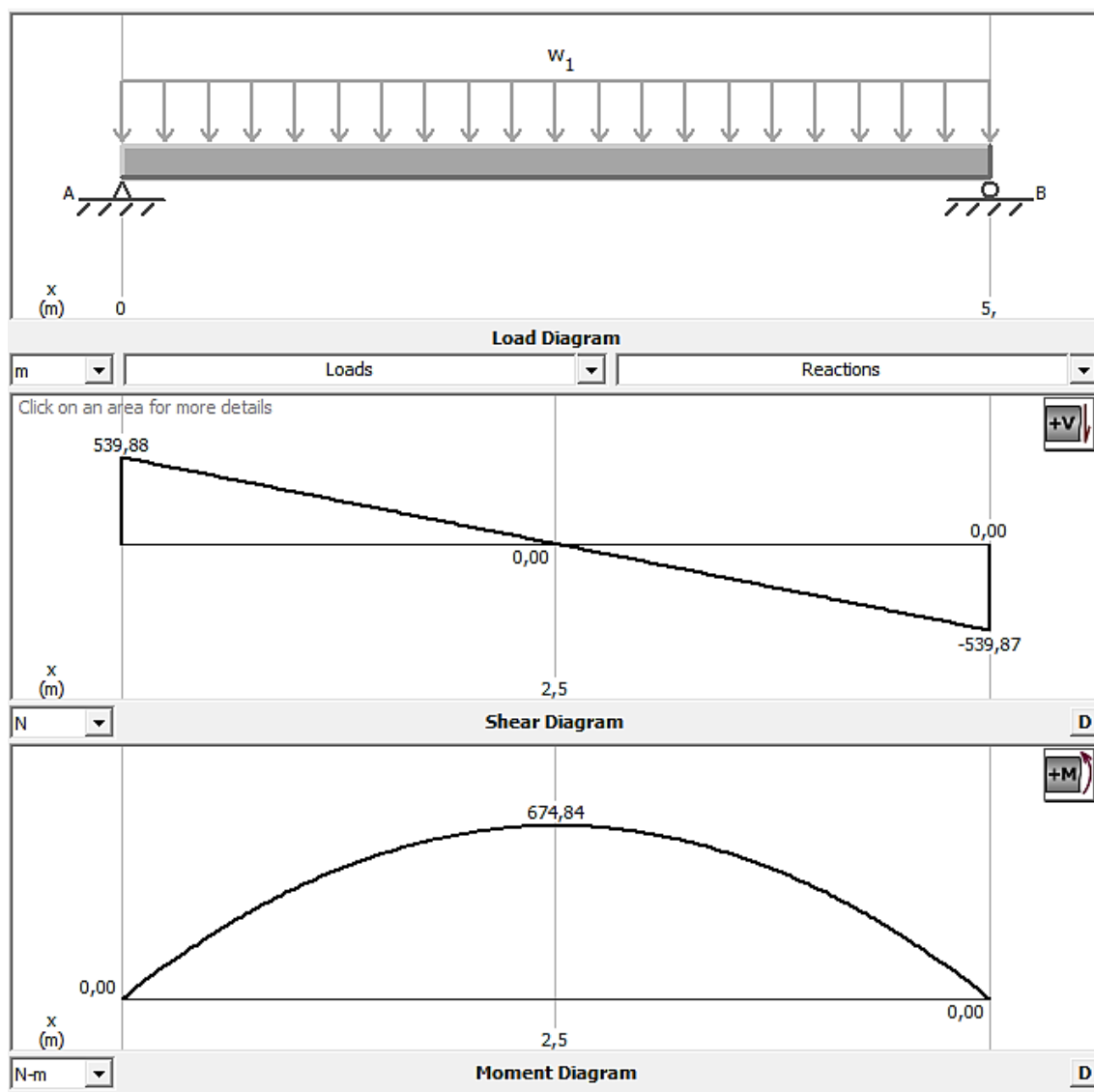


Figura 35 - Diagrama esforço cortante e momento fletor
 Fonte: Autor com auxílio do software MdsSolids (2024)

Aplicando a equação 4.16, tem-se:

$$S_{wv} = \frac{M_{\text{máx}}}{W_y} \quad (4.16)$$

Em que:

$$M_{\text{máx}} = 674,84 \text{ N.m}$$

$$W_y = 1,7682 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$S_w = 0,381 \text{ MPa}$$

- Caso vento fora de serviço:

Utilizando as equações 4.11 e 4.13:

$$F_{wv} = C \times A_v \times P_a \quad (4.11)$$

$$Q_{wv} = \frac{F_{wv}}{l} \quad (4.13)$$

Em que:

$$F_{wv} = 3.455,2 \text{ N}$$

$$Q_{wv} = 691,04 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Após o cálculo do esforço devido ao vento fora de serviço, segue o diagrama conforme na Figura 36.

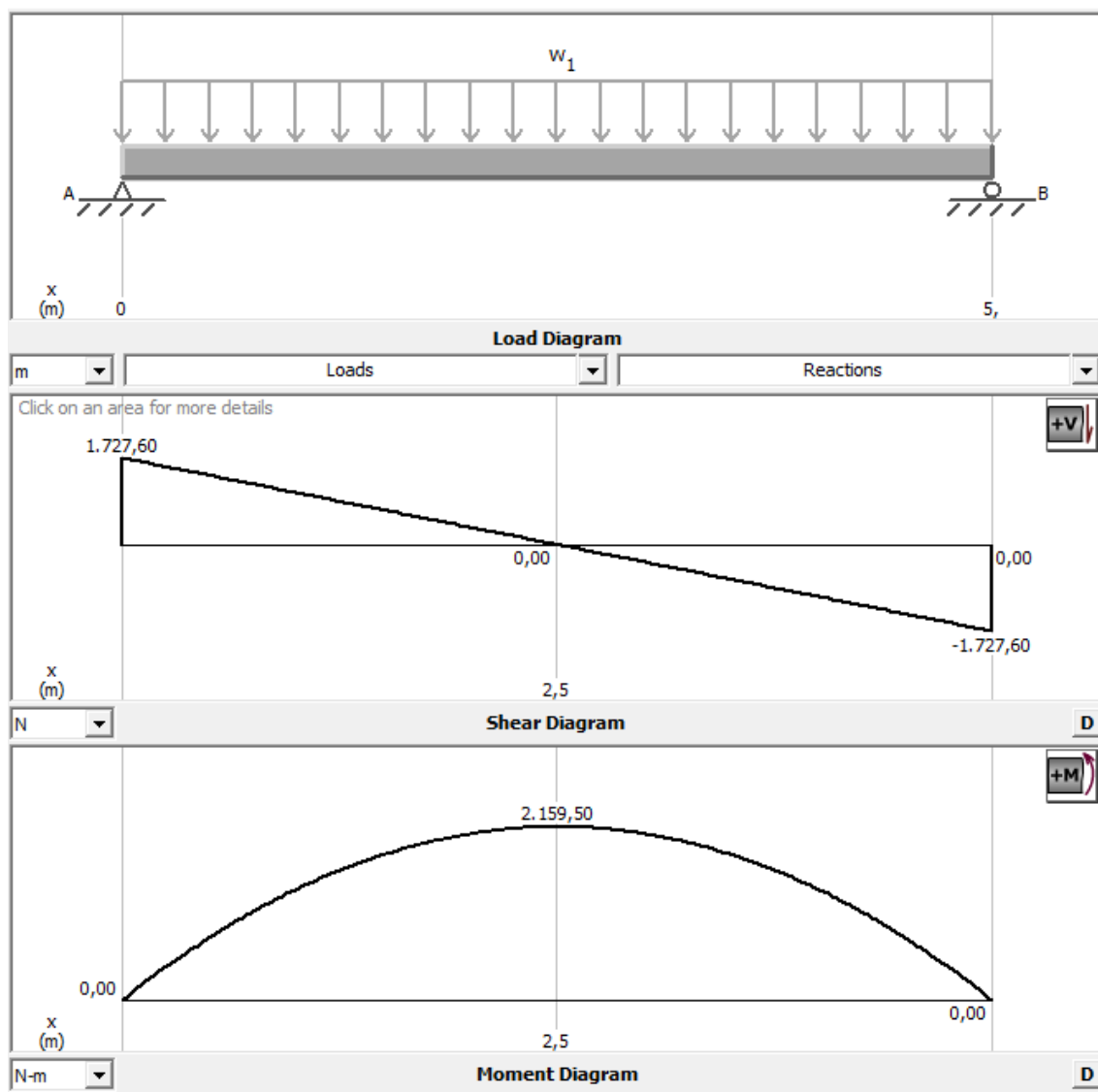


Figura 36 - Diagrama esforço cortante e momento fletor
 Fonte: Autor com auxílio do software MdsSolids (2024)

Utilizando novamente a equação 4.16, tem-se:

$$S_{wv} = \frac{M_{\text{máx}}}{W_y} \quad (4.16)$$

Em que:

$$M_{\text{máx}} = 2.159,5 \text{ N.m}$$

$$W_y = 1,7682 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$S_{wv} = 1,2 \text{ MPa}$$

4º) Verificação escoamento

A única verificação a ser feita nas vigas de cabeceira será o escoamento, para a qual se desconsidera o valor das tensões de cisalhamento, por serem pequenas e não afetarem o resultado, e foi selecionada a tensão de vento fora de serviço para a comparação.

$$\sigma = Mx x (S_g) + S_w \leq \sigma_a \quad (4.61)$$

Dessa forma, 2,8 MPa < 259,4 MPa, pode-se constatar que não haverá falha por escoamento.

4.3.2.3 Vigas de sustentação

Neste tópico serão apresentados, os procedimentos aplicados no dimensionamento das vigas de sustentação do pórtico (*travelift*). Para suas dimensões foi adotado uma viga de perfil retangular, Figura 37, com medidas compatíveis com as demais vigas Figura 38 e Tabela 16. Para tornar possível a sua montagem, serão analisadas as solicitações impostas a viga, indicadas na Figura 39, assim como as verificações recomendadas pela norma NBR 8400.

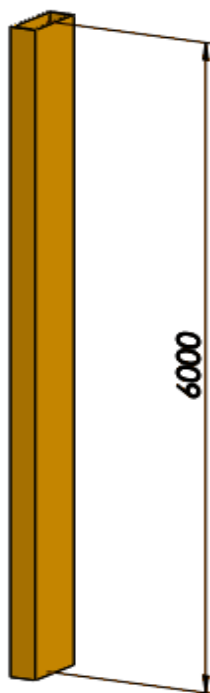


Figura 37 - Vigas de sustentação [mm]
Fonte: Autor (2024)

1º) Dados da viga:

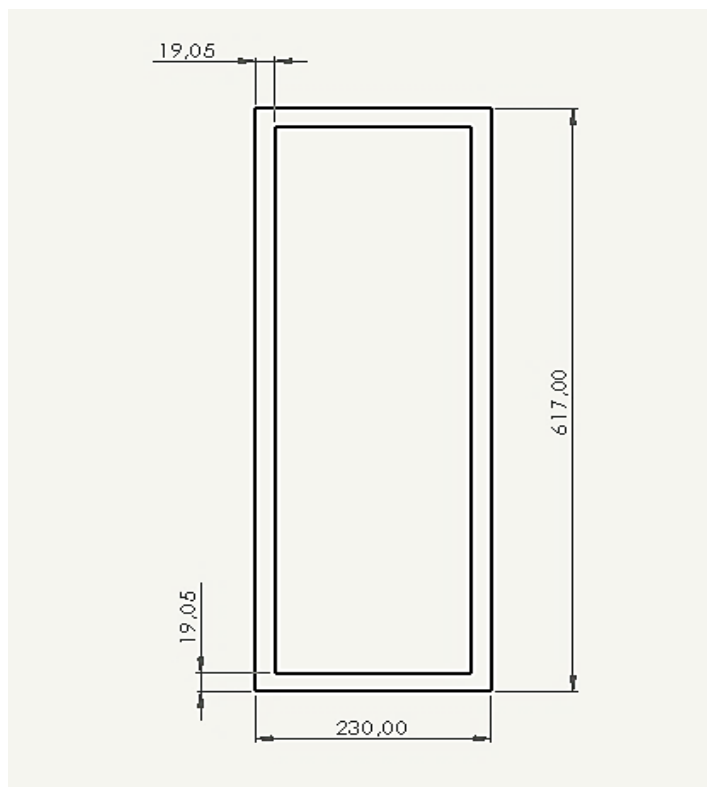


Figura 38 - Seção da viga
Fonte: Autor (2024)

E analisaram-se as solicitações impostas à viga, ilustradas na Figura 39, seguindo as verificações recomendadas pela norma NBR 8400.

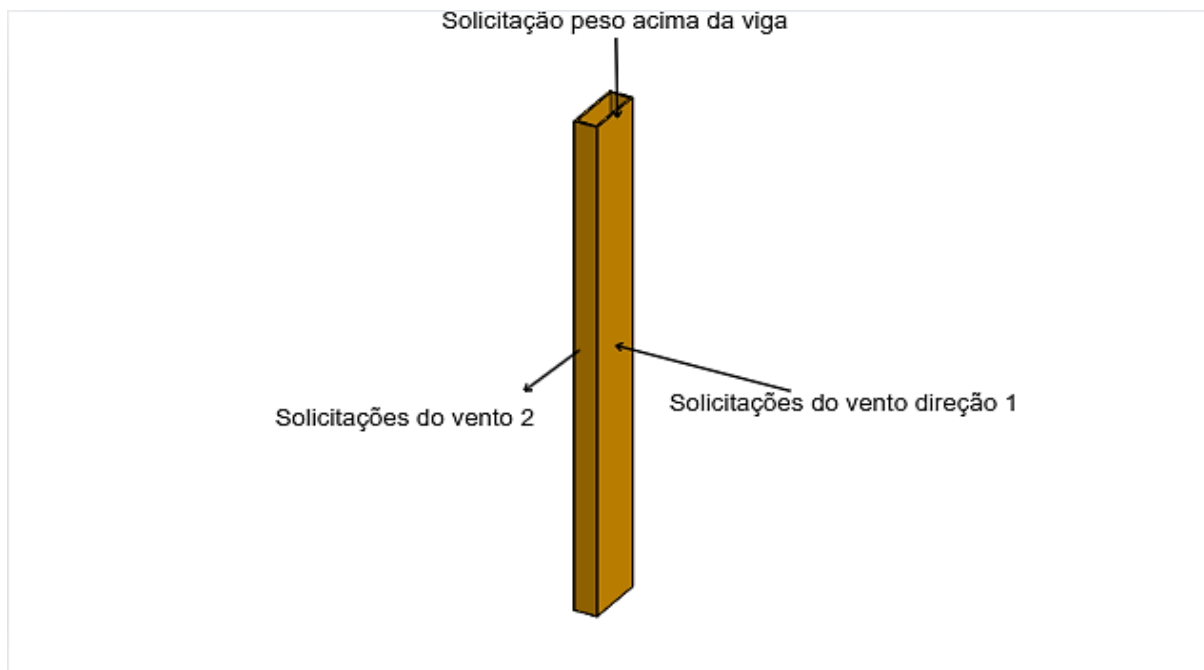


Figura 39 - Direção considerada das forças atuantes na viga
Fonte: Autor (2024)

Tabela 15 - Dados da viga

Área	30.819,09 mm ²
W_x	$4,5365 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
W_y	$2,4754 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
I_x	$1,3995 \times 10^9 \text{ mm}^4$
I_y	$2,8467 \times 10^8 \text{ mm}^4$

Fonte: Autor (2024)

Massa e peso da viga:

Para determinar a massa da viga de sustentação serão aplicadas as mesmas equações 4.53, 4.54, e utilizando as informações da Tabela 16, tem-se:

$$M_v = A \times \rho \times l \quad (4.57)$$

$$W_v = M_v \times g \quad (4.58)$$

Em que:

$$l = 6 \text{ m}$$

$$M_v = 1.447,88 \text{ kg}$$

$$W_v = 14.203,72 \text{ N}$$

2º) Solicitações devido ao vento limite e fora de serviço

A viga de sustentação está submetida aos esforços dos dois casos de vento, que serão analisadas a seguir: primeiro será considerada a força do vento em duas direções distintas para verificação de sua influência e, em seguida será considerada também a força horizontal presente nas vigas principais na direção 2.

A solicitação devido ao vento limite de serviço, direção 1, pode ser calculada utilizando-se as equações a seguir:

$$A_e = h \times l \quad (4.12)$$

$$F_w = C \times A \times P_a \quad (4.11)$$

$$F_p = \frac{F_{vp} + F_l}{2} \quad (4.59)$$

$$\frac{l}{h} = \frac{6000}{617} = 9,72 = c = 1,4 \quad (4.62)$$

$$Q_w = \frac{F_w}{l} \quad (4.13)$$

Em que:

$$A_e = 3,702 \text{ m}^2$$

$$F_w = 1.295,7 \text{ N}$$

$$Q_w = 215,95 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$F_{vp} = \text{força do vento na viga principal} = 2.714,8 \text{ N}$$

$$F_l = \text{força do vento na lancha} = 13.280 \text{ N}$$

$$F_p = 7.318,7 \text{ N}$$

Após os cálculos, segue-se o diagrama na Figura 40.

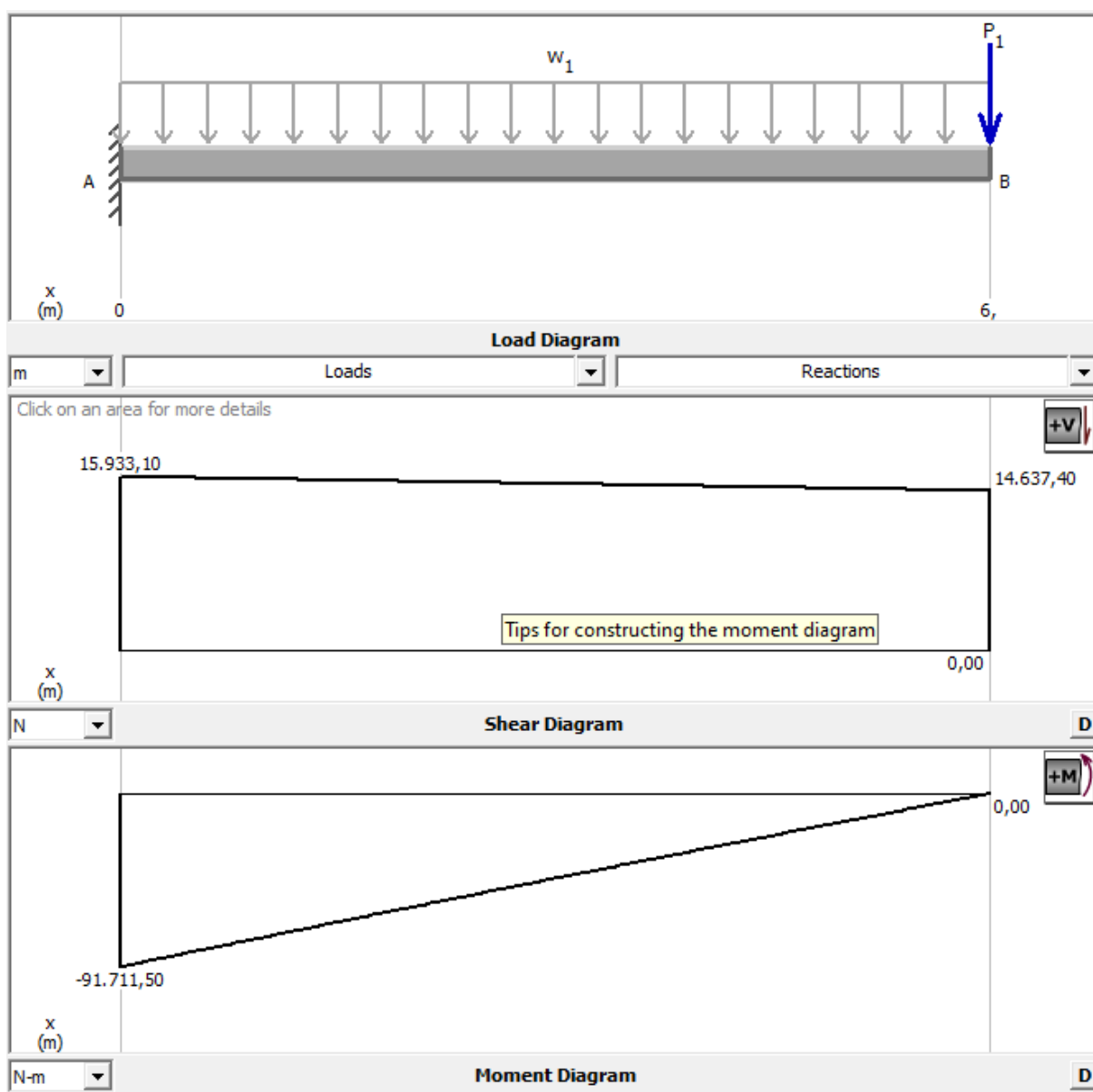


Figura 40 - Diagrama esforço cortante e momento fletor
Fonte: Autor com auxílio do software MdsSolids (2024)

Utilizando a equação 4.16, tem-se:

$$S_{wv} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{W_y} \quad (4.16)$$

Em que:

$$M_{m\acute{a}x} = 91.711,5 \text{ N.m}$$

$$W_y = 2,4754 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$S_{wv} = 37,05 \text{ MPa}$$

- Solicitação vento fora de serviço na direção 1:

$$A_e = h \times l \quad (4.12)$$

$$F_w = C \times A \times P_a \quad (4.11)$$

$$F_p = \frac{F_{vp} + F_l}{2} \quad (4.63)$$

$$\frac{l}{h} = \frac{6000}{617} = 9,72 = c = 1,4 \quad (4.64)$$

$$Q_w = \frac{F_w}{l} \quad (4.13)$$

Em que:

$$A_e = 3,702 \text{ m}^2$$

$$F_w = 4.146,24 \text{ N}$$

$$Q_w = 691,04$$

$$F_{vp} = \text{força do vento na viga principal} = 8.687,4 \text{ N}$$

$$F_l = \text{força do vento na lancha} = 21.248 \text{ N}$$

$$F_p = 25.591,7 \text{ N}$$

A seguir serão analisadas as solicitações atuantes sobre a viga provenientes do vento fora de serviço, pois considerou-se este, o maior esforço a que a viga está

submetida. O diagrama ilustrado pela Figura 41 apresenta o esforço cortante e momento fletor atuantes na viga.

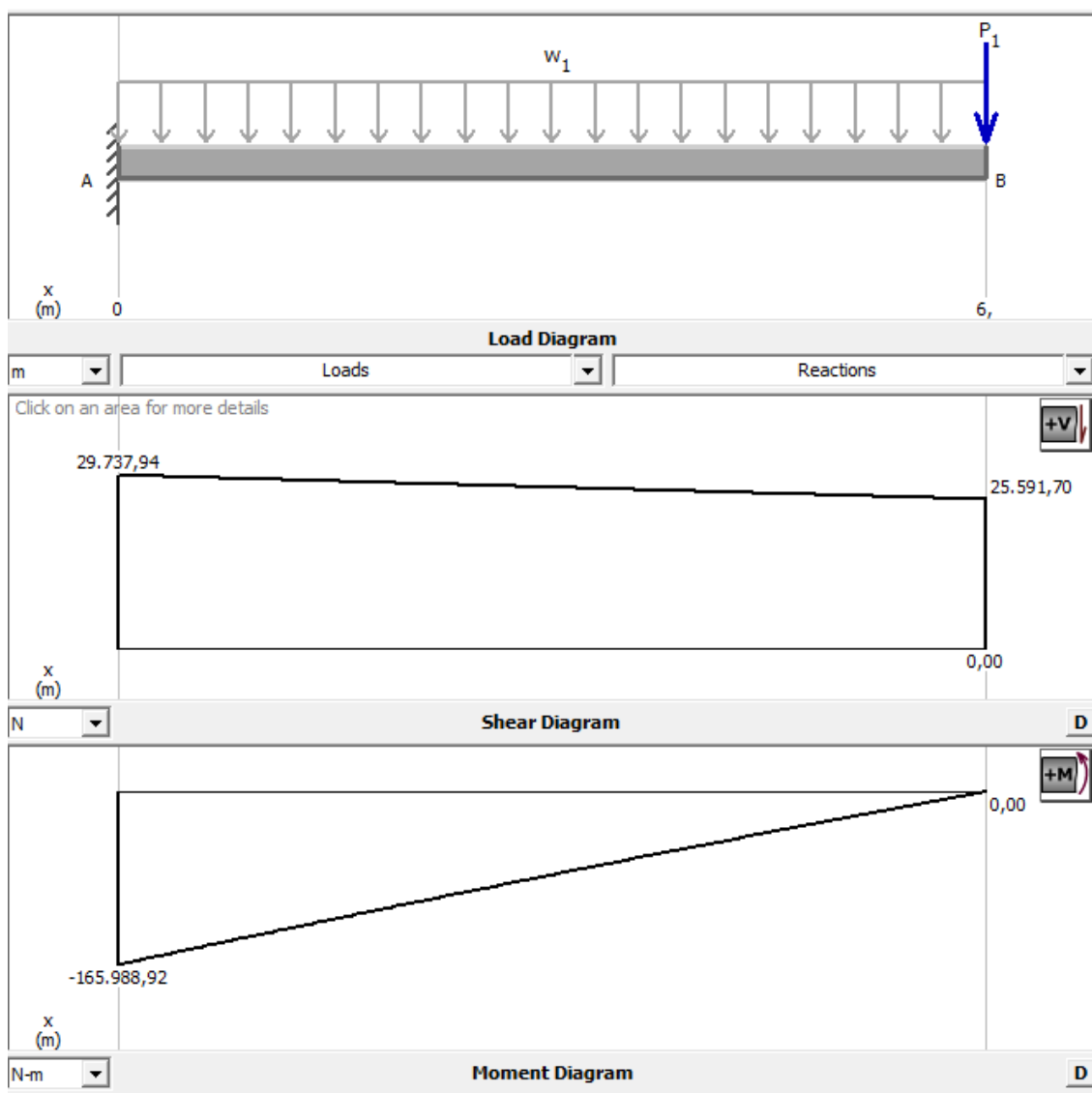


Figura 41 - Diagrama esforço cortante e momento fletor
Fonte: Autor com auxílio do software MdsSolids (2024)

Utilizando a equação 4.16, tem-se

$$S_{wv} = \frac{M_{\text{máx}}}{W_y} \quad (4.16)$$

$$\tau = \frac{V}{A_{\text{alma}}} \quad (4.65)$$

Em que:

$$M_{m\acute{a}x} = 165.988,92 \text{ N.m}$$

$$W_y = 2,4754 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$S_w = 67,1 \text{ MPa}$$

$$\tau = 3,4 \text{ MPa}$$

$$A_{alma} = 230 \times 2 \times 19,05 = 8.763 \text{ mm}^2$$

- Solicitação vento limite de serviço na direção 2:

Como está sendo considerada uma outra direção, será necessário verificar a nova relação L/h formada, assim como, uma nova área de exposta da viga será considerada, as demais equações permanecem as mesmas.

$$\frac{L}{h} = \frac{6.000}{230} = 26,09 \rightarrow C = 1,6 \quad (4.66)$$

$$A_e = L \times h \quad (4.12)$$

$$F_w = C \times A_e \times Pa \quad (4.11)$$

$$F_p = \frac{F_w}{2} + \frac{F_l}{2} + \frac{F_h}{2} \quad (4.67)$$

Em que:

$$A_e = 1,38 \text{ m}^2$$

$$F_w = 552 \text{ N}$$

$$Q_w = 92 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$F_{vc} = \text{força do vento na viga de cabeceira} = 1.079,75 \text{ N}$$

$$F_l = 13.280 \text{ N}$$

$$F_h = 13.478,4 \text{ N}$$

$$F_p = 13.919,1 \text{ N}$$

Após os cálculos, elabora-se o diagrama de esforço cortante e momento fletor, constantes da Figura 42.

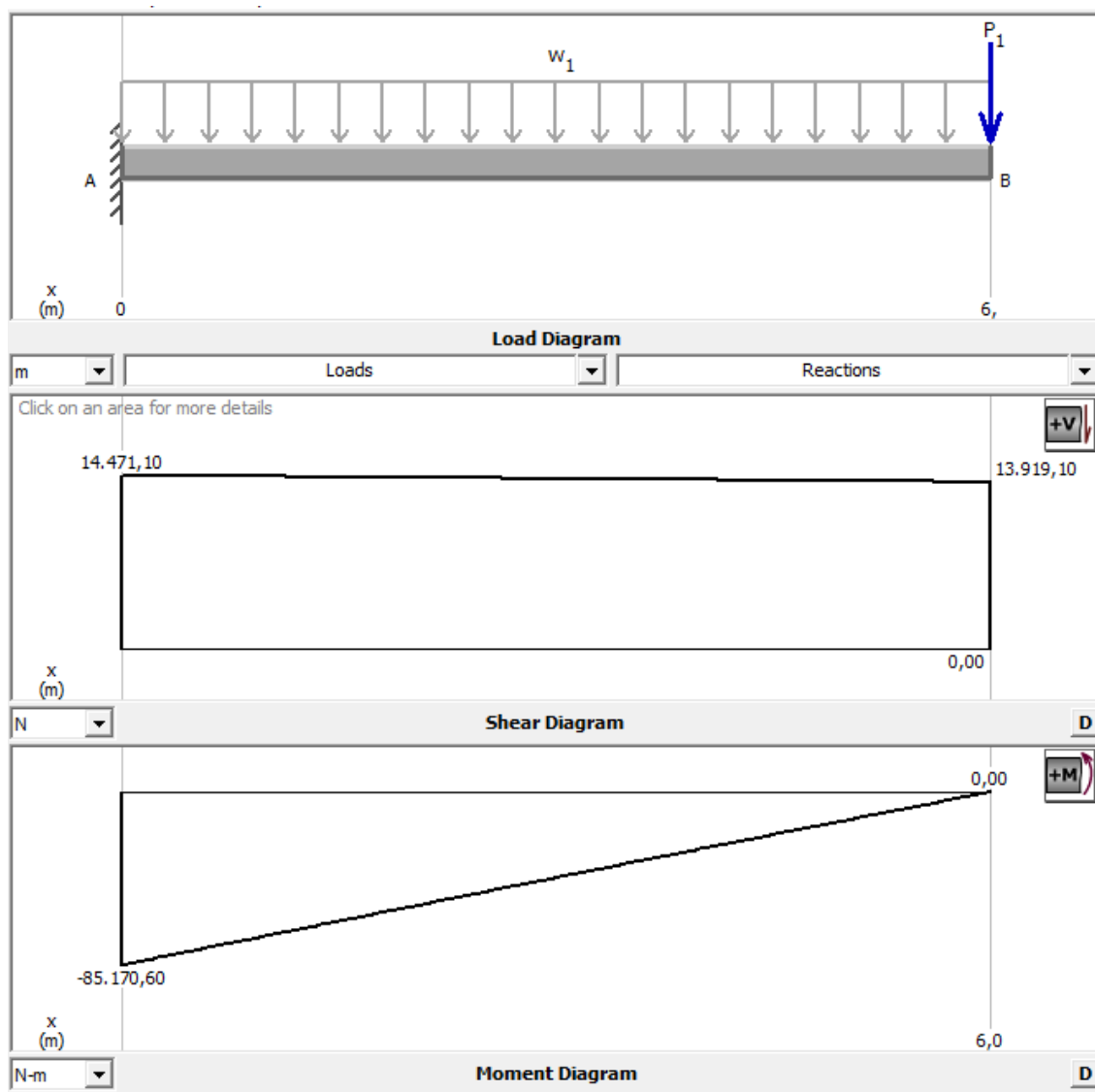


Figura 42 - Diagrama esforço cortante e momento fletor
Fonte: Autor com auxílio do software MdsSolids (2024)

Utilizando a equação 4.17

$$S_{wc} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{W_x} \quad (4.17)$$

Em que:

$$M_{m\acute{a}x} = 85.170,6 \text{ N.m}$$

$$W_x = 4,5365 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$S_w = 18,8 \text{ MPa}$$

- Solicitação vento fora de serviço direção 2:

Serão consideradas as mesmas equações do caso anterior, alterando-se os dados de entrada, logo:

$$F_w = 1.766,4 \text{ N}$$

$$Q_w = 294,4 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$F_{vc} = 3.455,2 \text{ N}$$

$$F_l = 21.248 \text{ N}$$

$$F_p = 22.975,6 \text{ N}$$

Segue o diagrama de esforços, na Figura 43.

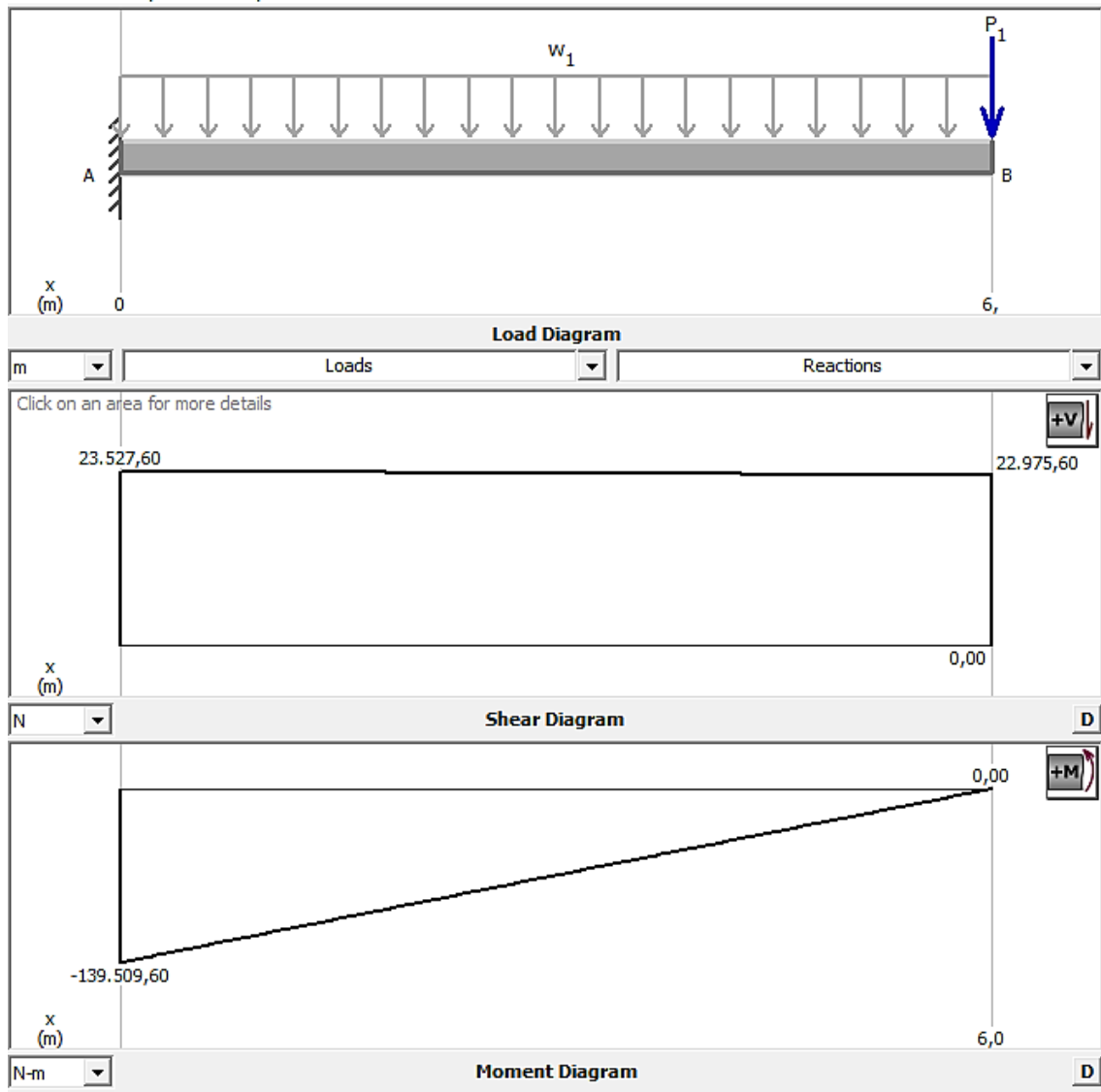


Figura 43 - Diagrama esforço cortante e momento fletor
 Fonte: Autor com auxílio do software MdsSolids (2024)

Utilizando-se a equação 4.17, tem-se:

$$S_{wc} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{W_x} \quad (4.17)$$

Em que:

$$M_{m\acute{a}x} = 139.509,6 \text{ N.m}$$

$$W_x = 4,5365 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$S_w = 30,8 \text{ MPa}$$

Como a tensão de cisalhamento é pequena, ela foi desconsiderada em ambos os casos.

3º) Solicitações devido ao peso acima da viga de sustentação

As vigas de sustentação como a próprio nome diz, sustentam a estrutura, suportando todo o peso das vigas principais, da viga de cabeceira e da carga de serviço, e dos carros trole, além do próprio peso da viga, a seguir será descrita a tensão na viga decorrente dessas solicitações descritas.

- Peso próprio da viga:

$$\sigma_{vs} = \frac{W_{vs}}{A} \quad (4.68)$$

Em que:

$$W_{vs} = 14.203,72 \text{ N}$$

$$A = 0,03081909 \text{ m}^2$$

$$\sigma_{vs} = 0,461 \text{ MPa}$$

- Peso da carga + carros trole:

$$P_l = \frac{P_l + P_c}{4} \quad (4.69)$$

$$\sigma_l = \frac{P_l}{A} \quad (4.70)$$

Em que:

$$P_l = 117.720 \text{ N}$$

$$P_c = 7.184,84 \text{ N}$$

$$P_l = 62.452,42 \text{ N}$$

$$\sigma_l = 2,03 \text{ MPa}$$

- Peso das vigas principais e viga de cabeceira

$$P_{vp+vc} = \frac{2 \times P_{vp} + 2 \times P_{vc}}{4} \quad (4.71)$$

$$\sigma_{vp+vc} = \frac{P_{vp} + P_{vc}}{A} \quad (4.72)$$

Em que:

$$P_{vp} = 15.107,4 \text{ N}$$

$$P_{vc} = 8.014,85 \text{ N}$$

$$\sigma_{vp+vc} = 0,375 \text{ MPa}$$

4º) Verificação contra escoamento

Após a determinação das tensões atuantes na viga de sustentação, realizou-se a verificação contra o escoamento, sendo que este será considerado em duas parcelas distintas: uma sendo as tensões geradas pelas forças horizontas compostas pelo vento fora de serviço e a solicitação horizontal da viga principal, e a outra sendo do peso próprio da viga somada ao peso acima.

- Tensões horizontais acima:

$$\sigma = Mx \times S_h \quad (4.73)$$

$$\sigma = 17,2 \text{ MPa}$$

- Tensões peso próprio + peso acima:

$$\sigma = Mx \times (\sigma_{vs} + \sigma_{cs} + \sigma_{vp+vc}) \quad (4.74)$$

$$\sigma = 3,17 \text{ MPa}$$

- Tensão total:

$$\sigma_{cp} = \sqrt{(17,2 + 3,17)^2 + (67,1)^2 - (20,37 \times 67,1) + 3 \times (3,4)^2} \quad (4,75)$$

$$\sigma_{cp} = 59,87 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{cp} = \sqrt{(17,2 + 3,17)^2 + (67,1)^2 - (20,37 \times 67,1) + 3 \times (3,4)^2}$$

$$\sigma_{cp} = 59,87 \text{ MPa}$$

Através dos cálculos pode-se afirmar que não haverá escoamento, pois $59,87 \text{ MPa} < 259,4 \text{ MPa}$.

5º) Verificação flambagem global

Esta verificação segundo a norma NBR 8400, deve ser feita nos componentes submetidos à compressão em que será verificado a seguinte premissa:

$$\sigma_w \leq \sigma_a \quad (4.76)$$

Em que:

σ = tensão total

w = coeficiente de flambagem

σ_a = tensão admissível

Para determinar o coeficiente de flambagem, primeiro deve-se encontrar o coeficiente de esbeltez.

- Coeficiente de esbeltez:

$$\lambda = \frac{k \times l}{r} \quad (4.77)$$

Em que:

$K \times l$ = comprimento de flambagem

r = raio de giração

O raio de giração é obtido segundo a NBR 8400, nas equações 4.78 e 4.79, e sua determinação é necessária para encontrar o coeficiente de esbeltez da viga.

$$r_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}} \quad (4.78)$$

$$r_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}} \quad (4.79)$$

Em que:

I_x = momento de inércia em x = $1,3995 \times 10^9 \text{ mm}^4$

I_y = momento de inércia em y = $2,846707 \times 10^8 \text{ mm}^4$

A = $30.819,09 \text{ mm}^2$

r_x = raio de giração em x = $213,097 \text{ mm}$

r_y = raio de giração em y = $96,1084 \text{ mm}$

De acordo com a norma NBR 8400 havendo dúvidas sobre a influência dos engastes existentes na barra, a barra deve ser considerada como articulada nas duas extremidades, logo $K = 1$, em posse dos valores é possível determinar o coeficiente de esbeltez em x e y:

$$\lambda_x = \frac{1 \times 6000}{213,097} = 28,15 \sim 28 \quad (4.80)$$

$$\lambda_y = \frac{1 \times 6000}{96,1084} = 62,43 \sim 62 \quad (4.81)$$

Com o valor de esbeltez (λ) é possível determinar o valor de ω para laminados em aço de 355 N/mm² por meio da Tabela 16:

Tabela 16 - Coeficiente ω em função da esbeltez λ para laminados em aço

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
20	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	1,08	1,09	1,09	1,10	1,11
30	1,11	1,12	1,12	1,13	1,14	1,15	1,15	1,16	1,17	1,18
40	1,19	1,19	1,20	1,21	1,22	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27

Fonte: Adaptado NBR 8400-2 (2019)

Verificando a validade da equação:

$$\omega_x = 1,10$$

$$1,1 \times 59,87 \text{ MPa} = 65,86 \text{ MPa} < 259,4 \text{ MPa}$$

$$\omega_y = 1,44$$

$$1,44 \times 59,87 \text{ MPa} = 86,21 \text{ MPa} < 259,4 \text{ MPa}$$

Com base nos cálculos pode-se afirmar que não haverá flambagem global.

4.3.2.4 Viga inferior

Para as duas vigas inferiores, assim como a viga principal com 11 metros de comprimento, foram escolhidas vigas de perfil tubular retangular, conforme Figura 44, com as medidas compatíveis para facilitar a montagem ao serem soldadas as vigas de sustentação.

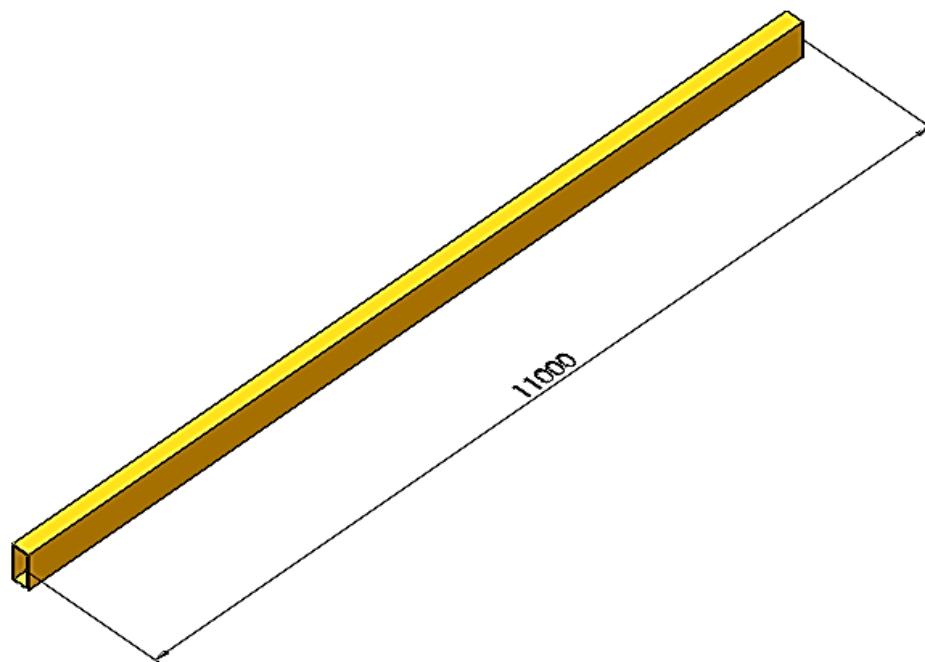


Figura 44 - Viga Inferior [mm]
Fonte: Autor (2024)

A seguir serão apresentados os cálculos e verificações de solicitações sobre a viga, estas ilustradas na Figura 45. A viga tem a mesma seção da viga de sustentação, e o seus dados são fornecidos na Tabela 17.

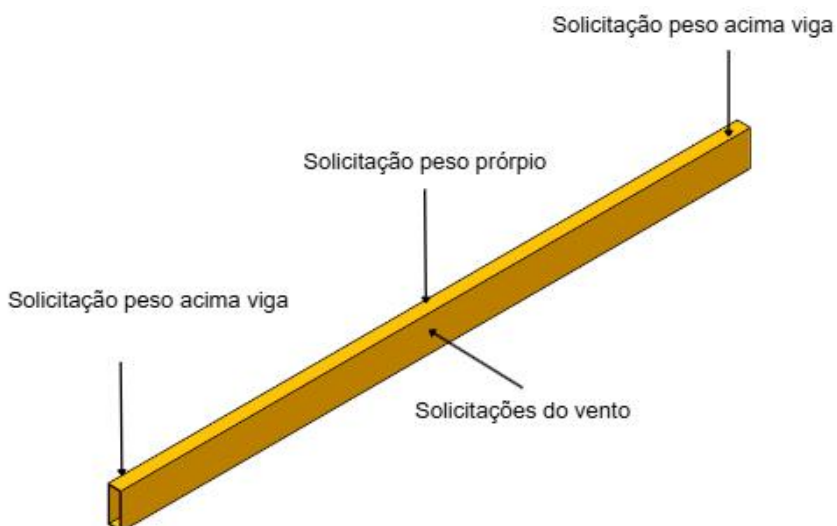


Figura 45 - Direção considerada das forças atuantes na viga
Fonte: Autor (2024)

1º) Dados da viga

Tabela 17 - Dados da viga

Área	30.819,09 mm ²
W_x	$4,5365 \times 10^{-3} m^3$
W_y	$2,4754 \times 10^{-3} m^3$

Fonte: Autor (2024)

Massa e peso da viga inferior:

Para determinação da massa e peso da viga, foram seguidas as mesmas fórmulas das outras vigas.

$$M = A \times \rho \times L \quad (4.57)$$

$$P = M \times g \quad (4.58)$$

$$Q = A \times \rho \times g \quad (4.59)$$

Em que:

$$M = 2.654,45 \text{ kg}$$

$$P = 26.040,15 \text{ N}$$

$$Q = 2.367,29 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

2º) Solicitação peso próprio

A viga inferior está submetida ao seu peso próprio, e será utilizada a carga distribuída já determinada para obtenção do diagrama de esforço cortante e momento fletor, constante da Figura 46.

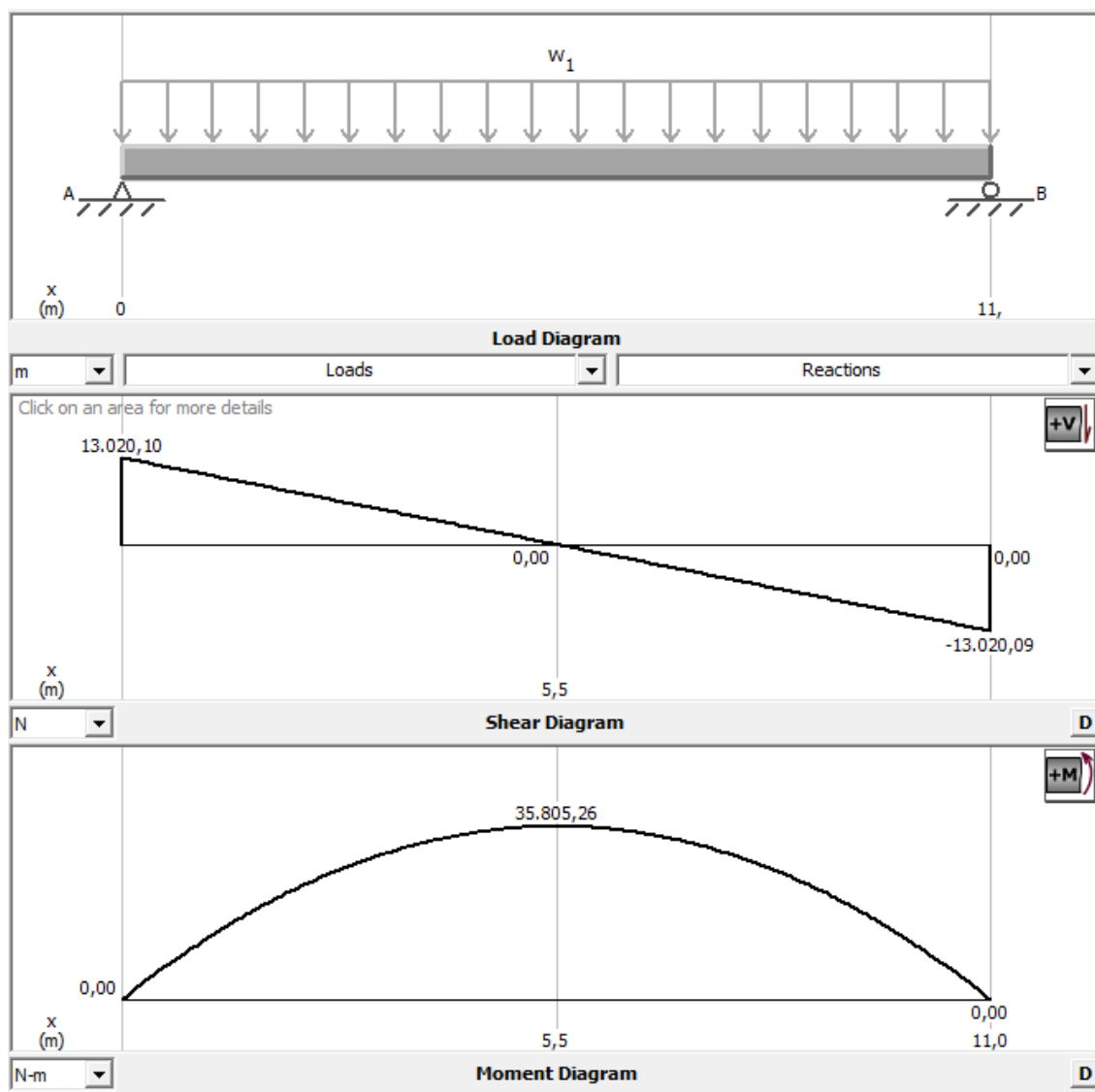


Figura 46 - Diagrama esforço cortante e momento fletor
Fonte: Autor com auxílio do software MdsSolids (2024)

Em posse do diagrama pode-se determinar a solitação S_g da viga utilizando-se o momento fletor máximo. Novamente a tensão de cisalhamento será desconsiderada por ser pequena, e não prejudicar o resultado.

$$S_g = \frac{M_{máx}}{W_x} \quad (4.10)$$

Em que:

$$M_{\text{máx}} = 35.805,26 \text{ N.m}$$

$$W_x = 4,5365 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$S_g = 7,9 \text{ MPa}$$

3º) Solicitação vento limite de serviço e fora de serviço

Para determinar a solicitação do vento em seus dois casos, primeiro verifica-se a relação L/h da viga, como ela é similar a viga principal em medidas foi utilizada o mesmo coeficiente $C = 1,6$.

- Para o caso vento limite de serviço:

$$\frac{L}{h} = \frac{11.000}{617} = 17,82 \rightarrow C = 1,6 \quad (4.82)$$

$$A_e = L \times h \quad (4.12)$$

$$F_w = C \times A_e \times Pa \quad (4.11)$$

$$Q_w = \frac{F_w}{L} \quad (4.13)$$

Em que:

$$A_e = 6,787 \text{ m}^2$$

$$F_w = 2.714,8 \text{ N}$$

$$Q_w = 246,8 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

O diagrama de esforço cortante e momento fletor da viga consta da Figura 47.

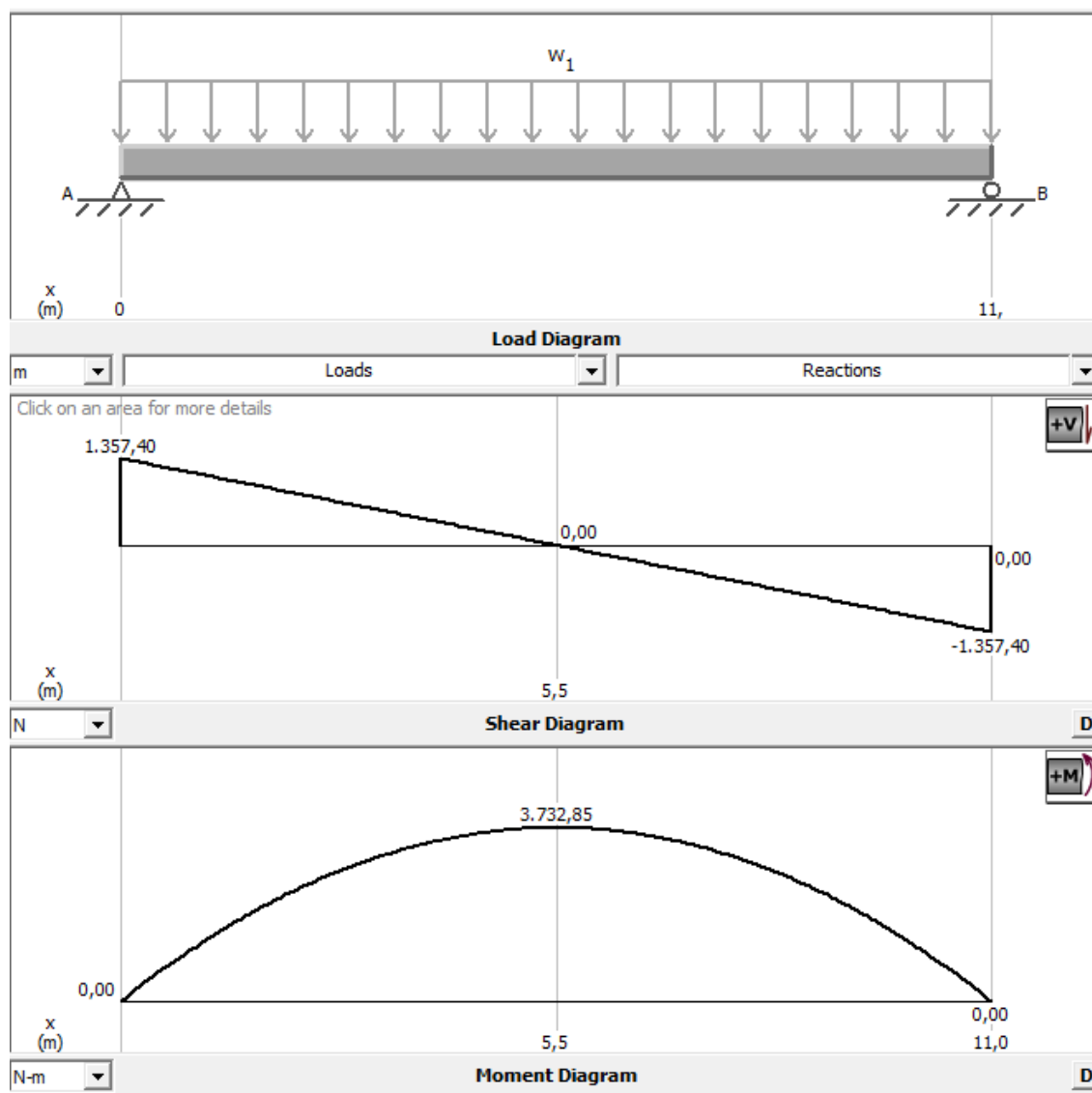


Figura 47 - Diagrama esforço cortante e momento fletor
Fonte: Autor com auxílio do software MdsSolids (2024)

Aplicando-se a equação 4.17 para determinar a solitação do vento limite, será desconsiderada a tensão cisalhante pois ela é pequena e não afeta o resultado, tem-se:

$$S_w = \frac{M_{m\acute{a}x}}{W_y} \quad (4.17)$$

Em que:

$$M_{m\acute{a}x} = 3.732,85 \text{ N.m}$$

$$W_y = 2,4754 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$S_w = 1,51 \text{ MPa}$$

- Caso de vento fora de serviço:

$$F_w = C \times A_e \times Pa \quad (4.11)$$

$$Q_w = \frac{C \times A_e \times Pa}{L} \quad (4.13)$$

Em que:

$$A_e = 6,787 \text{ m}^2$$

$$F_w = 8.687,4 \text{ N}$$

$$Q_w = 789,76 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

A Figura 48 ilustra o digrama de esforço cortante e momento fletor da solicitação do vento fora de serviço.

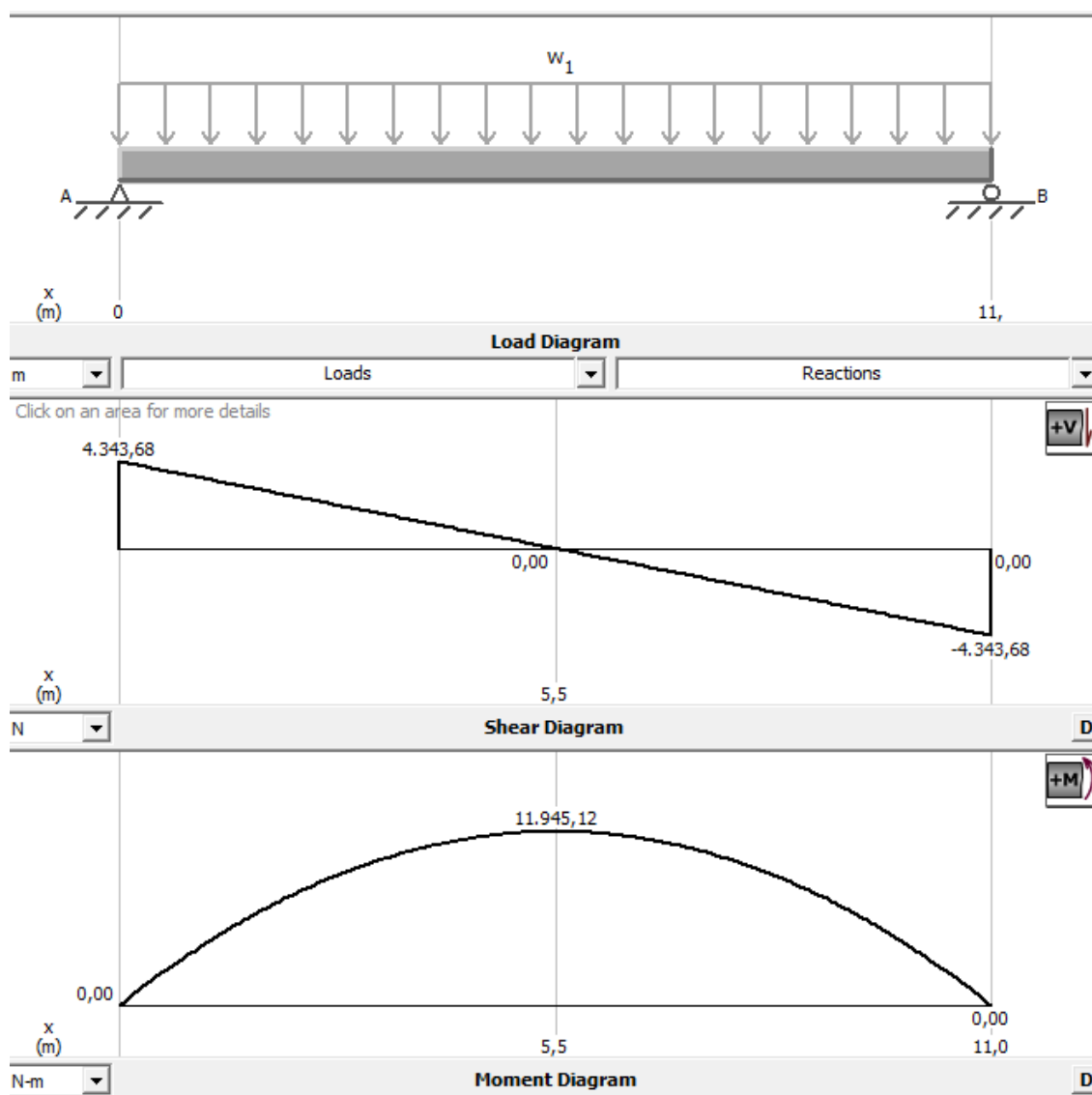


Figura 48 - Diagrama esforço cortante e momento fletor
Fonte: Autor com auxílio do software MdsSolids (2024)

Em posse dos resultados será utilizada a fórmula 4.17 para determinar o valor da sollicitação, novamente será desconsiderado o esforço de cisalhamento pois seu valor não afeta o resultado.

$$S_w = \frac{M_{\text{máx}}}{W_y} \quad (4.17)$$

Em que:

$$M_{\text{máx}} = 11.945,12 \text{ N.m}$$

$$W_y = 2,4754 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$S_w = 4,83 \text{ MPa}$$

4º) Solicitação peso acima da viga

A viga inferior está submetida ao esforço gerado por todo o peso acima dela, neste caso não é gerado momento fletor na viga, mas sim uma alta tensão de cisalhamento que será descrita a seguir.

$$P_{vp} = 2 \times 15.107,4 \text{ N} \quad (4.83)$$

$$P_{vs} = 4 \times 14.203,72 \text{ N} \quad (4.84)$$

$$P_{vc} = 2 \times 8.014,85 \text{ N} \quad (4.85)$$

$$P_t = \frac{(P_{vp} + P_{vs} + P_{vc} + P_l)}{2} \quad (4.86)$$

Em que:

$$P_t = \text{Peso de todos os componentes acima} = 113.982,12 \text{ N}$$

$$P_l = 124.904,84 \text{ N}$$

- Tensão de cisalhamento:

Utilizando-se a equação 4.61, obtém-se o valor da tensão de cisalhamento atuante na viga.

$$\tau_{méd} = \frac{V}{A_{alma}} \quad (4.65)$$

Em que:

$$V = P_t = 113.982,12 \text{ N}$$

$$A_{\text{alma}} = 23.507,7 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{\text{méd}} = 4,85 \text{ MPa}$$

5º) Verificação contra o escoamento

No caso da viga inferior, a única verificação recomendada é contra o escoamento, que será descrito a seguir.

- Determinando σ_x :

$$\sigma = M_x \times (S_g) \quad (4.87)$$

$$\sigma = 7,9 \text{ MPa}$$

Como $7,9 \text{ MPa} < 259,4 \text{ MPa}$, não haverá escoamento.

- Determinando σ_y :

$$\sigma_y = M_x \times (S_w) \quad (4.88)$$

$$\sigma_y = 4,83 \text{ MPa}$$

Como $4,83 \text{ MPa} < 259,4 \text{ MPa}$ não haverá escoamento.

- Determinando τ :

$$\tau = M_x \times \tau_{\text{méd}} \quad (4.89)$$

$$\tau = 4,85 \text{ MPa}$$

- Tensão de comparação:

$$\sigma_{cp} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \times \sigma_y + 3\tau_{\text{méd}}^2} \quad (4.90)$$

$$\sigma_{cp} = 10,87 \text{ MPa}$$

Como a tensão de comparação $10,87 \text{ MPa} < 259,4 \text{ MPa}$, podemos afirmar que não haverá falha por escoamento.

4.3.3 Verificação de Tombamento da Estrutura

Neste tópico verifica-se a estabilidade ao tombamento da estrutura do *travelift*, supondo os limites para tombamento da estrutura considerando as majorações de carga e tempestade para estrutura previstas pela NBR 8400-2, conforme a Tabela 19.

Tabela 18 - Tabela condições de estabilidade

Condição	Carregamento	Fator de carga a ser considerado
I. Estabilidade básica	Cargas induzidas pelo peso próprio	1,0
	Carga aplicada	1,6 <i>P</i>
	Carga do vento	0
	Forças de inércia	0
II. Estabilidade dinâmica	Cargas induzidas pelo peso próprio	1,0
	Carga aplicada	1,35 <i>P</i>
	Carga do vento	1,0 <i>W1</i>
	Forças de inércia	1,0 <i>D</i>
IV. Carga do vento extremo	Cargas induzidas pelo peso próprio	1,0
	Carga aplicada	1,0 <i>P1</i>
	Carga do vento	1,2 <i>W2</i>
	Forças de inércia	0

Fonte: NBR 8400-2 (2019)

Serão verificadas três situações de tombamento em que serão analisadas duas direções diferentes para cada situação: verificação dinâmica do *travelift*, verificação em tempestade e a verificação dos esforços atuantes no centro geométrico conjugado da estrutura com a lancha.

Para evitar que estrutura tombe, considera-se o peso total da estrutura uma força de resistência essencial, assim para o correto dimensionamento definiu-se o peso total da estrutura conforme explicitado na equação 4.91.

$$P_t = P_{vp} + P_{vc} + P_{vs} + P_{vi} \quad (4.91)$$

Em que:

$$P_{vp} = \text{peso vigas principais} = 2 \times 15.107,4 \text{ N} = 30.214,8 \text{ N}$$

$$P_{vc} = \text{peso vigas de cabeceira} = 2 \times 8.014,85 \text{ N} = 16.029,7 \text{ N}$$

$$P_{vs} = \text{peso vigas de sustentação} = 4 \times 14.203,72 \text{ N} = 56.814,88 \text{ N}$$

$$P_{vi} = \text{peso vigas inferiores} = 2 \times 26.040,15 \text{ N} = 52.080,3 \text{ N}$$

$$P_t = \text{peso total da estrutura} = 155.139,68 \text{ N}$$

Serão consideradas a atuação integral de todas as forças de vento e esforço horizontal calculados nos tópicos anteriores agindo na estrutura nas condições analisadas para analisar a estrutura em situações extremas.

Para análise da estrutura, serão considerados as seguintes variáveis:

F_y = forças no eixo y

M = momento em relação a um ponto

R_1 e R_2 = reações nos pontos considerados

V_1 e V_2 = forças do vento, força horizontal atuando na estrutura

V_{t1} e V_{t2} = somatórios da força de vento atuando no centróide

h = altura considerada segundo a situação

l = comprimento considerado pela direção

l_d = distância do centróide até ponto considerado no cálculo

P_t = peso da estrutura = 155.139,68 N

P_l = peso da lancha = 117.720 N

1º) Direção 1

Para realizar a análise dinâmica da estrutura, Figura 49, considera-se a estrutura suportando o peso da lancha multiplicada pelo fator de majoração de 1,35, e os demais esforços majorados por 1.

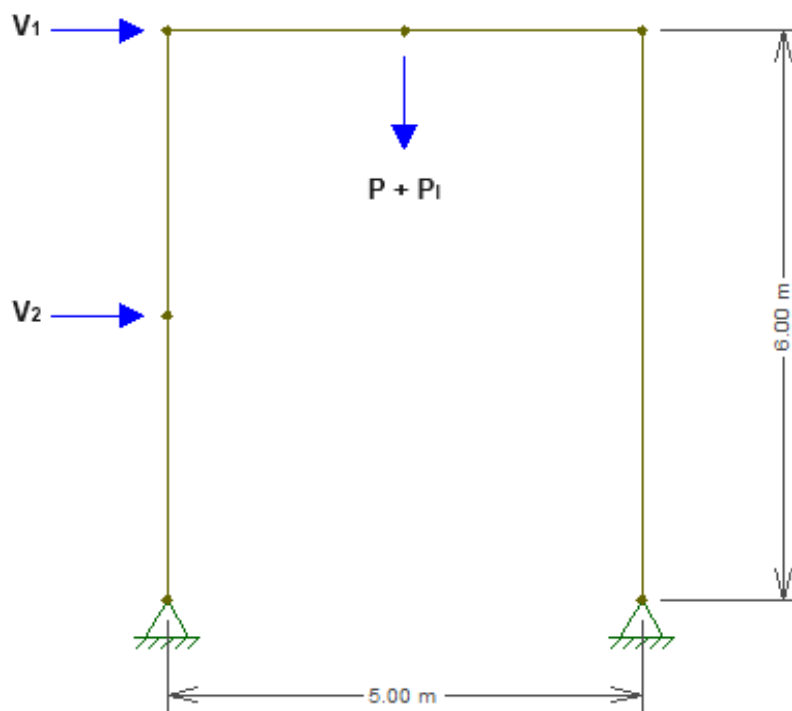


Figura 49 - Análise da estrutura direção 1
 Fonte: Autor com auxílio do software Ftool (2024)

- Determinar forças atuantes:

$$V_1 = 2 \times F_{vvp} \quad (4.92)$$

$$V_2 = 4 \times F_{vvs} \quad (4.93)$$

Em serviço:

$V_1 = \text{força do vento nas vigas principais} = 5.429,6 \text{ N}$

$V_2 = \text{força do vento nas vigas de sustentação} = 5.182,8 \text{ N}$

Tempestade:

$$V_1 = \text{força do vento na viga principal} = 1,2 \times 2 \times 8.687,4 = 20.849,76 \text{ N}$$

$$V_2 = \text{força do vento na viga de sustentação} = 1,2 \times 4 \times 4.146,24 \text{ N} = 19.901,95 \text{ N}$$

- Análise da estrutura:

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ R_1 + R_2 = P + 1,35 \times P_t \end{cases} \quad (4.94)$$

$$\begin{cases} \sum M_2 = 0 \\ (P + 1,35 \times P_t) \times \frac{l}{2} = R_1 \times l + V_1 \times h + V_2 \times \frac{h}{2} \end{cases} \quad (4.95)$$

Para condição de tombamento $R_1 = 0$, logo:

$$P = \frac{V_1 \times h + V_2 \times \frac{h}{2} - 1,35 \times P_t \times \frac{l}{2}}{\frac{l}{2}} \quad (4.96)$$

Em que:

$$l = 5 \text{ m}$$

$$P = -139.671,6 \text{ N}$$

O peso mínimo da estrutura (P) calculado quando o travelift está na iminência do tombamento é menor do que o peso total da estrutura (P_t), $139.671,6 \text{ N} < 155.139,68 \text{ N}$, assim não haverá tombamento.

- Caso de tempestade na direção 1:

Para o caso de tempestade, conforme os esforços dispostos na Figura 50, considera-se apenas a solicitação do vento de tempestade (fora de serviço) na

estrutura, majorado pelo valor de 1,2 segundo a Tabela 19, já calculados acima, os demais dados são iguais ao caso anterior.

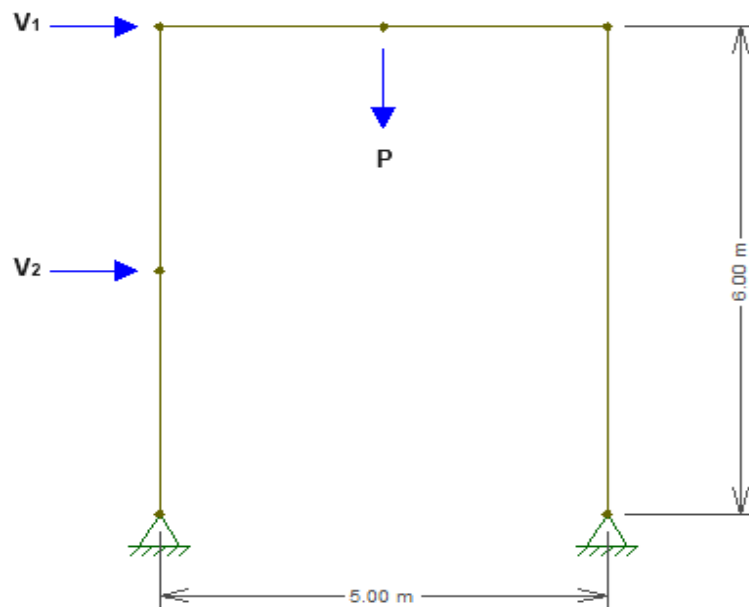


Figura 50- Análise da estrutura direção 1
Fonte: Autor com auxílio do software Ftool (2024)

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ R_1 + R_2 = P \end{cases} \quad (4.97)$$

$$\begin{cases} \sum M_2 = 0 \\ P \times \frac{l}{2} = R_1 \times l + V_1 \times h + V_2 \times \frac{h}{2} \end{cases} \quad (4.98)$$

Para condição de tombamento $R_1 = 0$, logo:

$$P = \frac{V_1 \times h + V_2 \times \frac{h}{2}}{\frac{l}{2}} \quad (4.99)$$

$$P = 73.921,77 \text{ N}$$

O peso mínimo da estrutura (P) calculado quando o *travelift* está na iminência do tombamento é menor que o peso da estrutura (P_t), $73.921,77 \text{ N} < 155.139,68 \text{ N}$, nesta condição também não haverá tombamento.

2º) Direção 2

Para realizar a análise dinâmica da estrutura na segunda direção, ver Figura 51, em que se considera a estrutura suportando o peso da lancha multiplicada pelo fator de majoração de 1,35, e os demais esforços majorados por 1.

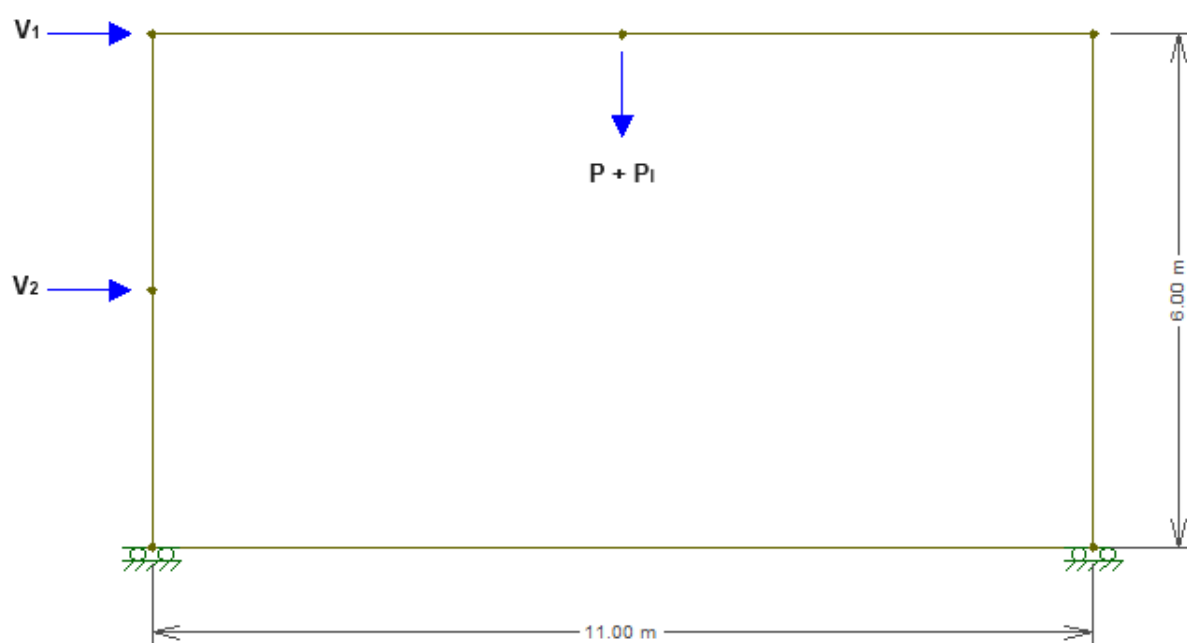


Figura 51 - Análise da estrutura direção 2
Fonte: Autor com auxílio do software Ftool (2024)

Determinar forças atuantes:

$$V_1 = 2 \times F_{vvp} + F_{cm\acute{a}x} \quad (4.100)$$

$$V_2 = 4 \times F_{vvs} \quad (4.101)$$

Em serviço:

$V_1 = \text{força do vento nas vigas de cabeceira} = 15.637,9 \text{ N}$

$V_2 = \text{força do vento nas vigas de sustentação} = 2.208 \text{ N}$

Tempestade:

$V_1 = \text{força do vento na viga de cabeceira} = 1,2 \times 2 \times 3.455,2 = 8.292,5 \text{ N}$

Em tempestade não se considera a componente de $F_{cmáx}$ para os cálculos de verificação de tombamento.

$V_2 = \text{força do vento na viga de sustentação} = 1,2 \times 4 \times 1.766,4 \text{ N} = 8.478,72 \text{ N}$

Análise da estrutura:

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ R_1 + R_2 = P + 1,35 \times P_l \end{cases} \quad (4.102)$$

$$\begin{cases} \sum M_2 = 0 \\ (P + 1,35 \times P_l) \times \frac{l}{2} = R_1 \times l + V_1 \times h + V_2 \times \frac{h}{2} \end{cases} \quad (4.103)$$

E para condição de tombamento $R_1 = 0$, logo:

$$P = \frac{V_1 \times h + V_2 \times \frac{h}{2} - 1,35 \times P_c \times \frac{l}{2}}{\frac{l}{2}} \quad (4.104)$$

Em que:

$l = 11 \text{ m}$

$P = -140.658,11 \text{ N}$

O peso mínimo da estrutura (P) calculado quando o *travelift* está no limite do tombamento é menor que o peso total da estrutura (P_t), $140.658,11 \text{ N} < 155.139,68 \text{ N}$, não haverá tombamento.

Caso tempestade direção 2:

Para o caso de tempestade Figura 52 considera-se, apenas, a solicitação do vento de tempestade (fora de serviço) na estrutura majorado pelo valor de 1,2 segundo a Tabela 19, já calculados acima, os demais dados são iguais ao caso anterior.

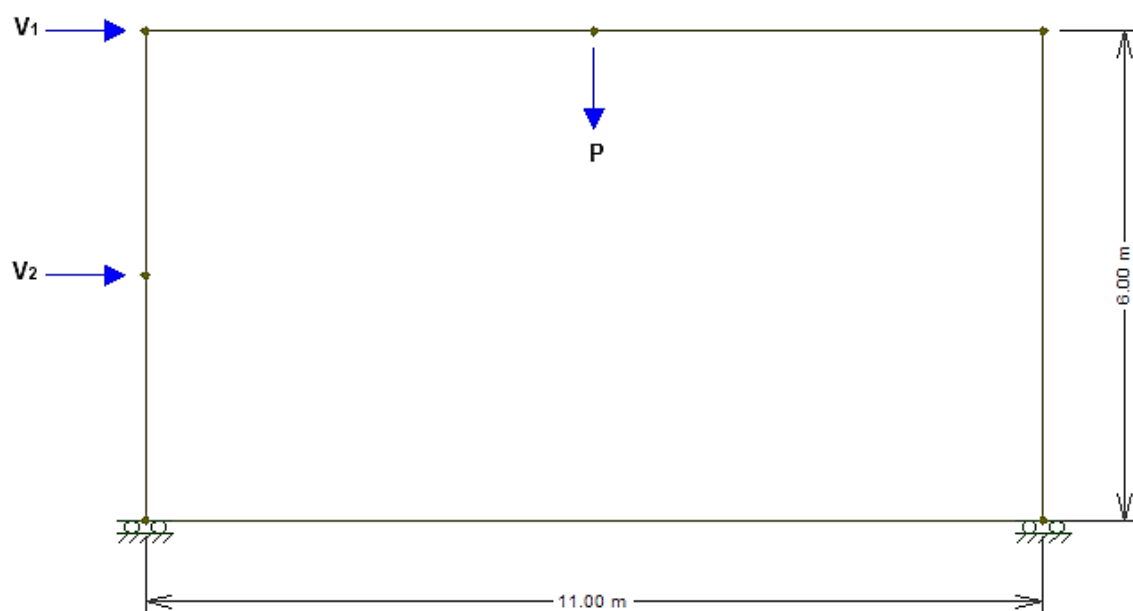


Figura 52 - Análise da estrutura direção 2
Fonte: Autor com auxílio do software Ftool (2024)

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ R_1 + R_2 = P \end{cases} \quad (4.105)$$

$$\begin{cases} \sum M_2 = 0 \\ P \times \frac{l}{2} = R_1 \times l + V_1 \times h + V_2 \times \frac{h}{2} \end{cases} \quad (4.106)$$

Condição de tombamento $R_1 = 0$, logo:

$$P = \frac{V_1 \times h + V_2 \times \frac{h}{2}}{\frac{l}{2}} \quad (4.107)$$

$$P = 13.671,12 \text{ N}$$

O peso mínimo da estrutura (P) calculado quando o *travelift* está no limite do tombamento é menor do que o peso total da estrutura do pórtico (P_t), $13.671,12 \text{ N} < 155.139,68 \text{ N}$, não haverá tombamento.

- Análise do tombamento em relação ao centro geométrico conjugado da estrutura:

Neste tópico, verifica-se o cenário em que todas as forças de vento e a força horizontal são consideradas atuando no centro geométrico da estrutura. Analisa-se, somente, a condição dinâmica pois considerou-se que em caso de tempestade o *travelift* não irar operar. Dessa forma, os resultados seriam os mesmos já calculados anteriormente, assim serão utilizados os mesmos coeficientes indicados na Tabela 19.

Para realizar a análise dinâmica da estrutura na condição extrema, ver Figura 53, em que se considera a estrutura suportando o peso da lancha multiplicada pelo fator de majoração de 1,35, e os demais esforços majorados por 1, todos atuando sobre o centro geométrico da estrutura.

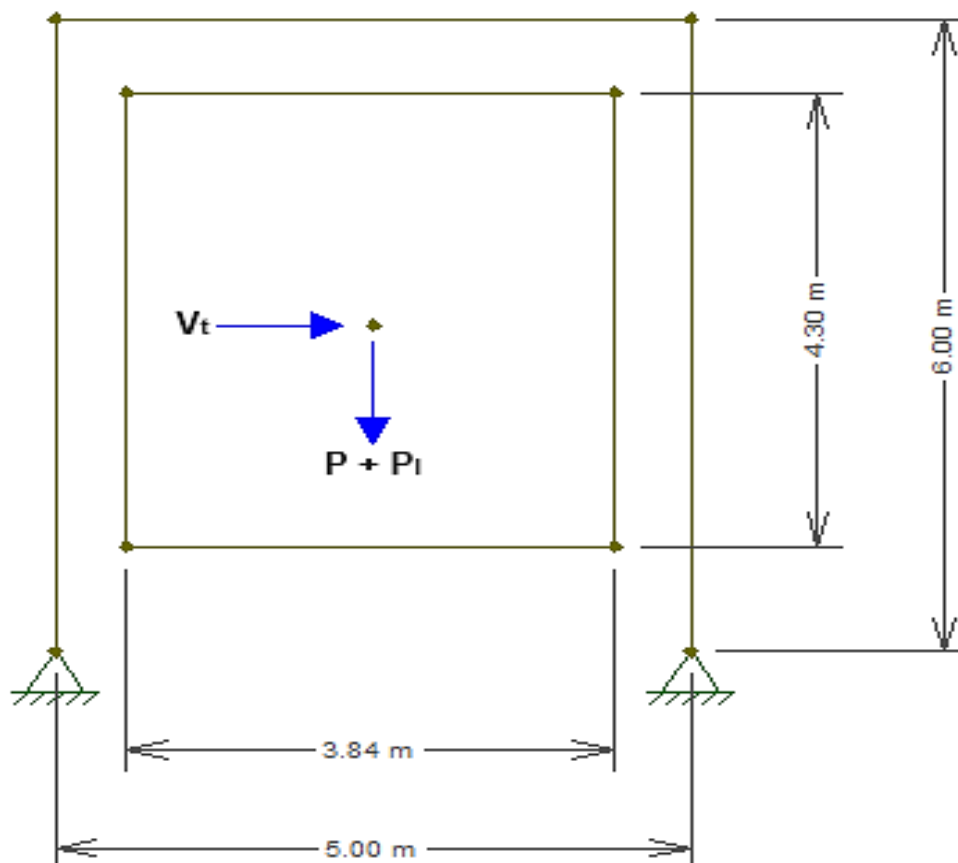


Figura 53 - Análise da estrutura direção 2
 Fonte: Autor com auxílio do software Ftool (2024)

Determinar forças atuantes:

$$V_{t1} = V_{11} + V_{21} \quad (4.108)$$

$$V_{t2} = V_{12} + V_{22} \quad (4.109)$$

Em que:

$$V_{t1} = \text{força do vento total no centroide direção 1} = 10.612,4 \text{ N}$$

$$V_{t2} = \text{força do vento total no centroide direção 2} = 17.845,9 \text{ N}$$

Análise da estrutura direção 1:

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ R_1 + R_2 = P + 1,35 \times P_l \end{cases} \quad (4.110)$$

$$\begin{cases} \sum M_2 = 0 \\ (P + 1,35 \times P_l) \times l_d = R_1 \times l + V_{t1} \times h \end{cases} \quad (4.111)$$

Condição de tombamento $R_1 = 0$, logo:

$$P = \frac{V_{t1} \times h - 1,35 \times P_c \times \frac{l}{2}}{\frac{l}{2}} \quad (4.112)$$

Em que:

$$l = 5 \text{ m}$$

$$P = -145.830,54 \text{ N}$$

O peso mínimo da estrutura (P) calculado quando o travelift está no limite do tombamento é menor que o peso total da estrutural (P_t), $145.830,54 \text{ N} < 155.139,68 \text{ N}$, assim também haverá tombamento nesta condição.

Direção 2:

Para realizar a análise dinâmica da estrutura na condição extrema ver Figura 54, em que se considera a estrutura suportando os esforços calculados no centro geométrico em relação à segunda direção.

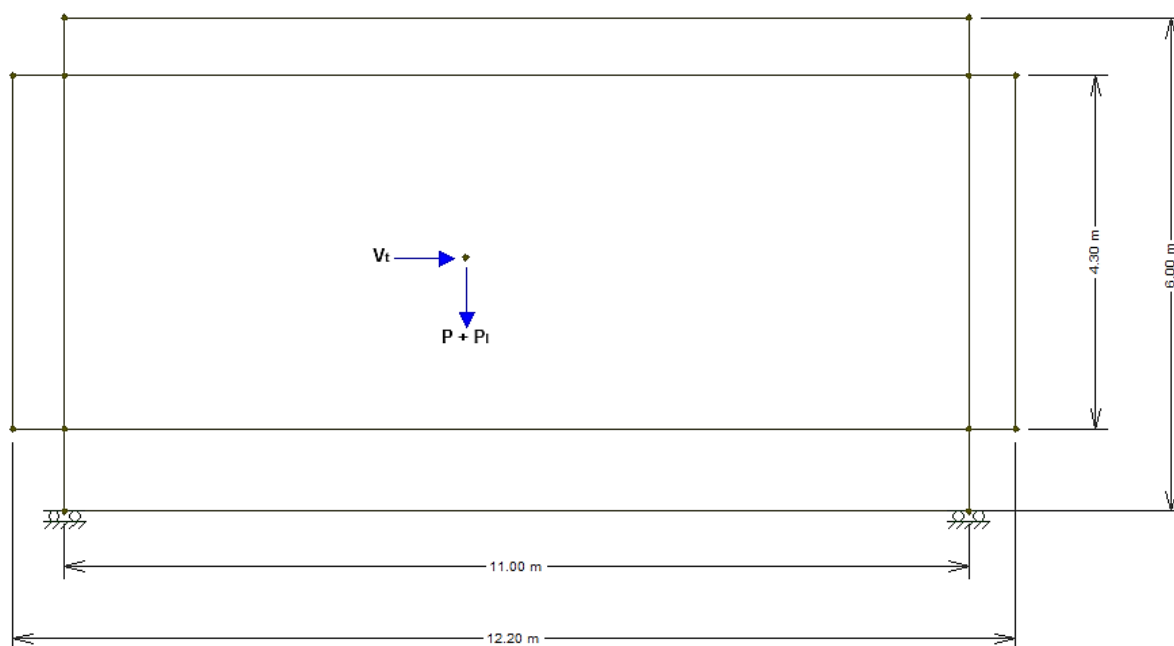


Figura 54 - Análise da estrutura direção 2
Fonte: Autor com auxílio do software Ftool (2024)

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ R_1 + R_2 = P + 1,35 \times P_l \end{cases} \quad (4.113)$$

$$\begin{cases} \sum M_2 = 0 \\ (P + 1,35 \times P_l) \times l_d = R_1 \times l + V_{t2} \times h \end{cases} \quad (4.114)$$

Considerando que a condição de tombamento é quando $R_1 = 0$, temos:

$$P = \frac{V_{t2} \times h - 1,35 \times P_c \times l_d}{l_d} \quad (4.115)$$

Em que:

$$h = 3,084 \text{ m}$$

$$l_d = 6,125 \text{ m}$$

$$P = -147.632,41 \text{ N}$$

E neste último cenário o peso mínimo da estrutura (P) calculado quando o *travelift* está na iminência do tombamento também é menor do que o peso da estrutura

(P_t), 147.632,41 N < 155.139,68 N, portanto conclui-se que a estrutura é resistente ao tombamento.

4.3.4 União Soldada

Como o pórtico será posicionado em um ambiente corrosivo e um dos requisitos dos clientes é a simplicidade de manutenção, as uniões mecânicas escolhidas para a estrutura foram as soldas, diminuindo-se a necessidade de verificação e reaperto das uniões parafusadas, reduzindo assim a necessidade de manutenção e reduzindo potenciais focos de corrosão. Para essas uniões, o dimensionamento foi feito com as tensões máximas calculadas atuando diretamente nos cordões de solda, como também aplicando-se as recomendações presentes na NBR 8800. A estrutura é simétrica e as soldas aplicadas são do tipo filete, assim pode-se aplicar a simplificação indicada na norma.

O metal de solda a ser escolhido foi sugerido pelo catálogo do fabricante, este corrobora com os dados fornecidos na da NBR 8800 apresentada na Tabela 20.

Tabela 19 - Compatibilidade do metal-base com o metal da solda

	Metal-base		Metal da solda compatível			
	ABNT	ASTM	Arco elétrico com eletrodo revestido (SMAW)	Arco submerso (SAW)	Arco elétrico com proteção gasosa (GMAW)	Arco elétrico com fluxo no núcleo (FCAW)
Grupo I	NBR 6648 (CG-26 - $t \leq 20$ mm) NBR 6649 (CF-26) NBR 6650 (CF-26) NBR 7007 (MR 250 - $t \leq 19$ mm)	A36 ($t \leq 19$ mm) A500 Grau A A500 Grau B	AWS A5.1 - E60XX, E70XX AWS A5.5 ^a - E70XX-X	AWS A5.17 - F6XX-EXXX, F6XX-ECXXX, F7XX-EXXX, F7XX-ECXXX AWS A5.23 ^a - F7XX-EXXX-XX, F7XX-ECXXX-XX	AWS A5.18 - ER70S-X, E70C-XC, E70C-XM (exceto -GS) AWS A5.28 ^a - ER70S-XXX, E70C-XXX	AWS A5.20 - E6XT-X, E6XT-XM, E7XT-X, E7XT-XM (exceto -2, -2M, -3, -10, -13, -14 e -GS e exceto -11 com espessura superior a 12 mm) AWS A5.29 ^a - E6XTX-X, E6XT-XM, E7XTX-X, E7XTX-XM
Grupo II	NBR 5000 (G-30) NBR 5000 (G-35) NBR 5004 (F-32/Q-32) NBR 5004 (F-35/Q-35) NBR 5004 (Q-40) NBR 5008 (CGR 400) ^d NBR 5008 (CGR 500) ^d NBR 5008 (CGR 500A) ^d NBR 5920 (CFR 500) ^d NBR 5921 (CFR 400) ^d NBR 5921 (CFR 500) ^d NBR 6648 (CG-26 - $t > 19$ mm) NBR 6648 (CG-28) NBR 6649 (CF-28) NBR 6650 (CF-28) NBR 6650 (CF-30) NBR 7007 (MR 250 - $t > 19$ mm) NBR 7007 (AR-350) NBR 7007 (AR-350 COR) NBR 8261 (Graus B e C)	A36 ($t > 19$ mm) A242 ^e A572 Grau 42 A572 Grau 50 A572 Grau 55 A992 A588 ^d	AWS A5.1 - E7015, E7016, E7018, E7028 AWS A5.5 ^a - E7015-X, E7016-X, E7018-X	AWS A5.17 - F7XX-EXXX, F7XX-ECXXX AWS A5.23 ^a - F7XX-EXXX-XX, F7XX-ECXXX-XX	AWS A5.18 - ER70S-X, E70C-XC, E70C-XM (exceto -GS) AWS A5.28 ^a - ER70S-XXX, E70C-XXX	AWS A5.20 - E7XT-X, E7XT-XM (exceto -2, -2M, -3, -10, -13, -14 e -GS e exceto -11 com espessura superior a 12 mm) AWS A5.29 ^a - E7XTX-X, E7XTX-XM
Grupo III	NBR 5000 (G-42) NBR 5000 (G-45) NBR 5004 (Q-42) NBR 5004 (Q-45) NBR 7007 (AR-415)	A572 Grau 60 A572 Grau 65 A913 ^c	AWS A5.5 ^a - E8015-X, E8016-X, E8018-X	AWS A5.23 ^a - F8XX-EXXX-XX, F8XX-ECXXX-XX	AWS A5.28 ^a - ER80S-XXX, E80C-XXX	AWS A5.29 ^a - E8XTX-X, E8XTX-XM

^a Em juntas constituídas de metais-base de grupos diferentes, podem ser usados metais da solda compatíveis com o metal-base de maior resistência ou de menor resistência, devendo-se usar eletrodos de baixo hidrogênio para a segunda opção. O preaquecimento deve ser baseado no grupo de maior resistência.

^b Quando for feito alívio de tensões nas soldas, o metal da solda não pode conter mais de 0,05 % de vanádio.

^c As limitações da AWS D1.1 relativas à entrada de calor não se aplicam ao ASTM A913, graus 60 e 65.

^d Podem ser necessários processos e materiais de soldagem especiais (por exemplo: eletrodos de baixa liga E80XX-X) para atender às características de resistência à corrosão atmosférica e de resistência ao choque do metal-base - ver AWS D1.1.

^e Metais de solda dos grupos B3, B3L, B4, B4L, B5, B5L, B6, B6L, B7, B7L, B8, B8L, B9, ou qualquer grau BXH, na AWS A5.5, A5.23, A5.28 e A5.29, não são pré-qualificados.

Fonte: NBR 8800 (2008)

O metal de solda escolhido é o eletrodo revestido AWS E 7018 e o dimensionamento do filete de solda seguiu as recomendações e instruções presentes na NBR 8800.

4.3.4.1 Área de solda

Para determinar a área efetiva de solda utiliza-se a disposição 6.2.2.2 da NBR 8800, segundo a qual se determina como a área efetiva de solda o comprimento total a ser soldado multiplicado pela garganta efetiva de solda. Os filetes de solda a serem

utilizados nas vigas de seção retangulares, como as utilizadas na estrutura, serão formados por chapas soldadas. Além disto, são soldas de penetração total, segundo o anexo N da NBR 8800, pois se a estrutura está exposta a uma atmosfera agressiva deve-se minimizar as frestas nas uniões da estrutura. Dessa forma, pode-se definir a área de solda como o disposto na norma:

$$A_e = C_e \times e_g = A_w \quad (4.116)$$

Em que:

C_e = comprimento efetivo de solda

e_g = espessura do chanfro

$A_e = A_w$ = área efetiva de solda

1º) Área efetiva de solda viga de cabeceira

Pela equação 4.90 tem-se:

$$A_e = C_e \times e_g = A_w \quad (4.117)$$

Em que:

$C_e = 5 \text{ m}$

$e_g = 12,7 \text{ mm}$

$A_e = 0,0635 \text{ m}^2$

2º) Área efetiva de solda vigas de sustentação

Pela equação 4.90, tem-se:

$$A_e = C_e \times e_g = A_w \quad (4.118)$$

Em que:

$C_e = 6 \text{ m}$

$$e_g = 19,05 \text{ mm}$$

$$A_e = 0,1143 \text{ m}^2$$

3º) Área efetiva da solda e da solda de conexão das vigas inferiores

As vigas inferiores serão, assim como as anteriores, montadas por quatro chapas em seção retangular soldadas, contudo como as vigas inferiores são muito compridas elas serão montadas primeiro em duas vigas menores de 6 metros e 5 metros respectivamente e após isso soldadas para se chegar ao comprimento total desejado de 11 metros. E, neste caso, para as uniões soldadas não serão necessárias soldas de penetração total, por isso a $e_g = 8\text{mm}$ da solda foi retirada da tabela 15 da NBR 8800, ilustrada na Tabela 21.

Tabela 20 - Tamanho mínimo da perna de uma solda de filete

Menor espessura do metal-base na junta mm	Tamanho mínimo da perna da solda de filete, d_w ^a mm
Abaixo de 6,35 e até 6,35	3
Acima de 6,35 até 12,5	5
Acima de 12,5 até 19	6
Acima de 19	8
^a Executadas somente com um passe.	

Fonte: NBR 8800 (2008)

Pela equação 4.90 tem-se:

$$A_e = C_e \times e_g = A_w \quad (4.119)$$

Em que:

$$C_e = \text{perímetro externo da seção retangular} = 1,694 \text{ m}$$

$$C_e = 11 \text{ m}$$

$$e_g = 8 \text{ mm}$$

$$e_g = 19,05 \text{ mm}$$

$$A_{ec} = 0,013552 \text{ m}^2$$

$$A_e = 0,20955 m^2$$

4.3.4.2 Força resistente de cálculo viga seção retangular

Para se estimar a força resistente da solda foram utilizadas as equações dadas na tabela 8 da NBR 8800, ilustrada no Quadro 8.

Quadro 8 - Fórmulas para cálculo da Força Resistente

Tipo de solda	Tipo de solicitação e orientação	Força resistente de cálculo $F_{w,Rd}$ ^{a b d}
Penetração total ^{g)}	Tração ou compressão paralelas ao eixo da solda	Não precisa ser considerado
	Tração ou compressão normal à seção efetiva da solda	Metal-base: $A_{Mb} f_y / \gamma_{s1}$ ^{e f1}
	Cisalhamento (soma vetorial) na seção efetiva	Metal-base: $0,60 A_{Mb} f_y / \gamma_{s1}$ ⁱ
Penetração parcial ^{g)}	Tração ou compressão paralelas ao eixo da solda ^c	Não precisa ser considerado
	Tração ou compressão normal à seção efetiva da solda	O menor dos dois valores: a) Metal-base: $A_{Mb} f_y / \gamma_{s1}$ ⁱ b) Metal da solda: $0,60 A_w f_w / \gamma_{w1}$ ^{l)}
	Cisalhamento paralelo ao eixo da solda, na seção efetiva	Metal-base deve atender a 6.5 Metal da solda: $0,60 A_w f_w / \gamma_{w2}$ ^k
Filete	Tração ou compressão paralelas ao eixo da solda ^c	Não precisa ser considerado
	Cisalhamento na seção efetiva (a solicitação de cálculo é igual à resultante vetorial de todas as forças de cálculo na junta que produzam tensões normais ou de cisalhamento na superfície de contato das partes ligadas)	Metal-base deve atender a 6.5 Metal da solda: $0,60 A_w f_w / \gamma_{w2}$ ^{h k}
Tampão em furos ou rasgos	Cisalhamento paralelo às superfícies em contato, na seção efetiva	Metal-base deve atender a 6.5 Metal da solda: $0,60 A_w f_w / \gamma_{w2}$ ^k

^a Para definição de áreas efetivas de soldas, ver 6.2.2.
^b O metal da solda a ser usado para cada metal-base é dado na Tabela 7.
^c Soldas de filete e soldas de penetração parcial, ligando os elementos componentes de perfis soldados (mesas e almas), podem ser calculadas sem considerar as tensões de tração ou de compressão nesses elementos, paralelas ao eixo da solda; devem ser consideradas, entretanto, as tensões de cisalhamento causadas pelas forças cortantes e os efeitos locais.
^d Em soldas sujeitas a tensões não-uniformes, as forças solicitante e resistente de cálculo são determinadas com base em comprimentos efetivos unitários.
^e Nesse caso, quando houver duas classes de resistência de metal da solda na Tabela 7, só pode ser usada a classe de maior resistência.
^f Para juntas de canto e em T, com chapa de espera não retirada do local da solda, o metal da solda deve ter uma tenacidade mínima de 27 J a 4 °C, no ensaio de Charpy com entalhe em V. Pode-se dispensar essa exigência de tenacidade, desde que a junta seja dimensionada usando-se o coeficiente de ponderação da resistência e a resistência nominal de uma solda de penetração parcial. A mesma exigência de tenacidade é aplicável a emendas soldadas de perfis soldados com espessura de mesa ou alma superior a 50 mm e de perfis laminados com mesas de espessura superior a 44 mm (nesse caso não há alternativa para dispensar tal exigência).
^g Em emendas soldadas de perfis soldados com espessura de mesa ou alma superior a 50 mm e de perfis laminados com mesas de espessura superior a 44 mm, deve ser aplicado um preaquecimento igual ou superior a 175 °C.
^h Ver também 6.2.5.2.
ⁱ O valor de γ_{s1} é dado em 4.8.2.
^l O valor de γ_{w1} é igual a 1,25 para combinações normais, especiais ou de construção e igual a 1,05 para combinações excepcionais.
^k O valor de γ_{w2} é igual a 1,35 para combinações normais, especiais ou de construção e igual a 1,15 para combinações excepcionais.

Fonte: NBR 8800 (2008)

A solda utilizada será do tipo filete com chanfro em um bisel de 45° com profundidade total. De acordo com o quadro 8, podem ser desconsideradas as tensões paralelas ao eixo da solda. Os esforços gerados pelo vento, peso da lancha

e peso próprio da estrutura foram considerados pois geram esforços perpendiculares ao eixo da solda.

Para cálculo da força imposta as chapas que compõem as vigas inferiores, cabeceira e de sustentação, utilizou-se o somatório de todas as tensões atuantes na viga que geram esforços perpendiculares a solda:

$$1^{\circ}) \text{ vigas de cabeceira: } \sigma_c = 2,8 \text{ MPa}$$

$$2^{\circ}) \text{ vigas de sustentação: } \sigma_c = 126,245 \text{ MPa}$$

$$3^{\circ}) \text{ vigas inferiores: } \sigma_c = 15,11 \text{ MPa}$$

$$4^{\circ}) \text{ conexão viga de sustentação: } \sigma_c = 15,11 \text{ MPa}$$

Considerando a força exercida na solda como a maior tensão calculada nos tópicos de cada viga, multiplicada pela área de solda tem-se a força exercida pelos esforços no cordão de solda:

$$\sigma_c \sim \frac{F_s}{A_e} \rightarrow F_s = \sigma_c \times A_e \quad (4.120)$$

Em que:

$$F_{sc} = \text{força na solda da viga de cabeceira} = 177,8 \text{ kN}$$

$$F_{ss} = \text{força na solda viga de sustentação} = 14,43 \text{ MN}$$

$$F_{si} = \text{força na solda da viga inferior} = 3,2 \text{ MN}$$

$$F_{sic} = \text{força de solda na conexão da viga inferior} = 204,77 \text{ kN}$$

Para determinar a força resistente da solda foi utilizada a recomendação da NBR 8800 apresentada na Tabela 21 para determinar o valor de f_w do eletrodo 7018.

Tabela 21 - Resistência do metal da solda

Metal da solda	f_w MPa
Todos os eletrodos com classe de resistência 6 ou 60	415
Todos os eletrodos com classe de resistência 7 ou 70	485
Todos os eletrodos com classe de resistência 8 ou 80	550

Fonte: NBR 8800 (2008)

Assim, a partir da tabela tem-se $f_w = 485$ MPa e $f_y = 345$ MPa resistência do metal base. A seguir são descritas as forças resistentes de cálculo do metal base e do cordão de solda:

$$F_{\text{wrd}} = \frac{f_y \times A_g}{\gamma_{a1}} \quad (4.121)$$

$$F_w = \frac{0,6 \times f_w \times A_w}{\gamma_{w2}} \quad (4.122)$$

Em que:

f_y = resistência a tração metal base = 345 MPa

$A_{wc} = A_{gc}$ = área efetiva de solda viga de cabeceira = 0,0635 m²

$A_{ws} = A_{gs}$ = área efetiva de solda viga de sustentação = 0,1143 m²

$A_{wi} = A_{gi}$ = área efetiva de solda viga inferior = 0,20955 m²

$A_{wic} = A_{gic}$ = área efetiva de solda conexão viga inferior = 0,013552 m²

γ_{a1} = coeficiente definido na norma no tópico 4.8.1 = 1,1

F_{wrdc} = força resistente de solda do metal base = 19,92 MN

F_{wrds} = força resistente de solda do metal base = 35,85 MN

F_{wrdi} = força resistente de solda do metal base = 65,7 MN

F_{wrdic} = força resistente de solda do metal base = 4,25 MN

f_w = resistência tração metal de solda = 485 MPa

γ_{w2} = coeficiente definido na norma tabela = 1,35

F_{wc} = força resistente de cálculo do cordão de solda viga de cabeceira = 13,7 MN

F_{ws} = força resistente de cálculo do cordão de solda viga de sustentação = 24,64 MN

F_{wi} = força resistente de cálculo do cordão de solda viga inferior = 45,17 MN

F_{wic} = força resistente de cálculo na conexão da viga inferior = 2,93 MN

Tem-se:

$F_{sc} = 177,8 \text{ kN} < F_{wc} = 19,92 \text{ MN}$ a solda é satisfatória.

$F_{ss} = 14,43 \text{ MN} < F_{ws} = 24,64 \text{ MN}$ a solda é satisfatória.

$F_{si} = 3,2 \text{ MN} < F_{wi} = 45,17 \text{ MN}$ a solda é satisfatória.

$F_{sic} = 204,77 \text{ kN} < F_{wic} = 2,93 \text{ MN}$ a solda é satisfatória.

4.3.4.3 Comprimento da perna do filete de solda de união das vigas

Para determinar o comprimento mínimo da perna do filete de solda, utilizou-se a Tabela 20, que determina o comprimento mínimo da perna de solda de filete em relação à espessura do metal base.

Dessa forma, determinaram-se as áreas e forças de acordo com as combinações de ligação considerando-se a menor espessura das chapas e considerando-se a maior tensão aplicada à solda das uniões.

1º) União viga principal – cabeceira – sustentação

Seguindo os mesmos passos do tópico anterior, tem-se:

$$A_e = C_e \times e_g = A_w \quad (4.119)$$

$$\sigma_c \sim \frac{F_s}{A_e} \rightarrow F_s = \sigma_c \times A_e \quad (4.120)$$

$$F_{wrd} = \frac{f_y \times A_g}{\gamma_{a1}} \quad (4.121)$$

$$F_w = \frac{0,6 \times f_w \times A_w}{\gamma_{w2}} \quad (4.122)$$

Em que:

$$\sigma_c = 43,14 \text{ MPa}$$

$$e_g = 6 \text{ mm}$$

$$C_e = 1,694 \text{ m}^2$$

$$A_e = A_w = A_g = 0,010164 \text{ m}^2$$

$$F_{su} = 438.475 \text{ N}$$

$$F_{wrd} = 3,2 \text{ MN}$$

$$F_w = 2,2 \text{ MN}$$

Como a força imposta ao filete de solda é, menor que a força resistente calculada, $438.475 \text{ N} < 2,2 \times 10^6 \text{ N}$, logo a solda dimensionada satisfaz as condições de projeto.

2º) união viga de sustentação – inferior

Seguindo os mesmos procedimentos do item 1, tem-se:

$$A_e = C_e \times e_g = A_w \quad (4.119)$$

$$\sigma_c \sim \frac{F_s}{A_e} \rightarrow F_s = \sigma_c \times A_e \quad (4.120)$$

$$F_{wrd} = \frac{f_y \times A_g}{\gamma_{a1}} \quad (4.121)$$

$$F_w = \frac{0,6 \times f_w \times A_w}{\gamma_{w2}} \quad (4.122)$$

Em que:

$$\sigma_c = 126,245 \text{ MPa}$$

$$e_g = 8 \text{ mm}$$

$$C_e = 1,694 \text{ m}^2$$

$$A_e = A_w = A_g = 0,013552 \text{ m}^2$$

$$F_{su} = 1,711 \text{ MN}$$

$$F_{wrd} = 4,25 \text{ MN}$$

$$F_w = 2,93 \text{ MN}$$

Como a força aplicada sobre a solda é menor do que força resistente de cálculo, $1,711 \times 10^6 \text{ N} < 2,93 \times 10^6 \text{ N}$, logo a solda dimensionada atende as condições de projeto.

4.3.5 Dimensionamento do Sistema de Translação da Estrutura

Após a escolha das vigas que compõem a estrutura, realizou-se a determinação do sistema de translação do mecanismo. Para isto determinam-se as rodas, e o sistema motor-redutor que será empregado para transladar a estrutura. Os critérios utilizados para sua determinação foram baseados na norma NBR 8400 e no método do professor Tamasaukas (2000). O desenho esquemático, conforme Figura 55, do sistema de translação detalha os principais componentes mecânicos a serem dimensionados.

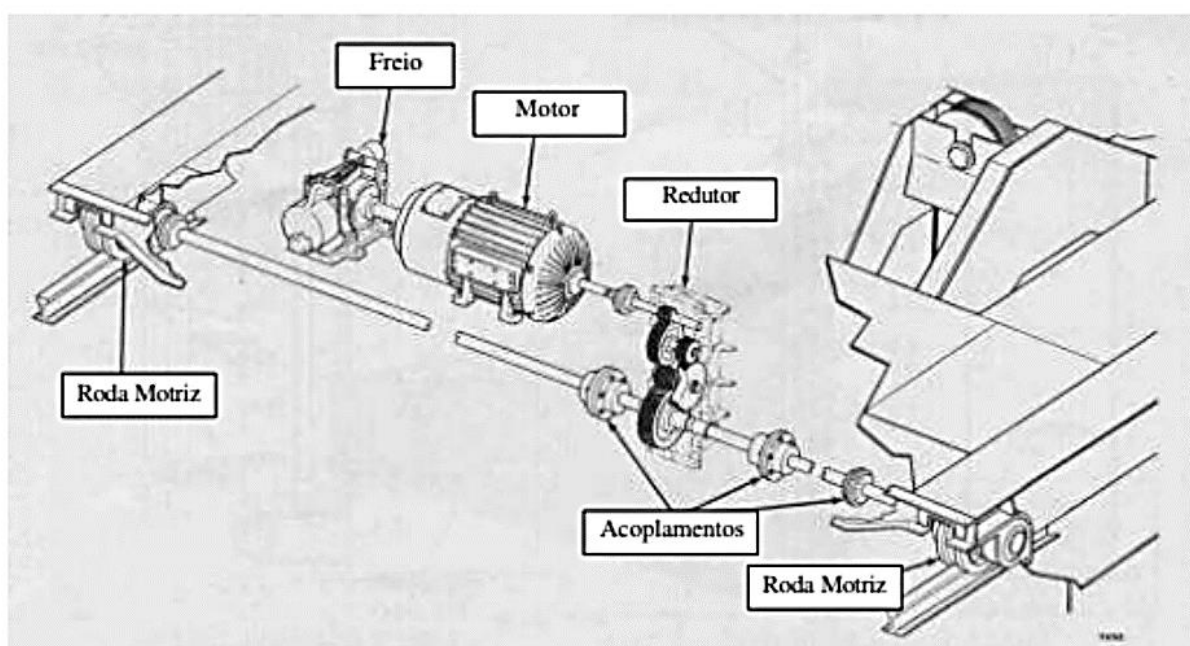


Figura 55 - Sistema de translação do travelift
Fonte: Arthur Tamasauskas (2000)

4.3.5.1 Classe de funcionamento

A NBR 8400-1 apresenta uma tabela para classificação dos mecanismos de diferentes formas e uma delas é a classe de utilização que caracteriza a estrutura de acordo com o seu tempo em operação, ou seja, o tempo médio em horas em que a estrutura estará em movimento.

Como o pórtico irá operar em horários não regulares e de acordo com a solicitação dos associados, uma estimativa de tempo precisa se torna difícil, contudo, com base na demanda média do clube pode-se afirmar que a operação do pórtico será restrita alguns dias e em poucos momentos dos dias.

Tabela 22 - Classe de utilização

Símbolo	Duração total do uso T				
	(h)				
T0			T	<	200
T1	200	<	T	<	400
T2	400	<	T	<	800
T3	800	<	T	<	1600
T4	1 600	<	T	<	3 200
T5	3 200	<	T	<	6 300
T6	6 300	<	T	<	12 500
T7	12 500	<	T	<	25 000
T8	25 000	<	T	<	50 000
T9	50 000	<	T		

Fonte: NBR 8400-1 (2019)

Considerou-se classe de utilização T2 devido à demanda de utilização ser restrita e com uma longa vida útil desejada foi selecionado da Tabela 22.

4.3.4.2 Espectro de carga

O espectro de carga, sugerido pela norma se assemelhar ao espectro da estrutura, pelo qual considera-se que o mecanismo é utilizado em raras ocasiões em

sua capacidade máxima sendo em sua maioria utilizado com cargas consideravelmente reduzidas Classe L1, segundo a Tabela 24.

Tabela 23 – Classes de espectro

Símbolo	Fator de espectro k_m				
		<	k_m	<	
L1		<	k_m	<	0,125
L2	0,125	<	k_m	<	0,250
L3	0,250	<	k_m	<	0,500
L4	0,500	<	k_m	<	1,000

Fonte: NBR 8400-1 (2019)

E a partir das últimas informações obtidas nos tópicos 4.3.4.2 e 4.3.4.2 podem-se determinar o grupo do mecanismo e verifica-se que se enquadra no grupo M1, segundo a Tabela 24.

Tabela 24 - Grupo dos mecanismos

Classe de espectro de carga	Classe de utilização									
	T0	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
L1	M1	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
L3	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8
L4	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8	M8

Fonte: NBR 8400-1 (2019)

4.3.5.3 Dimensionamento das rodas

Segundo a NBR 8400, durante o cálculo das rodas devem ser levados em consideração a carga a ser suportada pela roda, o seu material, o tipo de trilho que compõe o caminho de rolamento, a sua rotação e o grupo de mecanismos em que está enquadrada. Além disso, o dimensionamento consiste em verificar se a roda é capaz de resistir ao carregamento máximo a que deve ser submetida durante a operação normal do equipamento.

A verificação para assegurar o funcionamento normal do equipamento sem sofrer desgaste excessivo consiste em determinar o diâmetro mínimo da roda. E considerando que o mecanismo está classificado no estado de solicitação 1, a equação 4.126 fornece o diâmetro mínimo da roda:

$$D_r \geq \frac{F_r}{b \times P_{lim} \times C_1 \times C_2} \quad (4.123)$$

Em que:

D_r = Diâmetro da roda

F_r = Força atuante em cada roda

b = Boleto do trilho

P_{lim} = pressão limite

C_1 = Coeficiente determinado em função da rotação da roda

C_2 = Coeficiente em função do grupo do mecanismo

Para determinar as cargas médias em cada roda, F_r , consideraram-se as cargas máximas e mínimas conforme a equação 4.2:

$$F_r = \frac{F_{mín} \times 2F_{máx}}{3} \quad (4.124)$$

- Para determinar $F_{mín}$:

$$F_{mín} = \frac{W_p}{n^{\circ} \text{ de rodas}} \quad (4.125)$$

$$F_{mín} = 38.062,8 \text{ N}$$

W_p = peso próprio da estrutura = 157.251,2 N

n° de rodas = 4

Para Determinar o $F_{máx}$:

$$F_{máx} = \frac{W_p}{n^{\circ} \text{ de rodas}} + \frac{\psi \times \text{carga}}{n^{\circ} \text{ de rodas}/2} \quad (4.126)$$

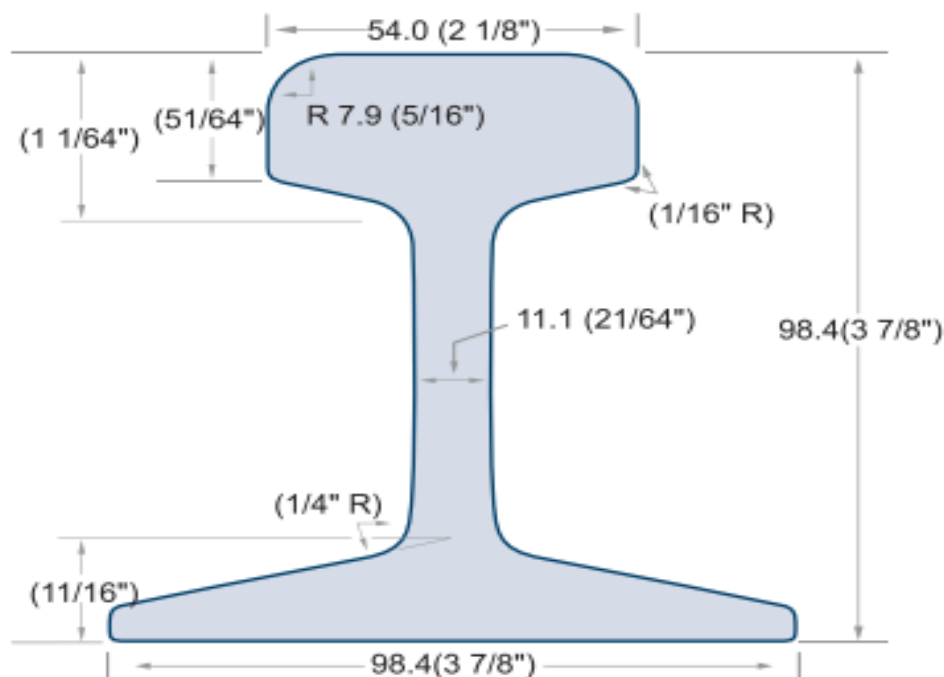
$$F_{\text{máx}} = \frac{157.251,2}{4} + \frac{1,15 \times 117.720}{2}$$

$$F_{\text{máx}} = 105.751,8 \text{ N}$$

Aplicando na equação da força atuante em cada roda, tem-se:

$$F_r = 83.188,8 \text{ N}$$

Para determinar o valor de b, utilizou-se o catálogo da Brasil Trilhos, ilustrado na Figura 56:



Peso teórico	24.8 kg/m (50.0 lb/yda)
Área (A)	31.8 cm ² (4.94 pol. ²)
Momento de Inércia (I _x)	439.1 cm ⁴ (10.5 pol. ⁴)
Módulo de resist. (W): Boleta	81.6cm ³ (5.1 pol. ³)

Figura 56 - Trilho
Fonte: Brasil Trilhos (2024)

Foi selecionado o perfil TR 25 (ASCE 50) com um boleto de 54 mm. E para a determinação da P_{lim} utilizou-se a Tabela 25.

Tabela 25 - Tabela de Pressão Limite

Tensão de ruptura do material para as rodas N/mm	P_L^a N/mm ²	Tensão de ruptura para o trilho N/mm ²
$f_u > 500$	5,00	350
$f_u > 600$	5,60	350
$f_u > 700$	6,50	510
$f_u > 800$	7,20	510
$f_u > 900$	7,80	600
$f_u > 1\ 000$	8,50	700

^a A dureza da superfície de rolamento na profundidade de $0,01 D$ pode ser levada em consideração ao selecionar o valor de P_L .

Fonte: NBR 8400-3 (2019)

O material das rodas é Aço fundido que possui resistência a ruptura $\sigma_r = 600$ MPa, temos pela tabela 26 que $P_{lim} = 5,6$ MPa.

Para determinar o valor de C_2 foi utilizado a Tabela 26 e como o grupo de mecanismo do pórtico é M1 o valor de $C_2 = 1,25$.

Tabela 26 - Valores de C_2

Grupo de classificação do mecanismo	C_2
M1 e M2	1,25
M3 e M4	1,12
M5	1,00
M6	0,90
M7 e M8	0,80

Fonte: NBR 8400-3 (2019)

Para encontrar o diâmetro mínimo da roda, é necessário realizar iterações de utilizando valores do coeficiente C_1 presente na Tabela 27 relacionando-o com a velocidade de translação.

- 1ª iteração para $C_1 = 0,94$:

$$D_r \geq \frac{83.188,8}{54 \times 10^{-3} \times 5,6 \times 10^6 \times 0,94 \times 1,25}$$

$$D_r \geq 0,23412 \text{ m} = 234,12 \text{ mm}$$

- 2ª iteração para $C_1 = 0,91$:

$$D_r \geq \frac{83.188,8}{54 \times 10^{-3} \times 5,6 \times 10^6 \times 0,91 \times 1,25}$$

$$D_r \geq 0,24184 \text{ m} = 241,84 \text{ mm}$$

$$D_r \geq 0,24184 \text{ m} = 241,84 \text{ mm} \cong 250 \text{ mm}$$

Tabela 27 - Valor de C_1 em função do diâmetro e da velocidade

Diâmetro da roda mm	Valores de C_1 para velocidade de deslocamento														
	m/min														
	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125	160	200	250
200	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	–	–	–
250	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	–	–
315	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	–
400	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66
500	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72
630	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77
710	–	1,16	1,14	1,13	1,12	1,1	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89	0,84	0,79
800	–	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82
900	–	–	1,16	1,14	1,13	1,12	1,1	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89	0,84
1 000	–	–	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87
1 120	–	–	–	1,16	1,14	1,13	1,12	1,1	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89
1 250	–	–	–	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91

Fonte: NBR 8400-3 (2019)

Com base no valor obtido, foi selecionada uma roda do fornecedor Alta Industrial, modelo CS-250 com diâmetro de 250 mm, ilustrado na Figura 57.

MODELO / MODEL	ϕ B mm	ϕ D mm	E (mm)								G mm	O mm	P mm	N (min) mm
			TRILHO TR / RAIL TR											
			25	32	37	45	50	52	57	68				
CS-250	280	250	65	72	72	75	75	78	80	85	20	140	110	40
CS-315	350	315	65	72	72	75	75	78	80	85	22.5	160	110	40
CS-400	440	400	65	72	72	75	75	78	80	85	27.5	190	130	60
CS-500	540	500	65	72	72	75	75	78	80	85	32.5	190	130	60
CS-600	650	600	65	72	72	75	75	78	80	85	35	215	130	60
CS-630	680	630	65	72	72	75	75	78	80	85	35	215	130	60
CS-800	850	800	65	72	72	75	75	78	80	85	45	270	130	60
CS-1000	1050	1000	65	72	72	75	75	78	80	85	50	320	130	60

Figura 57 - Roda
Fonte: Alta Industrial (2024)

4.3.5.4 Dimensionamento do motor

De forma geral, máquinas de transporte possuem metade de suas rodas atuando como motoras, o pórtico deste projeto não é uma exceção, pois consideram-se duas rodas motoras do total de quatro, que são utilizadas.

O professor Tamasaukas apresenta os métodos de cálculo para dimensionamento de motores elétricos com base no torque e potência requeridos em duas fases distintas: a fase de regime e a fase de partida, que no final são somadas para determinar a potência mecânica total.

- Determinar a potência mecânica:

$$N_t = \frac{(N_i + N_r)}{k} \times f_1 \times f_2 \times f_3 \quad (4.127)$$

Em que:

N_t = Potência mecânica;

k = Conjugado do motor, se assume = 1,8;

N_r = Potência de regime;

N_i = Potência de partida;

f_1 = Coeficiente da temperatura se maior de 40°C = 0,87;

f_1 = Coeficiente da altitude até 1.000 m = 1;

f_3 = Coeficiente do controle, para sistemas de controle elétricos = 1;

Para determinar a potência mecânica do sistema primeiro tem-se que determinar as potências de regime e partida.

- a) Fase regime: neste ponto a estrutura já saiu da inércia e se encontra com o movimento constante.
- Determinar a potência de regime:

$$N_r = \frac{m \times W_t \times V}{75 \times 60 \times \eta_t} \quad (4.128)$$

Em que:

N_r = Potência de regime;

W_t = Resistência ao rolamento;

V = Velocidade de translação em m/min;

η_t = Rendimento;

- Estimativa η_t :

O sistema possui dois acoplamentos (acoplamento motor-redutor e redutor-roda) e 1 redutor, assim é feita uma estimativa do rendimento total dos acoplamentos.

$$\eta_{\text{redutor}} = 0,90$$

$$\eta_{\text{acoplamento flexível}} = 0,98$$

$$\eta_{\text{motor}} = 0,80$$

$$\eta_t = \eta_{\text{redutor}} \times \eta_{\text{a.f.}}^2 \times \eta_{\text{motor}} \quad (4.129)$$

$$\eta_t = 0,69$$

Substituindo na equação 4.131, tem-se:

$$N_r = 3,28 \text{ cv}$$

b) Fase de partida: este é o momento em que a estrutura sai da inércia.

- Determinar a potência de partida:

$$N_i = \frac{m \times V^2 \times \beta}{g \times 75 \times 60^2 \times t_a \times \eta_t} \quad (4.130)$$

Em que:

N_i = Potência de partida = 5,07 cv

m = Massa a ser deslocada = massa da estrutura + massa da carga

V = velocidade de translação = 37,8 m/min

β = 1 a 1,5 (inércia das massas giratórias 1,2)

t_a = tempo para atingir a fase de regime

η_t = 0,69

g = 9,81 m/s²

Considerando a natureza de operação do equipamento como sendo lenta e de média velocidade na Tabela 27, pode-se obter o tempo para atingir a fase de regime para velocidade de 37,5 m/min.

Tabela 27 - Tempos de aceleração e Acelerações

Velocidade a ser atingida m/s	Velocidade baixa e moderada com deslocamento longo		Velocidade moderada e alta (aplicações normais)		Alta velocidade com acelerações altas	
	Tempo de aceleração s	Aceleração m/s ²	Tempo de aceleração s	Aceleração m/s ²	Tempo de aceleração s	Aceleração m/s ²
4,00			8,0	0,50	6,0	0,67
3,15			7,1	0,44	5,4	0,58
2,50			6,3	0,39	4,8	0,52
2,00	9,1	0,22	5,6	0,35	4,2	0,47
1,60	8,3	0,19	5,0	0,32	3,7	0,43
1,00	6,6	0,15	4,0	0,25	3,0	0,33
0,63	5,2	0,12	3,2	0,19		
0,40	4,1	0,098	2,5	0,16		
0,25	3,2	0,078				
0,16	2,5	0,064				

Fonte: NBR 8400 - 1 (2019)

Assim, tem-se que $t_a = 5,2$ s.

- Determinando a massa a ser transportada:

Entende-se a massa a ser deslocada como a soma da massa da estrutura do equipamento mais a carga de serviço:

$$m = \text{massa da estrutura} + \text{massa da carga}$$

massa das vigas principais = $2 \times 1.540 = 3.080$ kg

massas das vigas de cabeceira = 2×817 kg = 1.634 kg

massa das vigas de sustentação = $4 \times 1.447,88$ kg = 5.791,52 kg

massa das vigas inferiores = $2 \times 2.654,45 = 5.308,9$ kg

massa do carro trolley = $4 \times 183,1$ kg = 732,4 kg

massa da carga = 12.000 kg

$$m = (16.546,82) + (12.000) \quad (4.131)$$

$$m = 28.546,82 \text{ kg}$$

Logo, através da equação 4.130 definiu-se a potência de partida mínima requerida:

$$N_i = \frac{28.546,82 \times 37,5^2 \times 1,2}{9,81 \times 75 \times 60^2 \times 5,2 \times 0,69}$$

$$N_i = 5,07 \text{ cv}$$

E considerando a equação 4.127, tem-se a potência mecânica requerida:

$$N_i = \frac{(3,28 + 5,07)}{1,8} \times 0,87$$

$$N_t = 4 \text{ cv}$$

A potência mínima requerida do motor para o sistema de translação foi de aproximadamente 4cv, como há duas rodas motoras, esse valor foi dividido por dois, assim o motor elétrico escolhido foi o da WEG modelo W22 trifásico de 2cv, cujas especificações constam da Figura 58.

Dados técnicos do motor acoplado ao Redutor	
Tipo do motor	Elétrico Trifásico Weg W22
Potência	2cv (1,5kw)
Rotação por minuto (rpm)	1750 rpm (4Polos)
Tensão elétrica	220/380/440v
Carcaça	90
Caixa de ligação elétrica	Sim no Topo ou na Lateral
Flange de fixação	CDIN140
Forma construtiva	B14
Grau de proteção	IP55W
Corrente Nominal em 220v	5,98Amper
Conjugado Nominal	0,835kgfm
Frequencia	60 Hz
Peso aproximado do Motor	22Kg

Figura 58 - Motor elétrico
Fonte: Liloredutores (2024)

$$k \text{ utilizado} = 1,8 < 2,18 \rightarrow \text{IDEAL} \quad (4.132)$$

Verificando: $t_a = 5,2 \text{ s} < 11 \text{ s}$

A partir da verificação de t_a e do torque admitido anteriormente, verifica-se que o motor atende ao projeto.

4.3.5.5 Dimensionamento do redutor

Para a determinação do redutor acoplado no motor do sistema de translação é necessário levantar especificações mínimas requeridas: a relação de redução, potência nominal, a potência a ser transmitida, as rotações por minuto dos eixos de entrada e saída do redutor e o ciclo operativo da máquina. Além disso, foi necessário estimar um ciclo de operação para determinar o fator de serviço sugerido pelo fabricante. Dessa forma, considerando um cenário de uso mais intenso em um dia de movimento atípico, optou-se pelo fator de serviço de 1,25 para choques moderados para melhor segurança de operação

A seguir tem-se o dimensionamento dos principais parâmetros para a seleção do redutor:

- Relação de redução $(i) = \frac{\text{rotação do motor}}{\text{rotação do eixo de saída}}$ (4.133)

- Rotação no eixo de saída:

$$n_{\text{roda}} = \frac{V}{\pi \times D_r} = \frac{37,8}{\pi \times 0,25} \cong 48,13 \text{ rpm} \quad (4.134)$$

- Relação de redução $= \frac{1750}{48,13} = 36,36 \cong 37$

- Potência transmitida (N_{mec}): é igual a potência de regime.

$$N_{\text{mec}} = N_r = 3,28/2 = 1,14 \text{ cv}$$

- Potência nominal (N): é a potência transmitida vezes o fator de serviço.

$$N = 1,14 \times 1,25 = 1,425 \text{ cv}$$

- Torque:

$$T_r = \frac{\text{Potência nominal}}{\omega} = \frac{1.048 \text{ kW}}{1750 \times 2 \times \pi/60} = 5,72 \text{ N.m} \quad (4.135)$$

Para selecionar um redutor que atenda às necessidades de projeto, faz-se necessária a consulta em catálogo de fabricantes. O escolhido foi o modelo WEG WCG01-75, conforme Figura 59.

Dados técnicos do Redutor de Velocidade

Rotação do Motor acoplado ao Redutor	1750 rpm
Redução do Redutor	40
Rotação na saída do redutor	44rpm
Potência do Motor Acoplado ao Redutor	2cv (1,5kw)
Torque na saída do Redutor	251,6Nm (25,65kgfm)
Força Radial Admissível no Eixo do Redutor	4517N
Capacidade de carga com carretel de 100 milímetros	513kg
Fator de Serviço do Redutor trabalhando com Motor de 2cv	0,9
Este Redutor pode trabalhar até 8 horas por dia	Sim
Pode sofrer partidas com até 10 arranques por horas e carga moderada	Sim
Este Redutor já vai com óleo Lubrificante	Sim ISO VG220
Disposição dos Eixos	Ortogonal
Rendimento	78,38%
Peso aproximado do redutor	8,1kg
Tamanho/Modelo do redutor	WCG01-75
Tipo de Saída do redutor	Eixo Vazado
Diâmetro do Eixo de Saída	28mm
Fixação do Redutor	Carcaça
Código do redutor	WCG01 75 1 1:40 NCJ 90

Figura 59 - Redutor
Fonte: Liloredutores (2024)

4.3.5.6 Freios

Considerando-se os freios da estrutura, optou-se em buscar um disponível no mercado, pois existem fornecedores que disponibilizam esses mecanismos com uma ampla gama de operações.

Para a determinação dos freios é necessário saber o torque máximo de frenagem, ou seja, o torque máximo do motor de translação da estrutura, em posse disso pode-se selecionar no catálogo o freio que melhor atende o projeto. Foi selecionado um freio da empresa VULKAN DRIVE TECH que oferece uma ampla gama de freios para as mais diversas aplicações e o freio da estrutura foi determinado com base no método do professor Tamasaukas descrito a seguir o modelo da linha 650 ($\varnothing = 175 \text{ mm}$ e $N = 90 \text{ N.m}$), Figura 60.

$$T = \frac{71620}{n} x f x N \quad (4.136)$$

Em que:

$T = \text{Torque requerido de frenagem} = 81,85 \text{ N.m}$

$n = \text{rotação do motor} = 1750 \text{ rpm}$

$f = \text{coeficiente para freios, eletromagnéticos} = 1$

$N = \text{potência do motor} = 2 \text{ cv}$

		TABELA I - Seleção dos Freios / TABLE I - Brake Selection												
		Diâmetros dos discos de freio [mm] x Torques de frenagem [Nm] / Brake disc diameter [mm] vs. Braking torque [Nm]												
Freios/Discos Brakes/Discs		175	220	260	315	355	395	445	495	550	625	705	795	995
		65KR 65K	15 25	25 35	30 45	35 55	-	-	-	-	-	-	-	-
5KR 5K 5KE	-	-	-	100 200	115 235	135 270	155 310	180 355	200 400	235 465	-	-	-	-
660 650	45 90	65 125	80 165	100 200	115 235	130 265	150 305	170 345	195 385	225 445	-	-	-	-
545	-	-	-	405	470	540	625	710	805	935	-	-	-	-
645	-	-	-	415	480	550	635	725	815	945	-	-	-	-
5CR 5CL 5I/5IR 54C	-	-	-	105 325	215 380	250 435	290 500	330 570	370 645	430 750	-	-	-	-
SE-5 SE-54 SE-4	-	-	-	325 325	380 615	435 705	500 815	570 925	645 1.050	750 1.215	1.840	2.115	-	-
4C	-	-	-	-	-	-	1.035	1.190	1.360	1.590	1.840	2.115	-	-
3C	-	-	-	-	-	-	1.725	1.985	2.265	2.650	3.065	3.530	-	-
3CS	-	-	-	-	-	-	2.300	2.645	3.020	3.535	4.085	4.700	-	-
3.1C	-	-	-	-	-	-	-	-	4.230	4.950	5.720	6.585	8.510	-
2C	-	-	-	-	-	-	-	-	3.325	3.890	4.495	5.175	6.685	-
1C	-	-	-	-	-	-	-	-	4.680	5.480	6.330	7.290	9.420	-
1.1C	-	-	-	-	-	-	-	-	5.740	6.720	7.760	8.935	11.545	-
OSA	-	-	-	-	-	-	-	-	4.430	5.200	6.025	6.955	9.015	-
30C	-	-	-	-	-	-	-	-	8.860	10.405	12.050	13.905	18.025	-
10C	-	-	-	-	-	-	-	-	12.550	14.740	17.075	19.700	25.535	-
Max. N (1) [rpm]		5.000	4.300	3.600	3.000	2.700	2.400	2.100	1.900	1.800	1.500	1.300	1.200	900

08

A VULKAN se reserva o direito de alterar formas, valores e dimensões construtivas sem prévio aviso.
VULKAN reserves the right to change shapes, values and construction dimensions without prior notice.

(1) Rotação mínima do disco
(1) Maximum disc speed

Figura 60 - Freio
Fonte: Vulkan Drive Tech (2022)

4.3.6 União Parafusada

No projeto, a maioria das junções é soldada devido ao fato de estar prevista a desmontagem do pórtico até o final de sua vida útil, contudo os mecanismos de translação da estrutura, como também os mecanismos de proteção necessitam de

verificações periódicas previstas pelo fabricante e, assim, fazem-se necessárias uniões que possam ser desmontadas sem prejuízo ao equipamento, logo a aplicação de junções parafusadas se apresenta como método ideal.

No projeto foi dimensionada a união do motoredutor à estrutura por ser o mecanismo de maior sollicitação, as demais uniões, por segurança e para melhorar a logística operacional, utilizam os mesmos parafusos.

4.3.6.1 União motoredutor

Na lateral da viga inferior será soldada uma chapa retangular como suporte para o motoredutor onde serão fixados os quatro parafusos na parte superior da carcaça do motoredutor. Os esforços considerados nos parafusos são: o esforço perpendicular ao plano da chapa sendo o vento no conjunto (o conjunto foi considerado como uma viga de caixa fechada), e paralelo o peso próprio do conjunto. A Figura 61 ilustra a união parafusada.

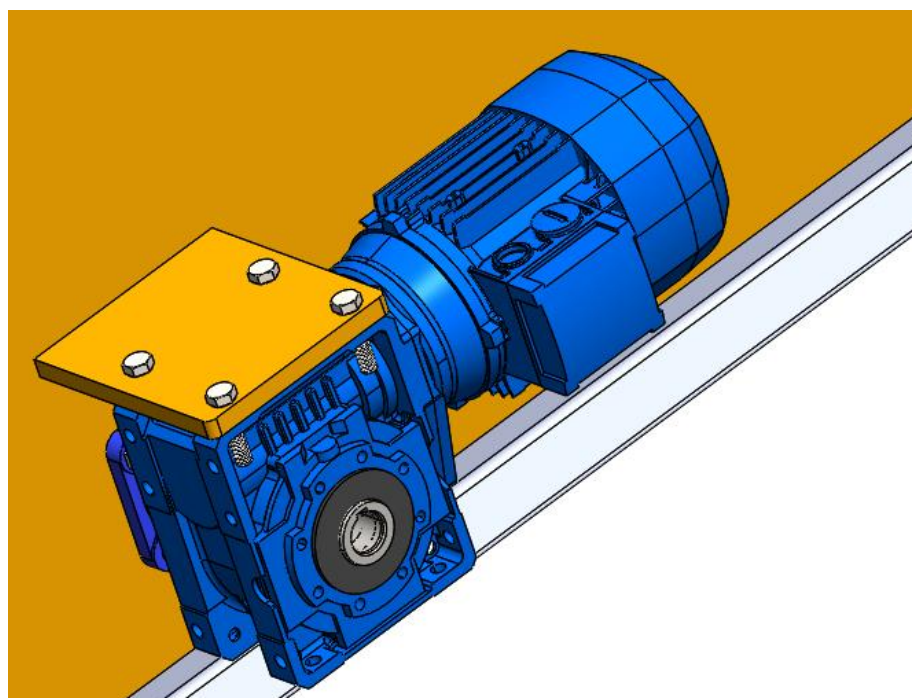


Figura 61 - Suporte do motoredutor
Fonte: Autor (2024)

A seguir determinaram-se os esforços:

$$F_p = M_x \times M_c \times g \quad (4.137)$$

$$F_v = F_{wc} = C \times A \times P_a \quad (4.138)$$

Em que:

M_x = coeficiente de majoração = 1

M_c = massa do conjunto = 30,1 kg

g = 9,81 m/s²

F_p = força paralela ao plano da chapa = 295,3 N

$C = \frac{453,5}{204,7} \sim 1,2$

$A = 0,093 \text{ m}^2$

P_a = a favor da segurança foi considerado o vento fora de serviço = 800 N/m²

F_v = força perpendicular a chapa = 89,3 N

Após a determinação das forças, calcula-se a força exercida por junta, como são duas juntas rateia-se a força por dois e depois calcula-se a força por parafuso. Neste caso, da fixação do redutor na chapa, serão utilizados quatro parafusos.

$$F_{pj} = \frac{F_p}{2} \quad (4.139)$$

$$F_{vj} = \frac{F_v}{2} \quad (4.140)$$

Em que:

F_{pj} = força paralela junta = 295,65 N

F_{vj} = força perpendicular a junta = 44,65 N

$$F_{pp} = \frac{F_{pj}}{4} \quad (4.141)$$

$$F_v = \frac{F_{vp}}{4} \quad (4.142)$$

Em que:

F_{pp} = força por parafuso paralelo na junta = 36,9125 N

F_{vp} = força por parafuso perpendicular a junta = 11,1625 N

Para determinar as características do parafuso, serão utilizadas as recomendações presentes na NBR 8400-2 que está disponível no anexo C.

$$T_a = m \frac{(\mu \times F \times N)}{v_t} \quad (4.143)$$

Em que:

v_t = fator de segurança em relação ao caso do equipamento = 1,33 (Figura 62)

$F = F_{pp} = 36,9125 \text{ N}$

$F_{vp} = N = 11,1625 \text{ N}$

μ = superfícies tratadas = 0,5 (Figura 63)

m = número de planos de atrito = 1

T_a = Força atuando no parafuso = 154,9 N

	Caso I	Caso II	Caso III
Valores de v_E	1,5	1,33	1,1
Tensão admissível σ_a	$\sigma_E/1,5$	$\sigma_E/1,33$	$\sigma_E/1,1$

Figura 62 - Fator de segurança
Fonte: NBR 8400-2 (2019)

Material unido	Superfícies preparadas normalmente (desengraxar e escovar)	Superfícies especialmente preparadas (limpeza por chama, jateamento ou jateamento e pintura especial a base de zinco epóxi ou inorgânico)
Aços: EN 10025S235/S275/S355 ASTM A36/ASTM A 572 GR 50 ou equivalente	0,30	0,50

Figura 63 - Coeficiente de atrito
Fonte: NBR 8400-2 (2019)

Segundo a recomendação da norma NBR 8800 (2008), foi selecionado um parafuso da classe ASTM A325, devido a sua disponibilidade com resistência à corrosão comparável a aços superiores ao escolhido para estrutura, conforme Figura 64.

Especificação	f_{yb} MPa	f_{ub} MPa	Diâmetro d_b	
			mm	pol
ASTM A307	-	415	-	$1/2 \leq d_b \leq 4$
ISO 898-1 Classe 4.6	235	400	$12 \leq d_b \leq 36$	-
ASTM A325 ^a	635 560	825 725	$16 \leq d_b \leq 24$ $24 < d_b \leq 36$	$1/2 \leq d_b \leq 1$ $1 < d_b \leq 1\frac{1}{2}$
ISO 4016 Classe 8.8	640	800	$12 \leq d_b \leq 36$	-
ASTM A490	895	1035	$16 \leq d_b \leq 36$	$1/2 \leq d_b \leq 1\frac{1}{2}$
ISO 4016 Classe 10.9	900	1000	$12 \leq d_b \leq 36$	-

^a Disponíveis também com resistência à corrosão atmosférica comparável à dos aços AR 350 COR ou à dos aços ASTM A588.

Figura 64 - Tabela de parafusos
Fonte: NBR 8800 (2008)

Para determinar a área resistente mínima, utiliza-se:

$$S_p = 0,7 \times \sigma_e \quad (4.144)$$

Em que:

$$\sigma_e = f_{yb} = 635 \text{ MPa}$$

$$S_p = \text{tensão a ser considerada} = 444,5 \text{ MPa}$$

Em posse desse resultado pode-se determinar a área resistente mínima do parafuso.

$$A_r = \frac{T_a}{S_p} \quad (4.145)$$

Em que:

A_r = área resistente mínima requerida do parafuso = 0,35 mm²

A norma NBR 8400-2 apresenta um quadro que relaciona os diâmetros com a seção, conforme Figura 65

Diâmetro do parafuso mm	Área resistente à tração mm ²	Força de tração ^{a)} kN	Torque aplicado N.m	Superfícies preparadas normalmente			Superfícies especialmente preparadas		
				Aços EN 10025 S235/S275/S355 ASTM A36/ASTM A 572 GR 50 ou equivalente			Aços EN 10025 S235/S275/S355 ASTM A36/ASTM A 572 GR 50 ou equivalente		
				μ = 0,30			μ = 0,50		
				Caso I kN	Caso II kN	Caso III kN	Caso I kN	Caso II kN	Caso III kN
10	58	41,7	82,7	8,3	9,4	11,4	13,9	15,7	18,9
12	84,3	60,6	144,0	12,1	13,6	16,5	20,2	22,8	27,5
14	115	82,7	229,0	16,5	18,6	22,5	27,5	31,0	37,6
16	157	113,0	358,0	22,6	25,5	30,8	37,7	42,5	51,4
18	192	138,0	492,0	27,6	31,0	37,6	46,0	51,8	62,7
20	245	176,0	697,0	35,2	39,7	48,0	58,5	66,1	80,0
22	303	218,0	950,0	43,6	49,3	59,7	72,5	82,0	99,0
24	353	254,0	1 200,0	50,8	57,1	69,4	84,5	95,5	115,5
27	459	330,0	1 760,0	66,0	74,2	90,0	110,0	124,0	150,0

Figura 65 - Esforços de montagem por parafuso e por plano de atrito
Fonte: NBR 8400-2 (2019)

Para ser utilizado no projeto, foi selecionado o parafuso do catálogo o mais próximo de 58 mm² de seção resistente e $\varnothing = 10 \text{ mm}$.

O parafuso selecionado foi do catálogo da Walsyma com $\varnothing = 1/2''$ e comprimento total de 1.1/4'', apresentado no Anexo A.

Torque de aperto

Para determinar o torque de aperto será utilizada a norma apêndice C da NBR 8400-2.

$$M_a = 0,0011C \times d_n \times F_t \quad (4.146)$$

Em que:

$C =$ coeficiente aerodinâmico para parafusos $= 0,18$

$d_n = 1/2" = 12,7 \text{ mm} = 0,0127 \text{ m}$

$F_t =$ Esforço de tração $= 154,9 \text{ N}$

$M_a = 3,9 \times 10^{-4} \text{ N.m}$

Como o esforço para sustentar o conjunto motoredutor gera as maiores solicitações, por segurança, foi adotado o mesmo parafuso para as demais uniões parafusadas dos mecanismos.

4.3.7 Sistema de Elevação

Os elementos que compõem o sistema de elevação são equipamentos padronizados já disponíveis no mercado, assim selecionaram-se os componentes como a talha elétrica com carro trole e cinta de amarração em função da sua capacidade nominal de operação e especificações pertinentes a este projeto.

4.3.7.1 Talha elétrica e carro trole

O sistema de elevação contará com quatro unidades móveis de talhas elétricas e carro trole proporcionando assim o movimento de translação na viga para ajuste aos diferentes tamanhos de embarcações.

Para uma operação confiável das talhas, deve ser disposto um sistema de controle central capaz de controlar todas as talhas em simultâneo ou em pares visando

um melhor ajuste do posicionamento de acordo com o comprimento das lanchas. E para auxílio da operação, o equipamento deverá dispor também de sensores e portas lógicas para minimizar os riscos, considerando um cenário em que ocorra uma falha em uma das talhas e as demais deverão ser desativadas para proteção da carga, estrutura e principalmente dos operadores. Portanto, recomenda-se a utilização desses dispositivos de segurança, embora a especificação dos mesmos não esteja no escopo do projeto.

A talha elétrica de corrente com carro trole selecionada foi a da NERM, modelo NERM032SD-L/s com capacidade de 3200 kg e carro trole com capacidade para vigas de até 300 mm de largura. As especificações e o dimensional da talha e carro trole motorizado estão apresentados no Anexo B.

4.3.7.2 Cintas para elevação

Para poder içar as lanchas faz-se necessário o uso de cintas (eslingas), pois as lanchas não possuem pontos em sua estrutura onde possam ser presos ganchos, que permitam o içamento das lanchas. O uso de cintas se torna essencial para que o projeto atinja o seu objetivo e, por isto, serão selecionadas cintas têxteis devido a sua melhor acomodação da carga e menor risco de danos a estruturas das lanchas que serão erguidas.

Para escolher a cinta que melhor atendesse as necessidades do projeto, seguiu-se as recomendações presentes na NBR 15637-1, que trata sobre cintas feitas para elevação de carga. Nesta norma constam classificação, métodos de ensaio, recomendações de uso e armazenagem da cinta.

Com base na norma pela tabela 3 da NBR 15637-1 na página 14, ver Figura 66, pode-se verificar a classificação da cinta que atende o projeto com base na cor e forma como ela será utilizada para erguer carga, dessa forma foi selecionado a cinta de cor marrom que suporta até 6 toneladas na vertical, mesmo considerando que na forma de cesto sua capacidade praticamente dobre por segurança optou-se por selecioná-la para garantir maior segurança na operação.

CMT da cinta	Cor da cinta	Limites de carga de trabalho								
		t								
		Elevação vertical	Elevação da força	Elevação em cesto		Cinta com duas pernas		Cintas com três e quatro pernas		
				Vertical	β de 7° a + 45°	β de 46° a + 60°	β de 7° a + 45°	β de 46° a + 60°	β de 7° a + 45°	β de 46° a + 60°
		FU ^a = 1	FU = 0,8	FU = 2	FU = 1,4	FU = 1	FU = 1,4	FU = 1	FU = 2,1	FU = 1,5
1,0	Violeta	1,0	0,8	2,0	1,4	1,0	1,4	1,0	2,1	1,5
2,0	Verde	2,0	1,6	4,0	2,8	2,0	2,8	2,0	4,2	3,0
3,0	Amarela	3,0	2,4	6,0	4,2	3,0	4,2	3,0	6,3	4,5
4,0	Cinza	4,0	3,2	8,0	5,6	4,0	5,6	4,0	8,4	6,0
5,0	Vermelha	5,0	4,0	10,0	7,0	5,0	7,0	5,0	10,5	7,5
6,0	Marrom	6,0	4,8	12,0	8,4	6,0	8,4	6,0	12,6	9,0
8,0	Azul	8,0	6,4	16,0	11,2	8,0	11,2	8,0	16,8	12,0
10,0	Laranja	10,0	8,0	20,0	14,0	10,0	14,0	10,0	21	15,0
> 10	Laranja	b	b	b	b	b	b	b	b	b

^a FU = Fator de uso para carregamento simétrico. A tolerância para o ângulo de trabalho de uma cinta é de no máximo de + 6° com a vertical.
 NOTA Acima de 10 t todas as cintas são de cor laranja, seguindo o FU correspondente conforme a forma de elevação.

Figura 66 - Limites de carga e cor de trabalho de cintas
 Fonte: NBR 15637-1 (2008)

Após a identificação das cores seguiu-se as recomendações do anexo A da norma sobre utilização, que apresenta outras informações a serem consideradas na escolha da cinta, como as dimensões da carga, sua forma e peso. Assim, foi selecionada uma cinta do tipo sling 7:1 de poliéster da empresa FITACABO apresentada nas Figura 67 e Figura 68.

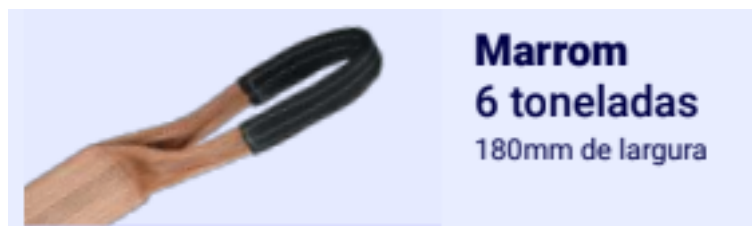


Figura 67 - Modelo e cor da cinta selecionada
Fonte: Catálogo FITACABO (2023)

		Capacidade [kg]		
		Dupla		
		I	U	8
Cores	Largura	Vertical	Basket	Choker
	30 mm	1.000	2.000	800
	60 mm	2.000	4.000	1.600
	90 mm	3.000	6.000	2.400
	120 mm	4.000	8.000	3.200
	150 mm	5.000	10.000	4.000
	180 mm	6.000	12.000	4.800
	240 mm	8.000	16.000	6.400
	300 mm	10.000	20.000	8.000

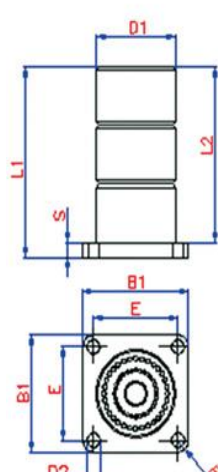
Figura 68 - Catálogo de cintas Sling 7:1
Fonte: Catálogo FITACABO (2024)

4.3.8 Dispositivos Mecânicos

Neste tópico constam os dispositivos mecânicos auxiliares utilizados para garantir uma maior estabilidade e segurança operacional do *travelift* para minimizar riscos de acidentes, danos aos operadores e lanchas e as estruturas do clube.

- Parachoque

Os parachoques com auxílio de batentes desempenham um papel essencial absorvendo impacto, vibração e atuando como barreiras físicas ao longo dos trilhos impedindo que o *travelift* ultrapasse os limites do caminho de rolamento. O modelo selecionado para o projeto foi o CS-13 da Alta Industrial, ilustrado na Figura 69.



TIPO TYPE	REF. REF.	D1 mm	L1 mm	L2 mm	S mm	B1 mm	E mm	D2 mm	R mm	PESO WEIGH Kg
1	CS-10	80	130	120	10	10	80	14	10	1.3
	CS-11	100	160	150	10	125	100	14	10	1.9
	CS-12	125	202	190	12	160	125	18	15	3.8
	CS-13	160	252	240	12	200	160	18	15	6.7
	CS-14	200	314	300	14	250	200	22	15	12.6
	CS-15	250	390	375	15	320	250	22	15	23.1
	CS-16	315	491	475	16	405	315	22	-	42.8
	CS-17	400	620	600	20	506	400	26	-	85.5
	CS-18	500	770	750	20	638	500	26	-	152.3
CS-19	600	920	900	20	738	600	26	-	238.3	
2	CS-20	80	90	80	10	10	80	14	10	1.2
	CS-21	100	110	100	10	125	100	14	10	1.7
	CS-22	125	137	125	12	160	125	18	15	3.3
	CS-23	160	172	160	12	200	160	18	15	5.7
	CS-24	200	214	200	14	250	200	22	15	10.6
	CS-25	250	265	250	15	320	250	22	15	19.4
	CS-26	315	333	315	16	405	315	22	-	35.3
	CS-27	400	420	400	20	506	400	26	-	70.4
	CS-28	500	520	500	20	638	500	26	-	122.8
	CS-29	600	636	616	20	738	600	26	-	188.9
3	CS-30	80	50	40	10	10	80	14	10	0.9
	CS-31	100	60	50	10	125	100	14	10	1.4
	CS-32	125	75	63	12	160	125	18	15	3.2
	CS-33	160	92	80	12	200	160	18	15	4.7
	CS-34	200	114	100	14	250	200	22	15	8.7
	CS-35	250	140	125	15	320	250	22	15	15.7
	CS-36	315	174	158	16	405	315	22	-	28.0
	CS-37	400	220	200	20	506	400	26	-	55.3
	CS-38	500	270	250	20	638	500	26	-	93.4
	CS-39	600	320	300	20	738	600	26	-	136.5

Figura 69 - Parachoque
Fonte: Catálogo Alta Industrial (2024)

- Guia de rolete

Tem como principal função evitar o desalinhamento e desnivelamento dos trilhos do caminho de rolamento, sendo este a maior causa de desgaste das rodas, assegurando que em caso de quebra de uma das rodas a viga inferior sobre a qual a roda está posicionada se manterá sobre o trilho garantido a estabilidade da estrutura do pórtico. O guia de rodas selecionado foi o roscado de alta carga STL, plano com vedação e diâmetro do rolo de 1-1/4", ilustrado na Figura 70.

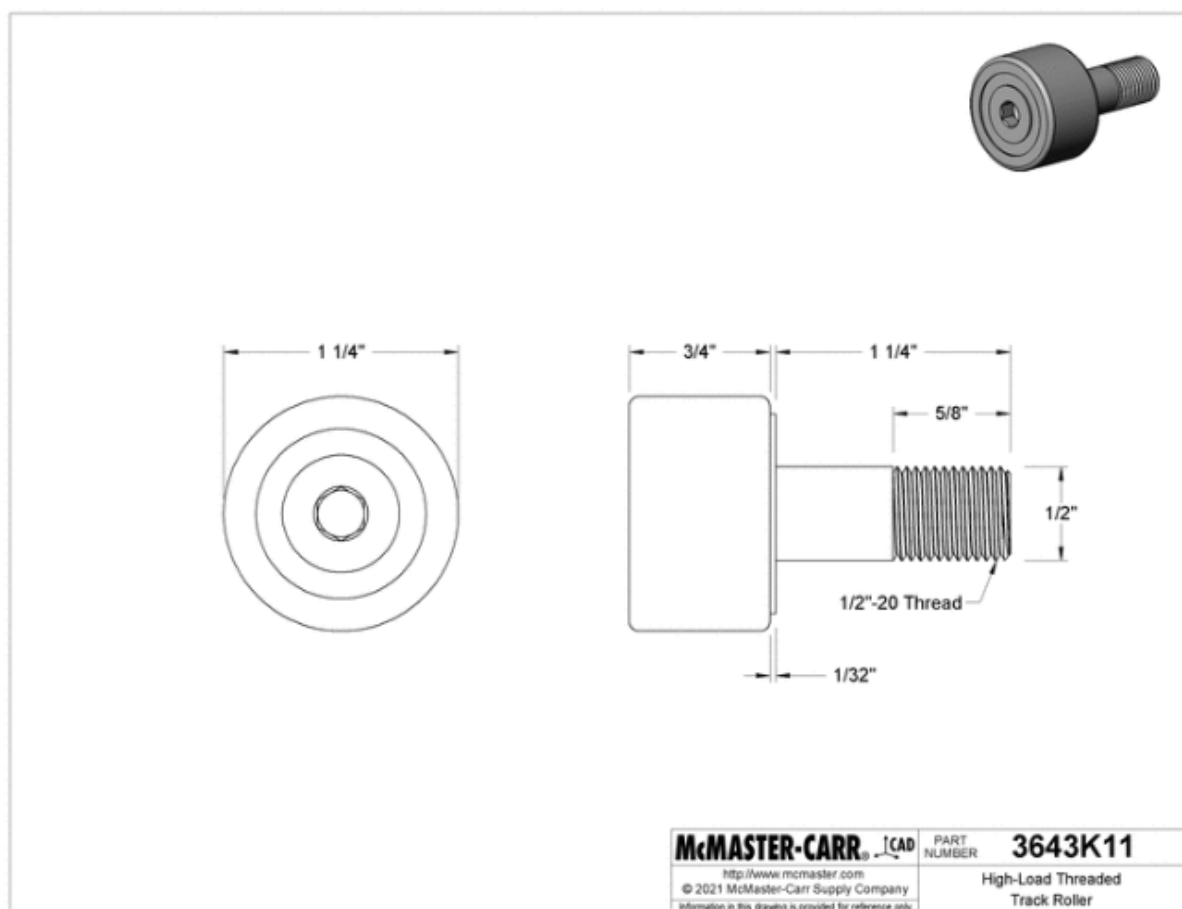


Figura 70 - Guia de rodas de 1-1/4"
Fonte: McMaster (2024)

4.3.9 Corrosão

Proteger estruturas de aço dos efeitos da corrosão visa garantir a segurança e a eficiência da operação da estrutura durante o período de sua vida útil, segundo a NBR 8800 a escolha do sistema ou dos sistemas mais adequados de proteção não é uma tarefa fácil devido à grande diversidade de opções a serem avaliadas de acordo com as condições para sua aplicação, é de suma importância a análise do ambiente e seu microclima onde a estrutura seria instalada, assim como, a durabilidade requerida, aparência e redução das manutenções e os custos por ela gerados.

Realizar o correto dimensionamento do sistema de proteção anticorrosiva da estrutura foge do escopo do trabalho, contudo como recomenda a NBR 8800 o trabalho em seu início considerando sua importância escolheu a viga, o tipo de aço com essa preocupação onde seguindo as recomendações do catálogo da viga principal.

Para preparação da estrutura para operação em uma área de marinha, inicialmente realiza-se um jateamento do metal quase branco ($S_a 2\frac{1}{2}$), após isso uma tinta de fundo epóxi rico em zinco, tinta intermediária epóxi, tinta de acabamento poliuretano acrílico alifático, para a qual a durabilidade estimada da proteção é de mais de 15 anos.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo desenvolver uma solução para um problema real de engenharia, em que foi considerado todo projeto de um pórtico rolante adaptado para um sistema de movimento de embarcação, *Travelift*. Realizou-se uma revisão bibliográfica da literatura e normas técnicas sobre MET, além de catálogos e outros projetos semelhantes para gerar uma solução que atendesse a demanda do Clube Náutico de forma segura e eficiente.

O uso do modelo unificado de projeto de produto possibilitou uma abordagem mais sistemática para a gerar concepção dessa máquina de elevação. Além disso, com os cálculos de engenharia para dimensionamento da estrutura, foi possível gerar as especificações para um pórtico que atenda as atividades logísticas de um clube náutico: elevar, transportar, lançar e retirar da água de maneira satisfatória.

Foi realizado o dimensionamento da estrutura combinando as informações de máxima tensão admissível com o módulo estático de resistência utilizando as recomendações e verificações presente na ABNT NBR 8800 (2008) para determinar a deformação máxima permitida. E assim determinar o momento de inércia mínimo da viga principal da estrutura. Em paralelo, realizou-se as verificações de segurança previstas pela ABNT NBR 8400 (2019) para garantir que o Pórtico não falha por ultrapassar a tensão de escoamento, a tensão crítica de flambagem global e localizada. Os resultados apresentados foram satisfatórios, as tensões de ruptura na estrutura não ultrapassaram a tensões admissíveis. Além disso, realizou-se a verificação de tombamento, o que resultou em aumento do peso mínimo da estrutura para evitar esse risco, resultou-se em seleção de chapas mais robustas para as vigas de sustentação e inferior garantindo assim sua estabilidade, visto que o clube dispõe de pouco espaço para estruturas auxiliares de apoio.

Considera-se esse trabalho acadêmico sem responsabilidades junto ao CREA, uma proveitosa oportunidade de desenvolver os conhecimentos aprendidos ao longo de todo o curso de engenharia mecânica, os conhecimentos das disciplinas de resistência dos materiais, elementos de máquinas, máquinas de transporte e desenho de máquinas foram particularmente relevantes, podendo assim entender o processo complexo de desenvolvimento de um projeto real de engenharia.

Contudo, tal complexidade abre espaço para desenvolvimento de novos estudos complementares que viabilizem a execução deste projeto, assim recomenda-se alguns temas para trabalhos futuros:

- Estudo para adequação das dependências do clube para instalação da estrutura do pórtico rolante.
- Análise estrutural pelo método de elementos finitos.
- Estudo de dimensionamento para um sistema de proteção contra a corrosão.
- Seleção de sensores e dispositivos de segurança para este tipo de equipamento.
- Estudo da viabilidade dos custos para implementação do projeto.
- Análise da influência da força dos ventos em outras condições de operação.

REFERÊNCIAS

- ALTA INDUSTRIAL. **Catálogo de rodas.** Disponível em <<https://www.altaindustrial.com.br/Portugues/conteudo/160/179/rodas.html>> Acesso em: 20 jun. 2024
- ALTA INDUSTRIAL. **Parchoques características técnicas.** Disponível em <<https://www.altaindustrial.com.br/Portugues/conteudo/162/0/parchoques---caracteristicas-tecnicas.html>> Acesso em: 28 jun. 2024
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE CONSTRUTORES DE BARCOS. **Indústria náutica brasileira: fatos e números.** Rio de Janeiro: Sebrae, 2012.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15637-1:** Cintas têxteis para elevação de carga Parte 1: Cintas planas manufaturadas, com fitas tecidas com fios sintéticos de alta tenacidade formados por multifilamentos. ABNT, Brasil, 2008.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8400 - 1:** Equipamentos de elevação e movimentação de carga – Regras para projeto Parte 1: Classificação e cargas sobre as estruturas e mecanismos. ABNT, Brasil, 2019.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8400-2:** Equipamentos de elevação e movimentação de carga – Regras para projeto Parte 2: Verificação das estruturas ao escoamento fadiga e estabilidade. ABNT, Brasil, 2019.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8400-3:** Equipamentos de elevação e movimentação de carga – Regras para projeto Parte 3: Verificação à fadiga e seleção de componentes dos mecanismos. ABNT, Brasil, 2019.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8800:** Projeto de estruturas de aço e de estruturas mistas de aço e concreto de edifícios. ABNT, Brasil, 2008.
- BACK, Nelson; OGLIARI, André; DIAS, Acires; SILVA, Jonny C. **Projeto Integrado de Produtos: planejamento, concepção e modelagem.** São Paulo: Manole, 2008;
- Brasil Trilhos. **Catálogo de trilhos.** Disponível em: <[Brasil Trilhos](#)>. Acesso em: 24 abril 2024.
- BRASIL, Haroldo Vinagre. **Máquina de Levantamento.** Rio de Janeiro: Editora Guanabara S.A, 1985. 234 p.
- BUENO, Yago Petry et al. **Projeto de um dique flutuante para embarcações de recreio.** 2018.
- FITA CABO. **Catálogo de produtos.** Disponível em: <fitacabo.com.br>. Acesso em: 23 nov. 2023
- GERDAU. **Catálogo Perfil I (W) e H (HP) – Estruturais Informações Técnicas.** Disponível em: <<https://mais.gerdau.com.br/tag/construcao-metalica/?type=catalogos-e-manuais>>. Acesso em: 9 nov. 2023.

HIBBELER R. C. **Resistência dos materiais**. Tradução de Joaquim Pinheiro da Silva, 5. Ed. Pearson Prentice Hall, São Paulo, Brasil, 2004.

KITO. **Catálogo talha e trole**. Disponível em: <kito.com.br/download/2021/05/24/8cewbmc4hf_EREDKDB1203_03_.pdf>. Acesso: 08 maio 2024.

Lilo Redutores. **Catálogo de Motores e motoredutor**. Disponível em: <<https://www.liloredutores.com.br/motoredutor-wcg01-com-motor-de-2cv-e-44rpm-weg-cestari-trifasico-140-ncj/prod-10323784/>>. Acesso em: 08 maio 2024.

McMASTER-CARR. **Catálogo de Alta carga Roletes de esteira roscados**. Disponível em: <mcmaster.com/products/rollers/track-rollers~/high-load-threaded-track-rollers/roller-profile~flat/>. Acesso em: 05 ago 2024

MICHELS, Edun. **Projeto detalhado de uma máquina de elevação e transporte**. Trabalho final de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Faculdade Horizontina, Horizontina, 2012.

Ministério do Turismo – **PRODUTO 2.1 – RELATÓRIO CONSOLIDADO DE BENCHMARKING E DEFINIÇÃO DAS TIPOLOGIAS DE INFRAESTRUTURAS DE APOIO NÁUTICO**: Estudos e projetos voltados à melhoria da infraestrutura do turismo náutico no Brasil, 2022.

Ministério do Turismo – **TURISMO NÁUTICO**: Orientações Básicas, 3ª Edição, 2010.

PAHL, G. e BEITZ, W. **Projeto na engenharia**. 6ª ed. São Paulo: Blucher. 2005

ROZENFELD, H. et at. **Gestão de desenvolvimento de produtos: uma referência para melhoria do processo**. São Paulo: Editora Saraiva, Brasil, 2006.

RUDENKO, N. **Máquinas de elevação e transporte**. Tradução de João Plaza. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, Editora S.A., Brasil, 1976.

SEIXAS, Andrei Righi. **Projeto de pórtico rolante para movimentação de transformadores no Instituto de Redes Inteligentes (INRI)**. 2020.

SHIGLEY, J. E., BUDYNAS, R. G., KEITH, J. N. **Elementos de máquinas de Shigley**. 10. Ed. Porto Alegre: AMGH, 2016.

SILVA, Leonardo Cândido da. **Dimensionamento de equipamento para transporte de cargas-pórtico dupla viga em balanço**. 2016

TAMASAUSKAS, Arthur. **Metodologia do Projeto Básico de Equipamentos de Manuseio e Transporte de Carga – Ponte Rolante – Aplicação não siderúrgica**. 125 f. Dissertação – Mestrado em engenharia mecânica – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo. 2000.

VULKAN. **Freios eletromagnéticos a disco**. Disponível em <acoplamentosfacil.com.br>. Acesso em: 20 nov. 2023.

WALSYMA. **Catálogo de parafusos**. Disponível em <<https://walsyma.com.br>> Acesso em: 04/07/2024

ANEXO A - PARAFUSO ASTM A325

PARAFUSO A325



INFORMAÇÕES TÉCNICAS

ASTM A325 – Tipo 1
 Dimensões: ASME B18.2.6
 Rosca: UNC / UN – ASME B 1.1 – 2A
 Material: Aço liga médio carbono
 Acabamento: Oxidado preto

APLICAÇÕES

Fixação de estruturas metálicas na construção de edifícios, galpões industriais, pontes, viadutos, passarelas, estádios de futebol, torres para antenas de TV, torres para transmissão de energia elétrica e outros.

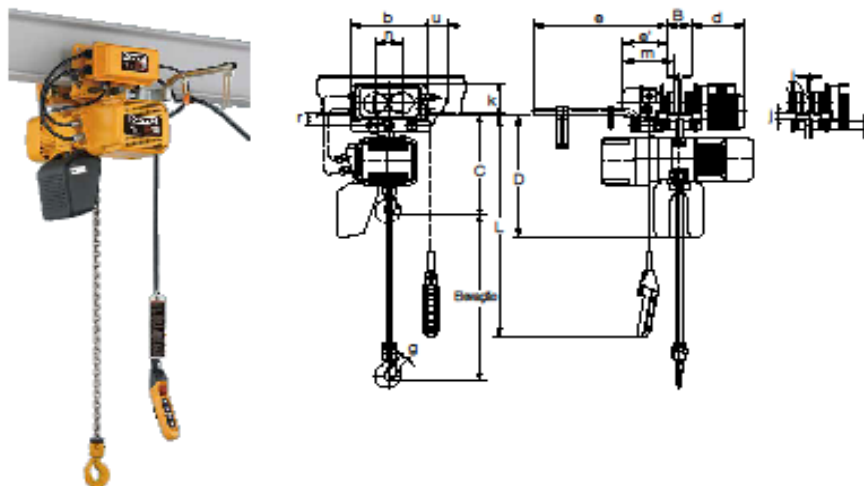


CÓDIGO	Ø ROSCA X COMPR.	FPP	ALTURA MÁX. (mm)	COMPR. DA ROSCA	CHAVE
363100	1/2" x 1.1/4"	13 UNC	8,20	1"	7/8"
363101	1/2" x 1.1/2"	13 UNC	8,20	1"	7/8"
363102	1/2" x 1.3/4"	13 UNC	8,20	1"	7/8"
363103	1/2" x 2"	13 UNC	8,20	1"	7/8"
363104	5/8" x 1.3/4"	11 UNC	10,24	1 1/4"	1 1/16"
363105	5/8" x 2"	11 UNC	10,24	1 1/4"	1 1/16"
363106	5/8" x 2.1/4"	11 UNC	10,24	1 1/4"	1 1/16"
363107	5/8" x 2.1/2"	11 UNC	10,24	1 1/4"	1 1/16"
363108	5/8" x 2.3/4"	11 UNC	10,24	1 1/4"	1 1/16"
363109	5/8" x 3"	11 UNC	10,24	1 1/4"	1 1/16"
363110	3/4" x 1.3/4"	10 UNC	12,27	1 3/8"	1 1/4"
363111	3/4" x 2"	10 UNC	12,27	1 3/8"	1 1/4"
363112	3/4" x 2.1/4"	10 UNC	12,27	1 3/8"	1 1/4"
363113	3/4" x 2.1/2"	10 UNC	12,27	1 3/8"	1 1/4"
363114	3/4" x 2.3/4"	10 UNC	12,27	1 3/8"	1 1/4"
363115	3/4" x 3"	10 UNC	12,27	1 3/8"	1 1/4"
363116	7/8" x 2"	9 UNC	14,30	1 7/16"	1 1/2"
363117	7/8" x 2.1/4"	9 UNC	14,30	1 7/16"	1 1/2"
363118	7/8" x 2.1/2"	9 UNC	14,30	1 7/16"	1 1/2"
363119	7/8" x 2.3/4"	9 UNC	14,30	1 7/16"	1 1/2"
363120	7/8" x 3"	9 UNC	14,30	1 7/16"	1 1/2"
363121	7/8" x 3.1/4"	9 UNC	14,30	1 7/16"	1 1/2"
363122	7/8" x 3.1/2"	9 UNC	14,30	1 7/16"	1 1/2"
363123	7/8" x 3.3/4"	9 UNC	14,30	1 7/16"	1 1/2"
363124	7/8" x 4"	9 UNC	14,30	1 7/16"	1 1/2"
363125	1" x 2.1/4"	8 UNC	15,93	1 3/4"	1 5/8"
363126	1" x 2.1/2"	8 UNC	15,93	1 3/4"	1 5/8"
363127	1" x 2.3/4"	8 UNC	15,93	1 3/4"	1 5/8"
363128	1" x 3"	8 UNC	15,93	1 3/4"	1 5/8"
363129	1" x 3.1/4"	8 UNC	15,93	1 3/4"	1 5/8"
363130	1" x 3.1/2"	8 UNC	15,93	1 3/4"	1 5/8"
363131	1" x 3.3/4"	8 UNC	15,93	1 3/4"	1 5/8"
363132	1" x 4"	8 UNC	15,93	1 3/4"	1 5/8"
363133	1" x 4.1/2"	8 UNC	15,93	1 3/4"	1 5/8"
363134	1" x 5"	8 UNC	15,93	1 3/4"	1 5/8"

ANEXO B - TALHA DE CORRENTE COM TROLE

NERM Talha de Dupla Velocidade **Inversor** - Trole de Única Velocidade **contator**

com Trole Motorizado



Especificações

Capacidade (t)	Código do Produto	Elevação Padrão (m)	Cabo de Botelins L (m)	Velocidade de Elevação (m/min)	Velocidade de Translação (m/min)	Motor de Elevação Trifásico-60 Hz			Motor do Trole Trifásico-60 Hz			Ajuste da Larg. do Flange B (mm)		Raio Mín. de Curvat. (mm)	Corrente de Carga β Node (m) x Tramos	Classificação ISO/FEM /ASME	Peso Líquido (kg)	Peso adicional p/ cada 1m de corrente (kg)
						Pot. (kw)	Corrente Nominal (A)		Pot. (kw)	Corrente Nominal (A)		Padrão	Opção					
125kg	(N)ERM001HD-L/S			16.6/2.8		0.56	4.0	2.7							4.3x1		59	0.42
250kg	(N)ERM003SD-L/S			10.8/1.8		0.9	5.3	3.6								M5/3m /H4	69	
	(N)ERM003HD-L/S		15.7/2.6															
500kg	(N)ERM005LD-L/S			4.5/0.8		0.56	4.0	2.7				58 a 153	154 a 305	800		6.0x1	65	0.81
	(N)ERM005SD-L/S		8.5/1.4															
1	(N)ERM010LD-L/S	6.0	6.0	4.2/0.7	L=12 S=24				0.4	3.0	2.2					7.7x1	79	1.33
	(N)ERM010SD-L/S																8.2/1.4	
1.6	(N)ERM016SD-L/S			5.3/0.9		1.8	8.8	5.1									117	
2	(N)ERM020LD-L/S			4.3/0.7								82 a 178	179 a 305			10.2x1	118	2.3
	(N)ERM020SD-L/S		8.2/1.4	134														
2.5	(N)ERM025SD-L/S			6.6/1.1		3.5	16.2	9.2						1000		11.2x1	158	2.8
3.2	(N)ERM032SD-L/S			5.2/0.9													10.2x2	
5	(N)ERM050SD-L/S			3.3/0.6					0.75	4.8	3.3	100 a 178	1800		11.2x2	206	5.6	

Dimensões (mm)

Capacidade (t)	Código do Produto	Altura Construtiva C	D	b	d	e	e'	g	i	j	k	m	n	r	t	u
125kg	(N)ERM001HD-L/S	375	450													
250kg	(N)ERM003SD-L/S															
	(N)ERM003HD-L/S							27								
500kg	(N)ERM005LD-L/S	395	510	315	220	515	179		95	22	130	205	109	51	31	83
	(N)ERM005SD-L/S															
1	(N)ERM010LD-L/S	435	550													
	(N)ERM010SD-L/S							31								
1.6	(N)ERM016SD-L/S	505														
	(N)ERM020LD-L/S	570	630	325	225	520	184		110	27	125	212	118	60	36	76
	(N)ERM020SD-L/S	585														
2.5	(N)ERM025SD-L/S	620	830													
3.2	(N)ERM032SD-L/S	765	900	340	228	521	188		125	29	131	215	132	68	43	70
5	(N)ERM050SD-L/S	840	910	400	281	528	192	47	140	44	145	233	150	86	54	56

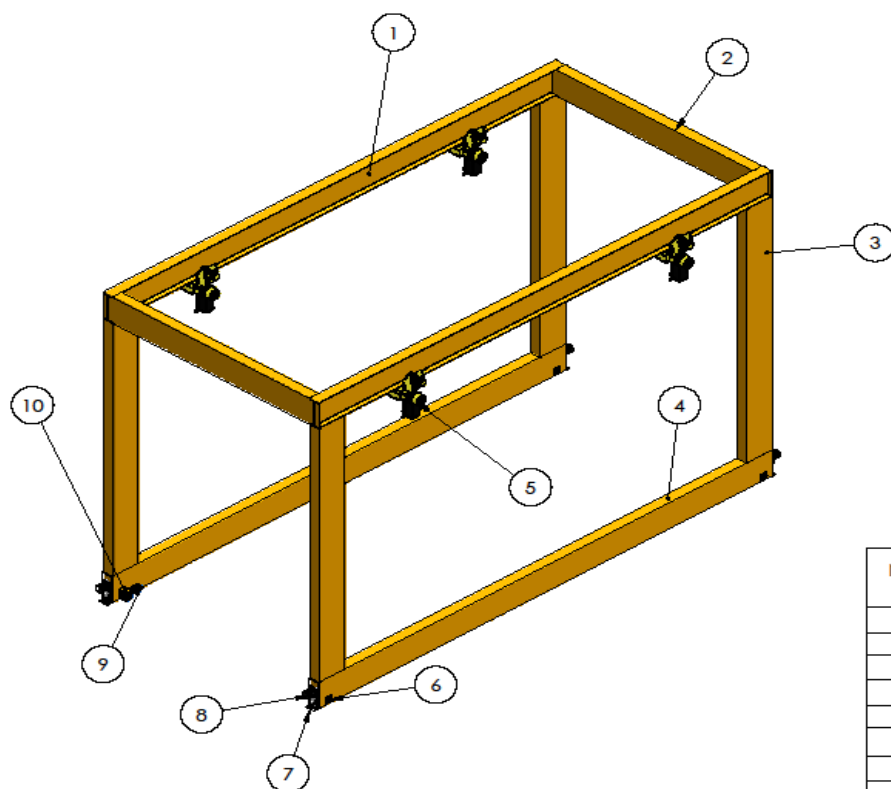
APÊNDICE A - MATRIZ QFD (QUALITY FUNCTION DEPLOYMENT)

VC	Requisitos de Produto - (How's) →	Capacidade nominal de elevação	Altura de elevação	Distância de deslocamento	Vida útil	Taxa de falhas	Pouco esforço do operador	Sistema de fim de curso	Dispositivos de segurança	Atender as normas técnicas nacionais pertinentes	Proteção contra corrosão	Suportar os esforços do vento	Processos de fabricação usuais	Montagem acessível	União mecânicas descomplicadas	Comando simples	Manutenção acessível	Dimensões adequadas	Tolerâncias adequadas	Material anticorrosivo	Material padronizado	Velocidade de elevação da embarcação	Velocidade de deslocamento do pórtico	Compatível com a rede elétrica local	Sistema de acionamento
	Requisitos de Cliente - (What's) ↓																								
5	Projeto de simples execução	3	1	1	3	1	1	1	1	9	3	3	3	3	9	3	3	3	3	3	9	3	1	9	1
3	Manufatura simples	3	1	1	1			1		3	1		9	9	3			1	9		9				
3	Componentes de fácil acesso mercadológico	3	1	3	1					3	1		9	3	9		9	1		1	9				3
3	Montagem simples	1											1	9	9		9		9		3			1	
8	Ser capaz de resistir ao ambiente corrosivo	3			9	9					9									9					
9	Ser capaz de erguer a lancha de até 12 ton	9	9	1	3		9		3		3	9										3	1		
2	Ser compacto	1	9	1								3			1										
9	Ser seguro	9	3	1	3	9	1	9	9	9	9	1	1							3		3	3		1
1	Inexigibilidade de conhecimento técnico p/ operar	1	1	1			3								9								1	9	
10	Ser estável	9	3	1	3			3	3	9		9										3	3		
1	Manutenção de fácil execução				3	1	1							1	9		9				3				
5	Baixo frequência de manutenção				3	3					3			1	1		9		1	1	9				
8	Ser confiável	9	1	3	9	9	1	9	9	3	9	9				1		1		3	1	1	1	1	
5	Utilizar peças padronizadas	1	3	3	1	3		1	1	1	3			9	3		9	1			9				1

Grau de Relacionamento:			
9	3	1	
Forte	Média	Fraca	Nula

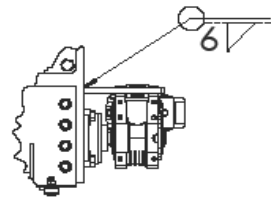
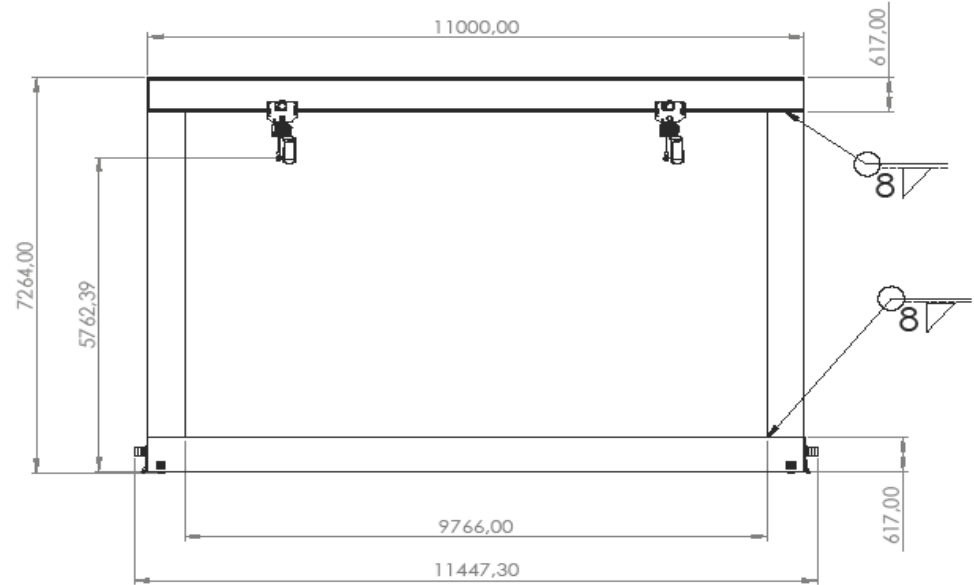
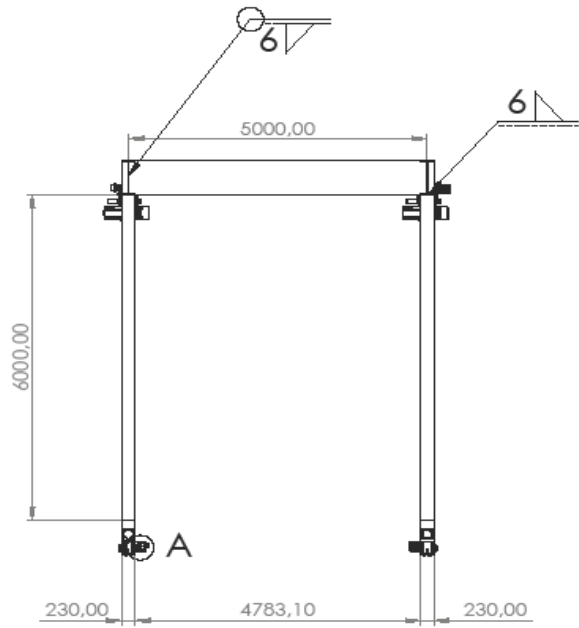
Importância do requisito de projeto	392	191	87	272	261	107	196	220	263	303	345	81	138	139	32	168	34	74	146	209	107	79	57	37
Ordem	1	10	17	4	6	15	9	7	5	3	2	18	14	13	24	11	23	20	12	8	15	19	21	22

APÊNDICE B - DESENHOS AUXILIARES




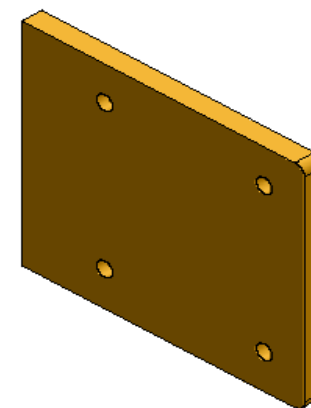
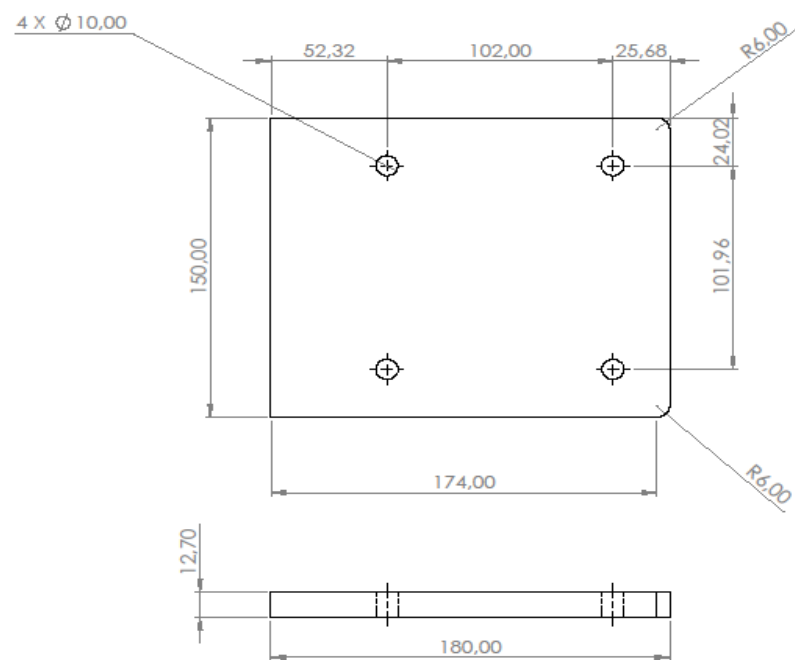
Nº DO ITEM	NOME	DESCRIÇÃO	QTD.
10	Suporte do motoredutor	Aço ASTM 572 grau 50	2
9	Motoredutor	WCG01- WEG Cestari 2cv	2
8	Parchoque	CS-13	4
7	Suporte guia de rolete	Aço ASTM 572 grau 50, 1-1/4"	4
6	Mancal de rolamento	UCF210	4
5	Talha elétrica e trole	KITO(N)ERM032S-L/S	4
4	Viga inferior	Aço ASTM 572 grau 50	2
3	Viga de sustentação	Aço ASTM 572 grau 50	4
2	Viga de cabeceira	Aço ASTM 572 grau 50	2
1	Viga principal	Perfil I - aço ASTM 572 grau 50	2

ALUNO	Fabrício Silva, Matheus Barta			
PROF	Leydervan Xavier, Ricardo Aguiar			
Data	20/08/2024	VISTO		
Esc.:	TÍTULO	UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA Nº
1: 50	DESENHO DE CONJUNTO	NÚMERO DO DESENHO		

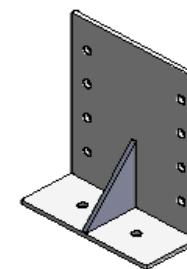
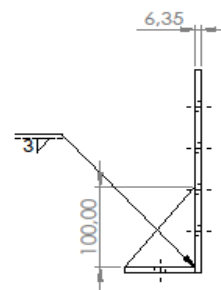
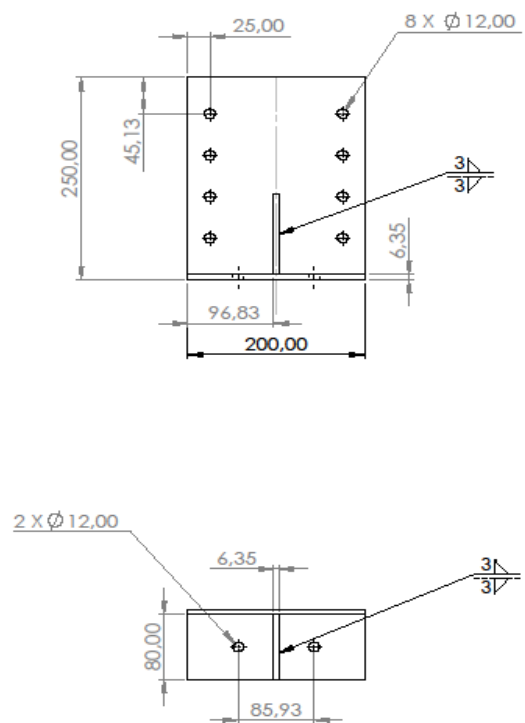


A
(1 : 10)

ALUNO				
PROF	CEFET/RJ			
Data	VISTO			
Esc.:	TÍTULO	UNIDADE	NÚMERO	FOLHA Nº
1: 75	TRAVELIFT	mm		
		NÚMERO DO DESENHO		



ALUNO				
PROF	CEFET/RJ			
Data	VISTO			
Esc.:	TÍTULO	UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA Nº
1: 2	SUPORE DO MOTOREDUTOR	NÚMERO DO DESENHO		



ALUNO				
PROF	CEFET/RJ			
Data	VISTO			
Esc.: 1:5	TÍTULO SUPORTE GUIA DE ROLETES	UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA Nº
		NÚMERO DO DESENHO		